

Centrifugalni ventilator za hlađenje visokobrzinskog mikrogeneratora

Frančin, Loren

Master's thesis / Diplomski rad

2025

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:576017>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-14**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Loren Frančin

ZAGREB, 2025.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

CENTRIFUGALNI VENTILATOR ZA HLAĐENJE VISOKOBRZINSKOG
MIKROGENERATORA

Mentor:
prof. dr. sc. Željko Tuković

Student:
Loren Frančin

ZAGREB, 2025.

Ovom prilikom želim izraziti zahvalnost svom mentoru, profesoru Željku Tukoviću na vodstvu, podršci i savjetima tijekom izrade ovog diplomskog rada. Također se zahvaljujem i KONČAR - Institutu za elektrotehniku i Siniši Majeru na pruženim resursima, stručnim savjetima i prilici da svoje istraživanje provedem u poticajnom okruženju.

Posebnu zahvalu upućujem svojoj obitelji, majci Đulijani, ocu Damiru i sestrama Nataliji i Moreni. Bez vaše podrške, razumijevanja i strpljenja za vrijeme studiranja ovaj rad ne bi bio moguć. Zahvaljujem se i baki Dušici i djedu Vinku što su vjerovali u mene i pružali mi ohrabrenje.

Duboko sam zahvalan i svojoj djevojci Ivani na nesebičnoj ljubavi i neizmjerne podršci kroz sve ove godine.

Za kraj, zahvaljujem i svim prijateljima i kolegama koji su mi upotpunili cijelo ovo razdoblje i učinili ga nezaboravnim.

Hvala vam svima, od srca!

Izjava

Izjavljujem da sam ovaj rad radio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zagreb, 2025

Loren Frančin



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 25 - 06 / 1	
Ur.broj: 15 - 25 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Loren Francin**

JMBAG: 0035216306

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Centrifugalni ventilator za hlađenje visokobrzinskog mikrogeneratora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Centrifugal fan for highspeed microgenerator cooling**

Opis zadatka:

Električni generatori pretvaraju mehaničku u električnu energiju i to najčešće kao sinkroni strojevi koji se vrte sinkronom brzinom koja ovisi o frekvenciji mreže i broju pari polova. Usljed klimatskih izazova razvijaju su tehnologije za maksimalno iskorištavanje energetske resursa, poput visokobrzinskih turbo-generatorskih agregata za iskorištavanje otpadne topline u industriji. Ovi agregati, koji se vrte brzinama većim od 15000 min^{-1} , moraju biti kompaktni, što za posljedicu ima visoko toplinsko opterećenje i ograničeni prostor za rashladni sustav generatora. Gubici nastali na statoru generatora najčešće se odvođuju vodom preko kućišta, dok je odvod gubitaka s rotora posebno izazovan zbog dodatnih gubitaka generiranih radom na pretvaraču. Najjednostavnije rješenje je cirkulacija zraka u zatvorenom krugu primjenom ventilatora koji osigurava potreban protok zraka uz minimalne gubitke i buku. Na ovaj se način toplina nastala na rotoru prenosi posredovanjem zraka na vodu koja ujedno služi za hlađenje statora.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

1. Odrediti optimalno mjesto za ugradnju radnoga kola centrifugalnog ventilatora na rotor mikrogeneratora.
2. Oblikovati radno kolo centrifugalnog ventilatora kojim će se ostvariti prirast statičkog tlaka od 1000 Pa uz protok od $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ zraka kroz zatvoreni rashladni krug visokobrzinskog mikrogeneratora sljedećih parametara: brzina vrtnje 25000 min^{-1} , vanjski promjer rotora generatora 102 mm , promjer vratila 50 mm .
3. Odrediti aerodinamičke karakteristike ventilatora korištenjem metoda računalne mehanike fluida.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

28. studeni 2024.

30. siječnja 2025.

6., 7. i 10. veljače 2025.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof.dr.sc. Željko Tučković

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Sadržaj

Sadržaj	v
Popis slika	vii
Popis tablica	x
Popis oznaka	xi
Sažetak	xiv
Summary	xv
1. Uvod	1
1.1. Specifičnosti proračuna ventilatora za primjenu u električnim strojevima .	3
1.2. Cilj rada	3
2. Ventilatori	4
2.1. Općenito	4
2.2. Centrifugalni ventilatori	6
2.3. Bezdimenzijske karakteristike	8
2.4. Princip rada centrifugalnih ventilatora	10
2.4.1. Stupanj reaktivnosti	15
3. Hidraulički proračun centrifugalnog ventilatora	16
3.1. Analitički proračun radnog kola	16

3.2. Tip centrifugalnog ventilatora	16
3.3. Trokut ulaznih brzina	17
3.4. Utjecaj konačnog broja lopatica	18
3.5. Trokut izlaznih brzina	19
3.6. Oblikovanje lopatice	22
3.7. Proračun gubitaka radnog kola	23
3.7.1. Gubitci pri ulasku u radno kolo	23
3.7.2. Hidraulički gubitci	23
3.7.3. Ukupni gubitci	24
4. Računalno modeliranje	26
4.1. Osnove matematičkog modeliranja	26
4.1.1. Vremensko osrednjavanje Navier-Stokesovih jednadžbi	27
4.1.2. Model turbulencije	28
4.1.3. Strujanje u blizini čvrste stijenke	29
4.1.4. Metoda pokretnog koordinatnog sustava	31
4.2. Prostorna i vremenska diskretizacija	32
4.2.1. Metoda konačnih volumena	33
4.2.2. Sustav linearnih algebarskih jednadžbi	36
5. Proračun radnog kola	38
5.1. Određivanje optimalnog mjesta ugradnje	38
5.2. Određivanje dimenzija ventilatora	40
5.3. Prva inačica radnog kola centrifugalnog ventilatora	43
5.4. Numerički proračun prve inačice radnog kola unutar rashladnog sustava	48
5.5. Numerički proračun gubitka tlaka u rashladnom sustavu	54
5.6. Druga inačica radnog kola centrifugalnog ventilatora	55
5.7. Numerički proračun druge inačice radnog kola unutar rashladnog sustava	60
5.7.1. Karakteristika ventilatora	65
6. Zaključak	68
Bibliografija	69

Popis slika

1.1	Električni motor hrvatskog proizvođača KONČAR-MES	1
1.2	Pojednostavljeni 3D model sinkronog električnog generatora s površinskim trajnim magnetima	2
2.1	Presjek aksijalnog ventilatora [1]	4
2.2	Skica centrifugalnog ventilatora s naznačenim smjerom protoka	5
2.3	Skica ventilatora s poprečnim strujanjem [1]	5
2.4	Trokut brzina centrifugalnog stroja	6
2.5	Oblici lopatica centrifugalnih ventilatora	7
2.6	Idealne radne karakteristike	7
2.7	Cordierov dijagram	9
2.8	Karakteristike centrifugalnih ventilatora [3]	10
2.9	Kontrolna površina radnog kola centrifugalnog ventilatora	12
2.10	Utjecaj gubitaka na karakteristiku ventilatora	14
3.1	Trokut ulaznih brzina	17
3.2	Utjecaj konačnog broja lopatica na trokut izlaznih brzina centrifugalnog ventilatora s unatrag zakrivljenim lopaticama	18
3.3	Trokut izlaznih brzina	20
3.4	Grafičko određivanje lopatice u obliku kružnog luka	22
3.5	Ulaz u radno kolo	23
4.1	Prikaz promjene u^+ u odnosu na y^+ [10]	31

4.2	Mirujući i gibajući koordinatni sustavi	32
4.3	Konačni volumen	34
5.1	Uzdužni presjek rotorskog paketa generatora	38
5.2	Poprečni presjek rotorskog paketa	39
5.3	Poprečni presjek rotora	41
5.4	Odvajanje strujanja pri ulazu u radno kolo	42
5.5	Trokut ulaznih brzina s pretpostavkom radijalnog ulaza	43
5.6	Čeoni prikaz i bočni presjek prve inačice ventilatora - za $\Delta p_{stat} = 1000$ Pa i $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	44
5.7	Ulazni brid lopatice prve inačice ventilatora	44
5.8	Izometrijski prikaz prve inačica centrifugalnog ventilatora - za $\Delta p_{stat} =$ 1000 Pa i $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	46
5.9	Prva inačica ventilatora na ugradbenom mjestu	46
5.10	Prva inačica centrifugalnog ventilatora u Cordierovom dijagramu	47
5.11	Model zatvorenog rashladnog kruga električnog generatora	48
5.12	Uzdužni presjek 3D modela rashladnog kruga električnog generatora s ugrađenom prvom inačicom ventilatora	49
5.13	Površinska prostorna diskretizacija rashladnog sustava	50
5.14	Mreža konačnih volumena na središnjem presjeku prve inačice ventilatora	50
5.15	Vektori relativne brzine na središnjem presjeku ventilatora	51
5.16	Polje statičkog tlaka na središnjem presjeku prve inačice ventilatora . . .	52
5.17	Polje totalnog tlaka na središnjem presjeku prve inačice ventilatora . . .	53
5.18	Gubitak statičkog tlaka Δp_{stat} u rashladnom krugu električnog generatora pri volumnom protoku Q	55
5.19	Trokut ulaznih brzina uz $v_{1u} \neq 0$	56
5.20	Čeoni prikaz i bočni presjek druge inačice ventilatora - za $\Delta p_{stat} =$ 2000 Pa i $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	56
5.21	Druga inačica ventilatora na ugradbenom mjestu	57
5.22	Druga inačica centrifugalnog ventilatora u Cordierovom dijagramu	59
5.23	Presjek radnog kola ventilatora - mreža A	60
5.24	Presjek radnog kola ventilatora - mreža B	61
5.25	Presjek radnog kola ventilatora - mreža C	61

5.26	Vektori relativne brzine u međulopatičnom kanalu na središnjem presjeku druge inačice ventilatora	62
5.27	Konture polja statičkog tlaka na presjeku druge inačice ventilatora	63
5.28	Konture polja totalnog tlaka na presjeku druge inačice ventilatora	64
5.29	Model korišten za numerički proračun karakteristike ventilatora	65
5.30	Karakteristika druge inačice centrifugalnog ventilatora	66
5.31	Ovisnost bezdimenzijske značajke tlaka ψ o bezdimenzijskoj značajci protoka φ za drugu inačicu ventilatora	67

Popis tablica

2.1	Bezdimenzijske značajke	8
5.1	Dimenzije radnog kola centrifugalnog ventilatora	42
5.2	Rezultati proračuna prve inačice centrifugalnog ventilatora	45
5.3	Vrijednosti bezdimenzijskih značajki za prvu inačicu centrifugalnog ventilatora	47
5.4	Rezultat numeričkog proračuna prve inačice centrifugalnog ventilatora . .	51
5.5	Vrijednosti prirasta statičkog tlaka na fan rubnom uvjetu za parametarsku analizu	54
5.6	Rezultati proračuna druge inačice centrifugalnog ventilatora	58
5.7	Vrijednosti bezdimenzijskih značajki za drugu inačicu centrifugalnog ventilatora	59
5.8	Usporedba rezultata numeričkog proračuna za tri različite prostorne diskretizacije	62
5.9	Parametarska analiza karakteristike druge inačice centrifugalnog ventilatora - protoci Q i dobiveni prirasti tlakova	66

Popis oznaka

ϵ	brzina disipacije kinetičke energije turbulencije	29
\mathbf{f}	vektor masenih sila	27
\mathbf{L}	moment količine gibanja	10
\mathbf{M}	moment vanjskih sila	10
\mathbf{r}	vektor položaja	10
\mathbf{u}	vektor obodne brzine	6
\mathbf{v}	vektor apsolutne brzine	6
\mathbf{w}	vektor relativne brzine	6
\mathcal{R}	stupanj reaktivnosti	15
μ_t	turbulentna viskoznost	28
ω	specifična brzina disipacije kin. energije turbulencije	28
\bar{k}	osrednjena kinetička energija turbulencije	28
\bar{w}	srednja relativna brzina	24
τ_w	posmično naprezanje na zidu	30
c_f	faktor hrapavosti površine	24
d	promjer	19
F	površina	24
k	kinetička energija turbulencije	29
M	masa	10
n	vektor normale	11
p	tlak	3
Q	volumni protok	3

q	izvorski ili ponorski član	34
Re	reynoldsov broj	27
S	površina	10
t	vrijeme	10
u^+	bezdimenzijska brzina	30
v_τ	brzina trenja	30
v'_i	pulsirajuća komponenta brzine	28
x	vektora položaja	11
y	udaljenost od stijenke	30
y^+	bezdimenzijska udaljenost od stijenke	30
z	broj lopatica	19
V	volumen	11

Grčka slova

β	kut lopatice	6
Δ	razlika	3
δ	značajka promjera	8
ϵ	permutacijski simbol	11
ϵ	faktor klizanja	19
η	korisnost	8
λ	značajka snage	8
μ	dinamički koeficijent viskoznosti	27
ω	brzina vrtnje	6
Φ	proizvoljna fizikalna veličina	11
φ	značajka protoka	8
ψ	značajka prirasta tlaka	8
ρ	gustoća	11
σ	značajka brzohodnosti	8
σ_{ji}	tenzor površinskih naprezanja	27

Indeksi

1	unutarnji promjer radnog kola	6
2	vanjski promjer radnog kola	6

∞	idealno radno kolo	16
<i>g</i>	gubitci	24
<i>h</i>	hidraulički	13
<i>i, j, k, r</i>	indeksi tenzora	11
imp	radno kolo	14
KV	kontrolni volumen	11
lop	lopatica	24
M	materijalni volumen	10
meh	mehanički	13
sec	po sekundi	8
stat	statički	3
th	teoretski	12
tot	totalni	8
uk	ukupno	14
vol	volumni	13

Sažetak

U ovom radu projektiran je centrifugalni ventilator za hlađenje rotora visokobrzinskog kompaktnog električnog generatora. Analitički hidrodinamički proračun izvršen je iterativno. Za provedbu numeričkog proračuna korišten je programski paket Ansys Fluent i metoda konačnih volumena. Rotacijske pojave modelirane su pomoću rotirajućeg koordinatnog sustava. Utvrđeno je da zadani prirast statičkog tlaka nije bio dovoljan za potrebni protok u rashladnom sustavu električnog generatora. Izvršen je proračun dva radna kola. Prva inačica projektirana je pod pretpostavkom radijalnog ulaza i sa zadanim prirastom tlaka. Druga inačica u obzir uzima tangencijalnu komponentnu apsolutne brzine na ulazu te korigirani prirast statičkog tlaka. Numeričkim putem potvrđene su analitički određene karakteristike te je provedena analiza ovisnosti rezultata o rezoluciji prostorne diskretizacije. Za drugu inačicu centrifugalnog ventilatora određena je karakteristična krivulja.

Ključne riječi: Ansys Fluent, ventilator, električni generator, rotor, hlađenje, metoda konačnih volumena

Summary

In this thesis, a centrifugal fan has been developed for the purpose of cooling a rotor of a very-high-speed compact electric generator. The hydrodynamic analysis was performed iteratively. Numerical analysis was performed using Ansys Fluent and the finite volume method. Rotation effects were modelled using the multiple reference frame method. It was determined that the given required increase of static pressure is inadequate with regards to the required volume flow in the closed-loop cooling system of an electric generator. Two impellers were designed. The first version was developed under the assumption of radial entry and with the given required increase of static pressure. The second version takes into account the non-zero tangential component of absolute velocity at the entrance of the impeller and is developed according to an updated required increase of static pressure. Hydrodynamically determined characteristics were numerically verified and a mesh-dependency analysis was made. The characteristic fan curve was determined for the second version of the centrifugal fan.

Keywords: Ansys Fluent, fan, electric generator, rotor, cooling, finite volume method

1 | Uvod

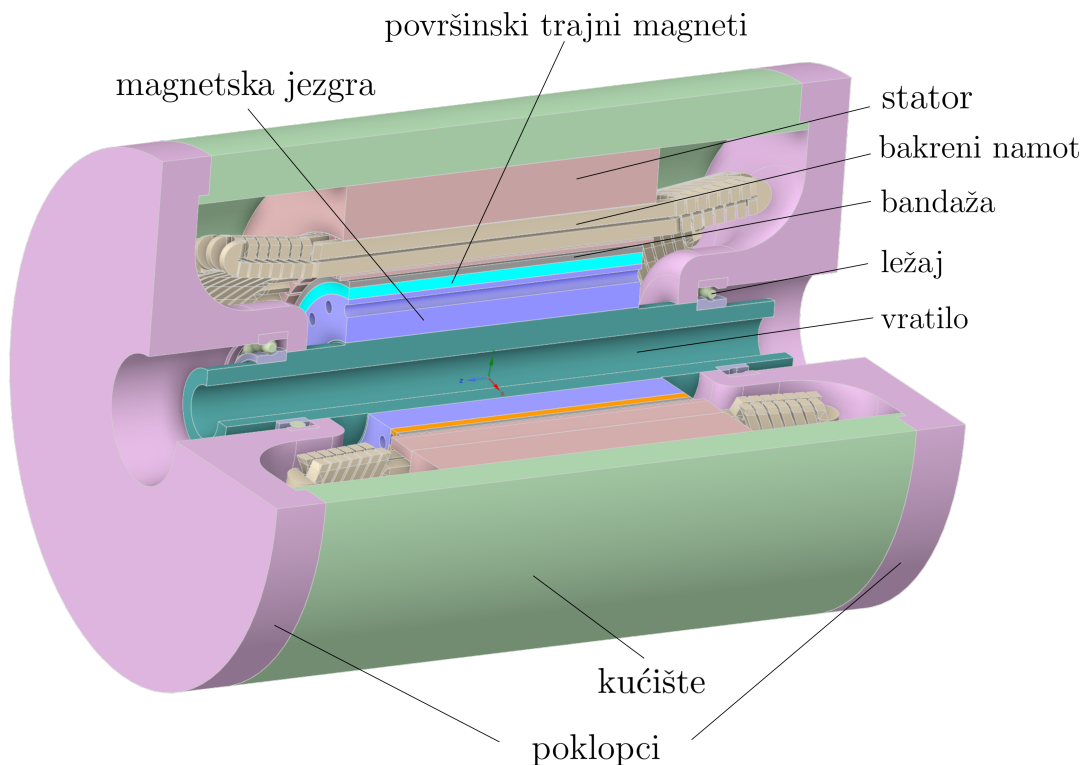
Rotacijski električni strojevi su uređaji koji vrše pretvorbu između električne i mehaničke energije putem elektromagnetskih sila. Ovisno o smjeru pretvorbe, radi se o električnim generatorima ukoliko stroj pretvara mehaničku energiju u električnu ili o električnim motorima ukoliko stroj iz električne energije proizvodi mehaničku. Električni generatori pretežno se izvode kao sinkroni strojevi. Sinkroni strojevi su električni strojevi čije se elektromagnetske pojave i promjene u statoru podudaraju s promjenama na rotoru. Na slici 1.1 prikazan je elektromotor hrvatskog proizvođača KONČAR-MES.



Slika 1.1: Električni motor hrvatskog proizvođača KONČAR-MES

Uslijed klimatskih promjena javlja se potreba za što većim iskorištavanjem korisne

energije u industriji. Primjer toga je iskorištavanje otpadne topline u industrijskim postrojenjima pomoću visokobrzinskih turbo-generatorskih agregata. Takvi su agregati veoma kompaktni i razvijaju brzine vrtnje veće od 15000 min^{-1} te je iz tog razloga njihov razvoj vrlo izazovan. Na slici 1.2 prikazan je pojednostavljeni 3D model moguće izvedbe jednog takvog generatora s naznačenim osnovnim dijelovima. Električni



Slika 1.2: Pojednostavljeni 3D model sinkronog električnog generatora s površinskim trajnim magnetima

generator na slici 1.2 je sinkroni električni generator s površinskim trajnim magnetima (*Surface permanent magnet synchronous generator - SPMSG*). Takve strojeve karakterizira visoki stupanj korisnosti, kompaktnost i visoka gustoća snage. Stupanj korisnosti generatora smanjuje se zbog nesavršenosti pretvorbe energija, odnosno jedan dio dovedene mehaničke energije pretvori se u toplinu, a dio se gubi i zbog trenja zraka, tzv. ventilacijski gubitci. Toplinski gubitci koji nastaju na statoru generatora uglavnom se odvođe kroz kućište generatora gdje se prenose na vodu ili zrak, no problem predstavljaju gubitci na rotoru. Naime, u slučaju neadekvatnog hlađenja rotora može doći do demagnetizacije magneta uslijed visokih temperatura. Posljedica demagnetizacije u

krajnjem slučaju može biti i potpuni prestanak rada generatora. Visoke brzine vrtnje i kompaktnost ovakvih generatora dodatno otežavaju razvoj adekvatnog sustava hlađenja rotora. Jedno relativno jednostavno rješenje je pomoću zatvorenog zračnog rashladnog kruga. Toplinske gubitke s rotora odvodi se zrakom kroz uzdužne provrte u magnetskoj jezgri rotora, a toplinu se strujanjem kroz kućište posredno predaje vodi. Jedan od načina uspostave strujanja u rashladnom krugu je pomoću ventilatora.

1.1. Specifičnosti proračuna ventilatora za primjenu u električnim strojevima

Električni se strojevi razvijaju prema unaprijed određenoj namjeni i zahtijevanim radnim karakteristikama. Odabire se odgovarajući tip stroja pa se elektromagnetskim proračunom određuju dimenzije osnovnih dijelova poput statora i rotora. Pri klasičnom razvoju ventilatora tipično je zadan potrebni volumni protok Q i prirast tlaka Δp koji je potreban da bi se protok ostvario. Tip ventilatora odabire se sukladno karakteristikama sustava u koji se ugrađuje, a dimenzije se određuju na način da je radna točka ventilatora u sustavu ujedno i optimalna radna točka, odnosno da se u toj točki ostvaruje najveća korisnost.

U slučaju da se ventilator razvija za primjenu unutar električnog stroja, dimenzije su već predodređene dimenzijama stroja. Posljedica toga je da takvi ventilatori često rade izvan svoje optimalne radne točke što uvećava ventilacijske gubitke i smanjuje korisnost cijelog stroja. Protok se određuje prema toplinskim gubiticima koje je potrebno odvesti, a da se pritom ne stvaraju značajni ventilacijski gubitci. Potrebni prirast tlaka nije moguće jednostavno odrediti pa se pribjegava numeričkim metodama.

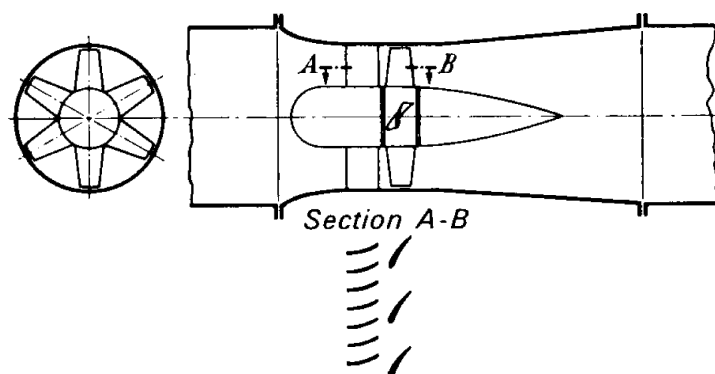
1.2. Cilj rada

Cilj ovog rada je razviti centrifugalni ventilator pomoću kojega će se uspostaviti strujanje u zatvorenom rashladnom krugu električnog generatora. Strujanje mora biti adekvatno za odvođenje topline s rotora generatora pa je potreban volumni protok $Q = 0.006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$, a pretpostavljeni pad statičkog tlaka u rashladnom krugu je $\Delta p_{\text{stat}} = 1000 \text{ Pa}$.

2 Ventilatori

2.1. Općenito

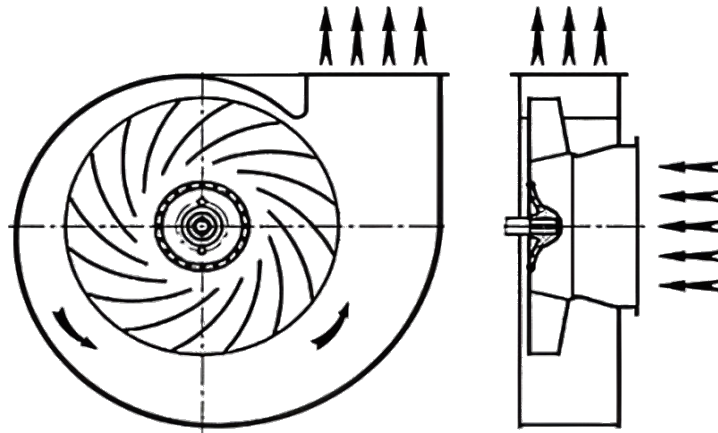
Ventilatori su vrsta turbostroja čija je svrha prijenos energije na plinoviti fluid. Ventilatori uživaju široku primjenu, kako u industriji tako i u kućanstvu, a među kojima su možda najvažnije klimatizacija i hlađenje. Kategorizirati ih se može na više načina, ali s obzirom na smjer protoka medija kroz ventilator, razlikujemo tri vrste: aksijalni ventilator, centrifugalni ventilator i ventilator s poprečnim strujanjem.



Slika 2.1: Presjek aksijalnog ventilatora [1]

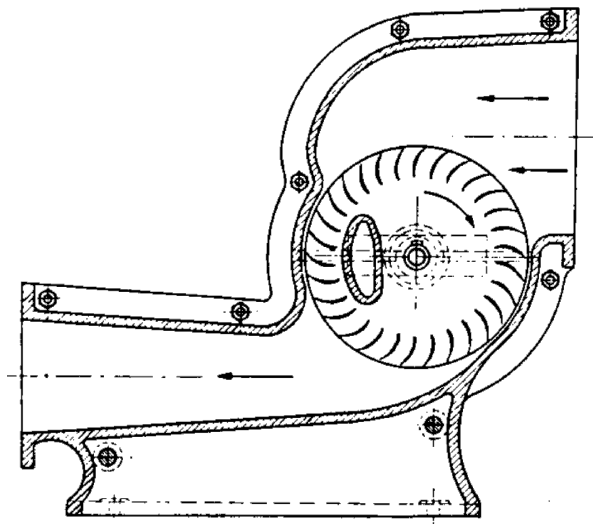
Fluid u aksijalni ventilator ulazi paralelno s osi rotacije te isto tako i izlazi. Sastoji se od kućišta i rotirajuće glavčine na kojoj se nalaze radijalno postavljene lopatice, a u svrhu povećanja korisnosti aksijalni ventilator može sadržavati usmjeravajuće lopatice i difuzor. Prednost aksijalnih ventilatora je visoki protok fluida, jednostavna ugradnja te visoki stupanj korisnosti. Primjer aksijalnog ventilatora prikazan je na slici 2.1. Centrifugalni ventilatori uzrokuju protok temeljem centrifugalne sile. Kao što je prikazano

na slici 2.2, medij u radno kolo ulazi paralelno s osi rotacije te izlazi okomito na os, a primjenjuju se u slučajevima kada je potreban visoki prirast tlaka, odnosno kada u sustavu očekujemo značajne otpore strujanju. Ventilatore s poprečnim strujanjem ili



Slika 2.2: Skica centrifugalnog ventilatora s naznačenim smjerom protoka

tangencijalne ventilatore najčešće susrećemo u tipičnim zidnim klima uređajima u kućanstvima. Karakteristični su po tome što radni medij ulazi u radno kolo okomito na os rotacije, a isto tako i izlazi, što je i prikazano na slici 2.3. U usporedbi s aksijalnim



Slika 2.3: Skica ventilatora s poprečnim strujanjem [1]

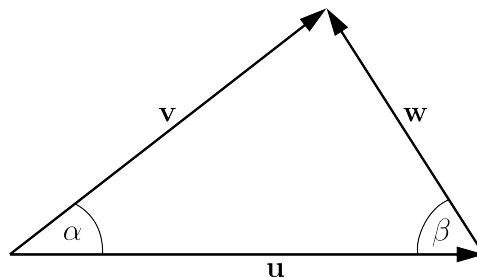
i centrifugalnim ventilatorima imaju niži stupanj korisnosti te se uglavnom koriste u slučajevima s nižim protocima, ali ih karakterizira tihi rad.

2.2. Centrifugalni ventilatori

Ventilatori su rotacijski strojevi pa se u svrhu praktičnijeg opisivanja strujanja i jednostavnijeg proračuna uvodi, uz apsolutni ili referentni koordinatni sustav koji miruje, još i relativni koordinatni sustav. Relativni koordinatni sustav smješten je u os rotacije rotacijskog stroja i rotira jednakom brzinom kao i rotacijski stroj, ω . Promatrač u relativnom koordinatnom sustavu promatra fluid koji kroz radno kolo prolazi brzinom \mathbf{w} . U apsolutnom koordinatnom sustavu, koji je također smješten u osi rotacije, promatra se rotacijski stroj i relativni koordinatni sustav koji zajedno rotiraju, a obodna brzina na nekom proizvoljnom radijusu r označava se s \mathbf{u} . Zbrajanjem vektora relativne brzine \mathbf{w} i obodne brzine \mathbf{u} dobiva se vektor apsolutne brzine \mathbf{v} , odnosno može se zapisati

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} + \mathbf{w} \quad (2.1)$$

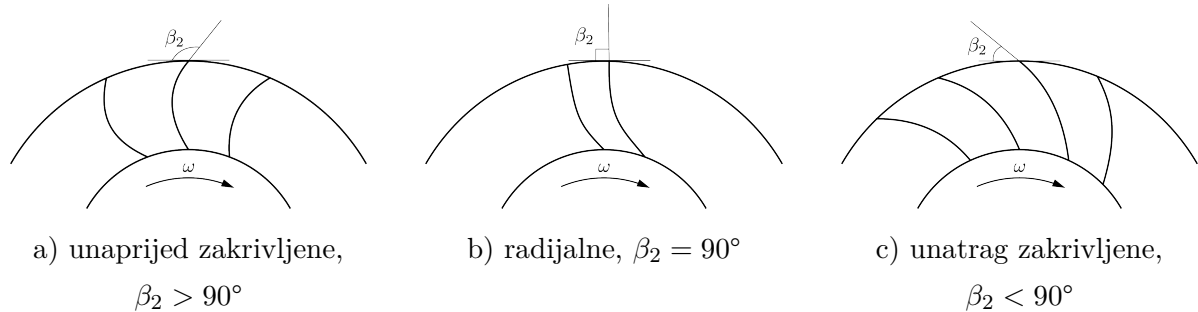
što je predočeno i trokutom brzina na slici 2.4. Veličine koje se odnose na unutarnji



Slika 2.4: Trokut brzina centrifugalnog stroja

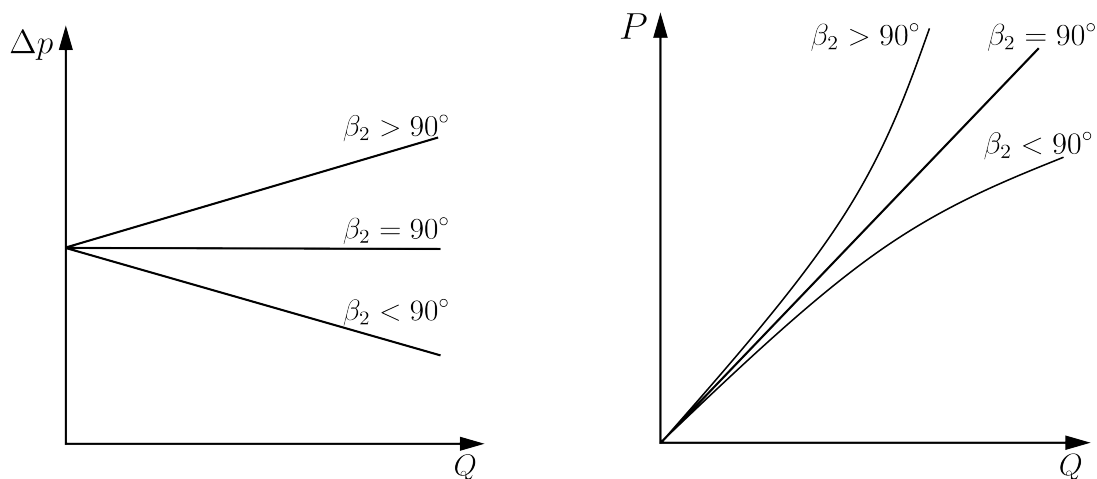
promjer radnog kola označavaju se indeksom 1 dok se one koje se odnose na vanjski promjer označavaju indeksom 2. Tako β_1 označava kut lopatice na ulazu u radno kolo, tj. kut između vektora ulazne relativne brzine \mathbf{w}_1 i negativnog vektora obodne brzine na ulazu \mathbf{u}_1 . Analogno tome, izlazni kut lopatice β_2 je kut između vektora izlazne relativne brzine \mathbf{w}_2 i negativnog vektora obodne brzine na vanjskom promjeru \mathbf{u}_2 . Energija prenesena na radni medij koja se očituje kao prirast tlaka kroz ventilator uvelike ovisi o izlaznom kutu lopatica. S obzirom na smjer vrtnje razlikujemo tri glavna oblika: unaprijed zakrivljene, radijalne i unatrag zakrivljene lopatice. Unaprijed zakrivljene lopatice usmjerene su ka smjeru vrtnje odnosno izlazni kut lopatice β_2 je veći od 90° . Izlazni kut radijalnih lopatica iznosi $\beta_2 = 90^\circ$ dok su unatrag zakrivljene lopatice usmjerene suprotno od smjera vrtnje ventilatora, tj. karakterizira ih izlazni kut $\beta_2 < 90^\circ$, što je

i prikazano na slici 2.5. Na slici 2.6 prikazane su tipične radne karakteristike idealnih



Slika 2.5: Oblici lopatica centrifugalnih ventilatora

centrifugalnih ventilatora u tri spomenute izvedbe. Vidljivo je da kod ventilatora izve-



Slika 2.6: Idealne radne karakteristike

denih s unaprijed zakrivljenim lopaticama dolazi do linearnog povećanja prirasta tlaka s povećanjem protoka, a potrebno povećanje snage paraboličnog je karaktera. Za ventilatore s radijalnim lopaticama prirast tlaka ostaje konstantan s povećanjem protoka dok se potrebna snaga linearno povećava. S povećanjem protoka kod ventilatora s unatrag zakrivljenim lopaticama dolazi do linearnog smanjenja prirasta tlaka, a potrebna snaga raste, ali u ovom slučaju parabola leži ispod linearne karakteristike za radijalne ventilatore.

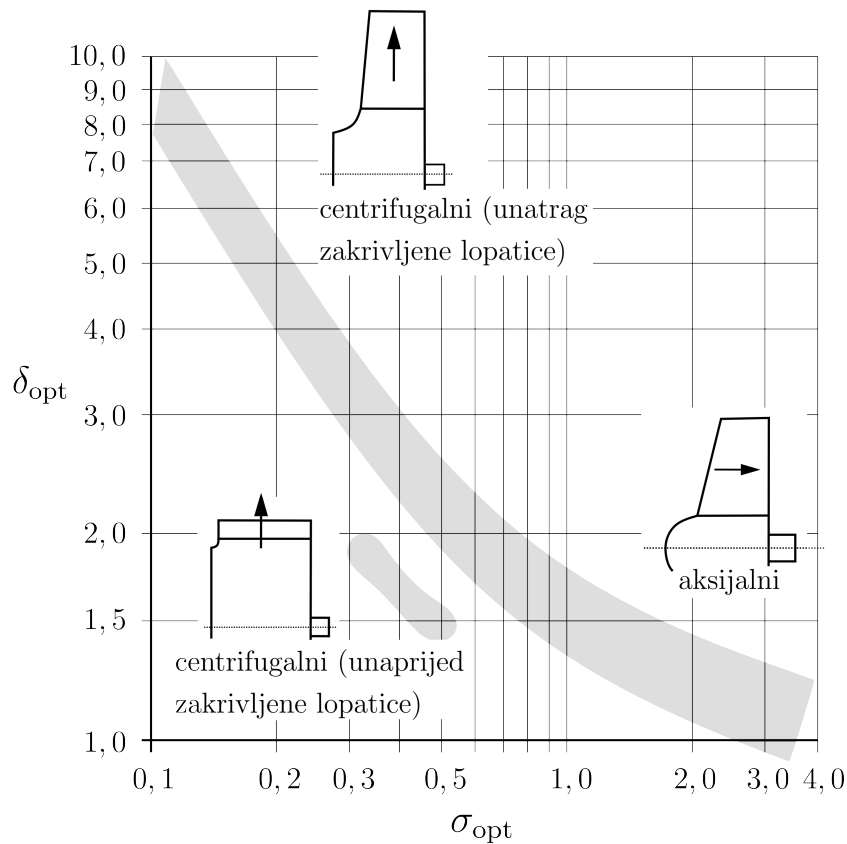
2.3. Bezdimenzijske karakteristike

U svrhu analize, proračuna i usporedbe ventilatora definiraju se bezdimenzijske značajke. Značajke koje se često koriste u inženjerskoj praksi pri proračunu ventilatora dane su u tablici 2.1. značajka protoka φ , značajka prirasta tlaka ψ i značajka snage

Tablica 2.1: Bezdimenzijske značajke

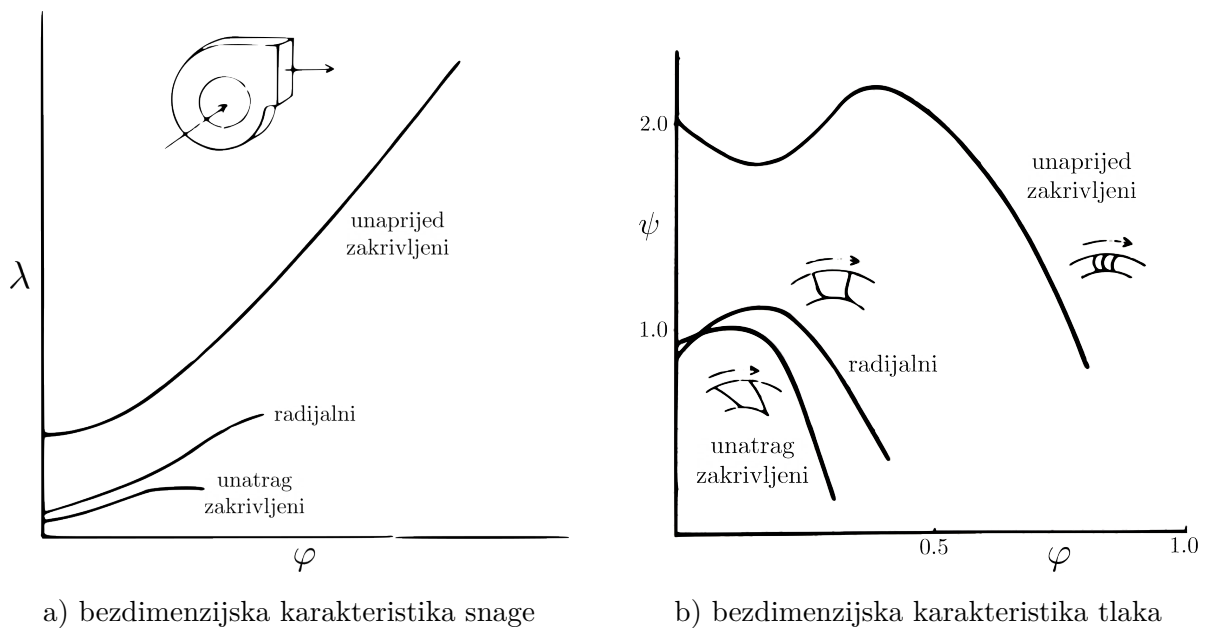
značajka protoka	$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi d_2^2}{4} u_2}$
značajka prirasta tlaka	$\psi = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\frac{\rho u_2^2}{2}}$
značajka snage	$\lambda = \frac{\varphi \psi}{\eta}$
značajka brzohodnosti	$\sigma = 2n_{\text{sec}} \sqrt[4]{\frac{Q^2 \pi^2}{\left(\frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\rho}\right)^3}}$
značajka promjera	$\delta = d_2 \sqrt[4]{\frac{\Delta p_{\text{tot}} \pi^2}{8Q^2 \rho}}$

λ uglavnom se koriste za bezdimenzijski prikaz radnih karakteristika dok se značajkom brzohodnosti σ i značajkom promjera δ određuje optimalni tip ventilatora za zadani prirast totalnog tlaka Δp_{tot} , protok Q i brzinu vrtnje n_{sec} [2]. Na slici 2.7 prikazan je Cordierov dijagram. Pomoću izračunate značajke brzohodnosti σ može se jednostavno pronaći optimalna značajka promjera δ , a time i tip i dimenzije ventilatora. Za izračunatu značajku brzohodnosti, vrijednost optimalne značajke promjera leži u naznačenom pojasu. Prema dijagramu, centrifugalni ventilator s unatrag povinutim lopaticama je optimalni tip ventilatora pri $0,1 < \sigma < 0,6$. U području $\sigma > 0,6$ optimalni tip ventilatora je aksijalni ventilator. Optimalno područje centrifugalnog ventilatora s unaprijed povinutim lopaticama leži izvan glavnog pojasa. Cordierov dijagram dobiven je empirijskim putem još davne 1953. godine. Naime, Otto Cordier je stvorio bazu eksperimentalno provjerenih ventilatora raznih tipova i veličina te je za svaki ventilator odredio bezdimenzijsku značajku brzohodnosti σ i značajku promjera δ . Na taj je način prepoznat raspon optimalnih vrijednosti bezdimenzijskih značajki za koje se ostvaruje najveća korisnost η .



Slika 2.7: Cordierov dijagram

Radne karakteristike različitih oblika centrifugalnih ventilatora prikazane su na slici 2.8. Prikazane su ovisnosti bezdimenzijske značajke snage λ na slici a) i bezdimenzijske značajke tlaka ψ na slici b) o bezdimenzijskoj značajki volumnog protoka φ . Centrifugalni ventilatori s unaprijed povinutim lopaticama za jednake protoke mogu proizvesti značajno veći prirast totalnog tlaka, ali je značajka snage višestruko veća. Također, pri relativno malom povećanju protoka dolazi do značajnijeg povećanja potrebne snage, što može dovesti do preopterećenja pogonskog sustava [3]. Isto tako, karakteristika je nestabilna zbog pojave "sedla" što može biti nezgodno kod paralelnog rada dva ventilatora.



Slika 2.8: Karakteristike centrifugalnih ventilatora [3]

2.4. Princip rada centrifugalnih ventilatora

Centrifugalni ventilatori, kao i svi ostali turbostrojevi, rade na principu očuvanja momenta količine gibanja. Zakon očuvanja momenta količine gibanja u osnovi potječe iz Newtonovih zakona gdje drugi Newtonov zakon kaže da će ukupna promjena momenta količine gibanja biti jednaka momentu vanjskih sila, odnosno

$$\frac{d\mathbf{L}}{dt} = \mathbf{M}. \quad (2.2)$$

Moment količine gibanja \mathbf{L} jednak je vektorskom produktu vektora položaja \mathbf{r} i količine gibanja tijela $m\mathbf{v}$

$$\frac{d}{dt}(\mathbf{r} \times m\mathbf{v}) = \mathbf{M}.$$

Za daljnji izvod uvodi se pojam materijalnog volumena V_M . Materijalni volumen je dio prostora ispunjen fluidom koji se tijekom gibanja sastoji stalno od jednih te istih čestica. Od okoline je odijeljen materijalnom površinom S_M koja se također sastoji stalno od jednih te istih čestica. Tijekom gibanja materijalni volumen mijenja svoj položaj, oblik i veličinu pa je za opis njegova gibanja potrebno opisati gibanje svake obuhvaćene čestice [4]. U indeksnom zapisu, zakon očuvanja momenta količine gibanja

za materijalni volumen glasi

$$\frac{D}{Dt} \int_{V_M} \epsilon_{kji} x_j \rho v_i dV = \int_{V_M} \epsilon_{kji} x_j \rho f_i dV + \int_{S_M} \epsilon_{kji} x_j \sigma_i dS. \quad (2.3)$$

Moment vanjskih sila \mathbf{M} rastavljen je na moment masenih sila f_i i moment površinskih sila σ_i , a x_j predstavlja vektor položaja. U većini slučajeva, cilj dinamike fluida nije pratiti određeni volumen fluida kroz prostor i promatrati koje se promjene na tom volumenu događaju već postoji konstrukcija na koju fluid svojim strujanjem na neki način djeluje. Tim povodom uvesti će se pojam kontrolnog volumena V_{KV} čija će se površina S_{KV} poklapati s površinom konstrukcije u interesu. Vežu između promjene fizikalne veličine u materijalnom i kontrolnom volumenu daje Reynoldsov transportni teorem koji za proizvoljnu fizikalnu veličinu Φ glasi

$$\frac{D}{Dt} \int_{V_M} \Phi dV = \frac{d}{dt} \int_{V_{KV}} \Phi dV + \int_{S_{KV}} \Phi v_i n_i dS. \quad (2.4)$$

Primjenom Reynoldsovog transportnog teorema, jednadžba 2.3 poprima oblik

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{KV}} \epsilon_{kji} x_j \rho v_i dV + \int_{S_{KV}} \epsilon_{kji} x_j \rho v_i v_r n_r dS = \int_{V_{KV}} \epsilon_{kji} x_j \rho f_i dV + \int_{S_{KV}} \epsilon_{kji} x_j \sigma_i dS \quad (2.5)$$

i predstavlja zakon očuvanja momenta količine gibanja za kontrolni volumen V_{KV} .

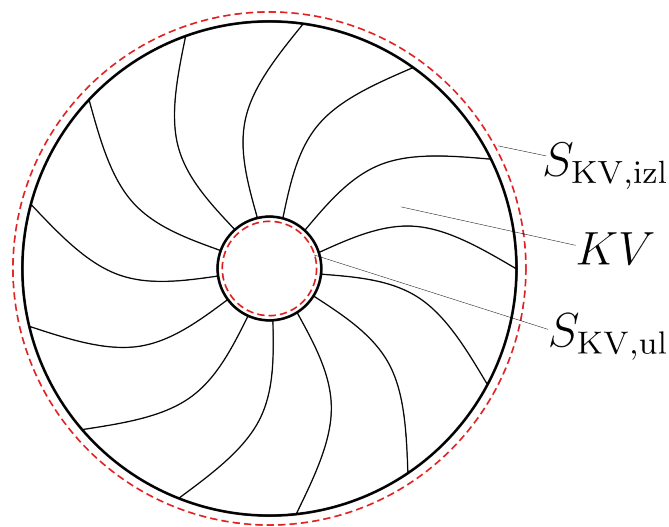
U ovom je slučaju konstrukcija od interesa ventilator, a analizira se njegov utjecaj na fluid. Na slici 2.9 naznačena je površina kontrolnog volumena na radnom kolu. U primjenu zakona očuvanja momenta količine gibanja na radno kolo centrifugalnog ventilatora ulazi se pod pretpostavkom stacionarnog i nestlačivog strujanja

$$\frac{d}{dt} = 0 \quad i \quad \rho = konst.$$

pa jednadžba 2.5 glasi

$$\rho \int_{S_{KV}} \epsilon_{kji} x_j v_i v_r n_r dS = M_k. \quad (2.6)$$

U ovom se problemu radi o visokoj brzini vrtnje pa utjecaj stlačivosti nije zanemariv. No za radno kolo ventilatora kroz koje medij struji brzinom manjom od 100 m s^{-1} , greška koja se uvodi u proračun prirasta totalnog tlaka prema eksperimentalnim podacima iznosi 2.5% [1]. Takva će se greška smatrati prihvatljivom zbog pojednostavljenja proračuna koje se uvodi tom pretpostavkom. Primjenom jednadžbe 2.6 na kontrolni volumen



Slika 2.9: Kontrolna površina radnog kola centrifugalnog ventilatora

radnog kola ventilatora po slici 2.9 dobiva se jednadžba

$$M = \rho Q (r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u})$$

koja se još naziva i Eulerova jednadžba za turbostrojeve. Ista se može zapisati i u obliku

$$\Delta p_{\text{tot,th}} = \rho [u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}] \quad (2.7)$$

koji je primjereniji za analitički proračun radnog kola. Primjenom poučka o kosinusu na trokut brzina na slici 2.4 dobiva se

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - u_2 v_2 \cos \alpha_2,$$

čime slijedi

$$u_1 v_{u1} = \frac{1}{2} (u_1^2 + v_1^2 - w_1^2) \text{ i}$$

$$u_2 v_{u2} = \frac{1}{2} (u_2^2 + v_2^2 - w_2^2)$$

te će se jednadžba 2.7 preoblikovati

$$\Delta p_{\text{tot,th}} = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2). \quad (2.8)$$

Ovakav oblik Eulerove jednadžbe za turbostrojeve pogodan je zbog toga jer je prirast totalnog tlaka kroz radno kolo rastavljen na tri dijela koje se lakše tumači. Član $\frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2)$ predstavlja prirast statičkog tlaka pri djelovanju centrifugalne sile. Član $\frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2)$ prikazuje prirast kinetičke energija fluida. U slučaju postojanja spiralnog provodnog kola brzina strujanja fluida se smanjuje, a kinetička energija se pretvara u potencijalnu, odnosno dolazi do dodatnog prirasta statičkog tlaka. Član $\frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2)$ predstavlja pretvorbu kinetičke energije u statički tlak unutar radnog kola. Iz tog je člana vidljivo da bi se proširenjem radnog kola prema izlazu mogao ostvariti veći prirast tlaka. Ostvareni prirast statičkog tlaka kroz radno kolo je

$$\Delta p_{\text{stat,th}} = \frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2), \quad (2.9)$$

pa je prirast totalnog tlaka

$$\Delta p_{\text{tot,th}} = \Delta p_{\text{stat,th}} + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2). \quad (2.10)$$

Naravno, teorijski prirast totalnog tlaka ostvariv je isključivo u idealnim uvjetima. U stvarnosti, pri strujanju viskoznog fluida kroz radno kolo dolazi do pojave sekundarnih strujanja u međulopatičnom kanalu. Posljedica sekundarnih strujanja je smanjenje prirasta totalnog tlaka u odnosu na teorijski. Prirast tlaka dodatno je umanjen jer je u stvarnosti broj lopatica konačan. Konačnim brojem lopatica ne može se u jednakoj mjeri usmjeriti strujanje fluida kroz međulopatični prostor već dolazi do odstupanja izlaznog kuta od kuta lopatice [5]. Spomenuti gubitci koji uzrokuju odstupanje stvarnog prirasta tlaka od onog teorijskog nazivaju se hidraulički gubitci, a omjer ostvarenog i teorijskog prirasta totalnog tlaka je hidraulička korisnost η_h ,

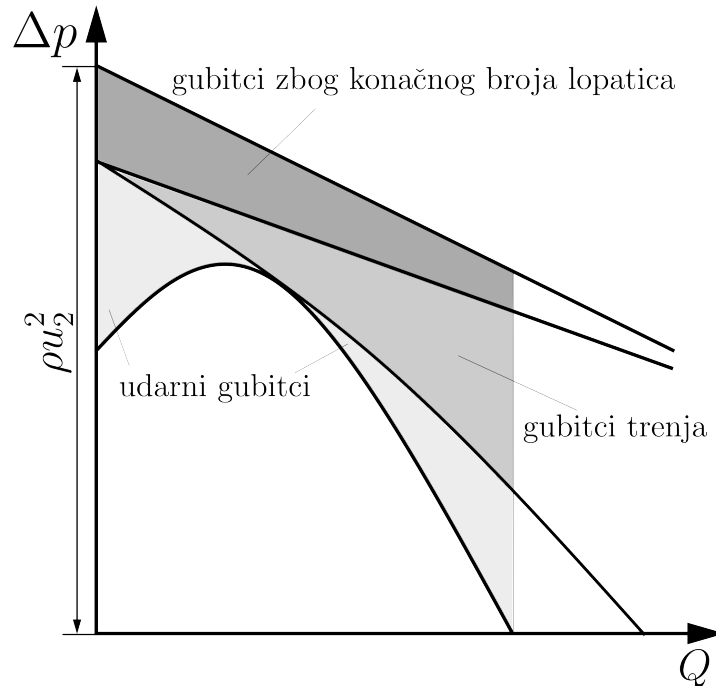
$$\eta_h = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\Delta p_{\text{tot,th}}}. \quad (2.11)$$

Na ukupnu korisnost centrifugalnih ventilatora, uz hidrauličke gubitke, utječu još i mehanički i volumni gubitci. Mehanička korisnost η_{meh} omjer je snage na izlazu iz ventilatora i snage kojom se ventilator pogoni. Do mehaničkih gubitaka dolazi u ležajevima i elementima prijenosa snage. Volumni gubitci posljedica su razlike između volumnog protoka kroz radno kolo ventilatora i volumnog protoka na izlazu. Razliku može uzrokovati strujanje dijela fluida kroz zračnost između kućišta i radnog kola koji onda ne pridonosi prirastu totalnog tlaka, a to se opisuje volumnom korisnošću η_{vol} . Ukupna

korisnost ventilatora η_{uk} jednaka je umnošku hidrauličkih, mehaničkih i volumnih korisnosti,

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_{\text{hyd}}\eta_{\text{meh}}\eta_{\text{vol}}. \quad (2.12)$$

Na slici 2.10 prikazan je utjecaj gubitaka na karakteristiku ventilatora. Ilustrirano je



Slika 2.10: Utjecaj gubitaka na karakteristiku ventilatora

kako svaki tip gubitaka utječe na linearnu karakteristiku idealnog ventilatora i oblikuje krajnju karakterističnu krivulju izvedenog ventilatora. Vidljivo je kako karakteristika ventilatora s konačnim brojem lopatica ostaje linearna kao i kod beskonačnog broja lopatica, a sjecište pravaca nalazi se ispod osi volumnog protoka Q . Gubitci zbog trenja rastu proporcionalno s kvadratom prosječne relativne brzine fluida na ulazu u radno kolo w_1 , odnosno $\Delta p_{\text{imp}} \propto w_1^2$ [1]. Do gubitaka dolazi i zbog udara ulaznog mlaza fluida o lopatice ventilatora u radu izvan radne točke za koju je ventilator projektiran. U slučajevima kada je volumni protok veći ili manji od onoga za koji je ventilator projektiran, fluid u radno kolo ulazi udarno, a to znači da se ulazni kut fluida više ne podudara s kutom lopatice na ulazu [5].

2.4.1. Stupanj reaktivnosti

Još jedan važan pokazatelj u proračunu ventilatora je stupanj reaktivnosti \mathcal{R} koji se računa kao

$$\mathcal{R} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\Delta p_{\text{tot}}}. \quad (2.13)$$

Stupanj reaktivnosti pokazuje udio prirasta statičkog tlaka u odnosu na prirast totalnog tlaka.

3 Hidraulički proračun centrifugalnog ventilatora

3.1. Analitički proračun radnog kola

Analitički proračun vrši se prema literaturi [1] i [3]. U preliminarni proračun ulazi se pod pretpostavkom idealnog radnog kola, odnosno smatra se da radno kolo sadrži beskonačno mnogo beskonačno tankih lopatica. Takvom pretpostavkom osigurano je prijanjanje strujnica na konturu lopatice i eliminirani su gubici trenja kroz radno kolo. Sve veličine koje su izračunate pod ovom pretpostavkom sadržavat će indeks ∞ .

3.2. Tip centrifugalnog ventilatora

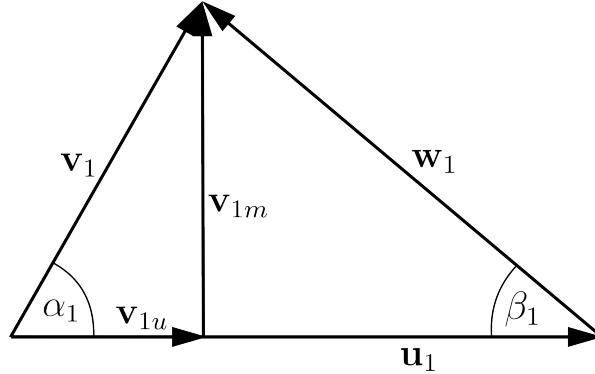
Za daljnju razradu u ovom radu odabire se tip centrifugalnog ventilatora s unatrag zakrivljenim lopaticama. Ventilatori s unatrag zakrivljenim lopaticama imaju povoljniju karakteristiku nego radijalni ventilatori i ventilatori s unaprijed zakrivljenim lopaticama. Izbjegava se sedlasta karakteristika ventilatora s unaprijed zakrivljenim lopaticama te veća potrebna snaga. Također, ovaj tip ventilatora tipično je manje bučan. Zbog tehnološke jednostavnosti pri izradi, u ovom radu razmatrat će se radno kolo s paralelnim diskovima, odnosno vrijedit će

$$b_1 = b_2 = b.$$

U praksi se teži smanjenju izlazne širine kako bi relativna brzina w_2 na izlazu bila što bliža relativnoj brzini w_1 na ulazu u radno kolo. Na taj se način izbjegava usporavanje fluida, odnosno pojava negativnog gradijenta tlaka, a posljedično i odvajanja strujanja.

3.3. Trokut ulaznih brzina

Na slici 3.1 prikazan je trokut ulaznih brzina. Obojna brzina na unutarnjem radijusu



Slika 3.1: Trokut ulaznih brzina

računa se prema izrazu

$$u_1 = \omega r_1 = \frac{n\pi}{30} r_1. \quad (3.1)$$

Brzina vrtnje n zadana je kao parametar zadatka dok se radijus r_1 određuje sukladno geometriji rotora. Volumni protok kroz radno kolo jednak je umnošku meridionalne komponente apsolutne brzine i površine okomite na smjer toka pa je meridionalna komponenta jednaka

$$v_{1m} = \frac{Q}{2r_1\pi b}. \quad (3.2)$$

Protok Q je zadana veličina dok se b određuje, kao i r_1 , sukladno dostupnom prostoru na ugradbenom mjestu. Veličine koje slijede jednostavno se računaju pomoću osnovnih trigonometrijskih relacija. Ulazni kut lopatice β_1 tako slijedi iz

$$\beta_1 = \arctan \frac{v_{1m}}{u_1 - v_{1u}}. \quad (3.3)$$

Relativnu brzinu w_1 dobiva se pomoću slične relacije,

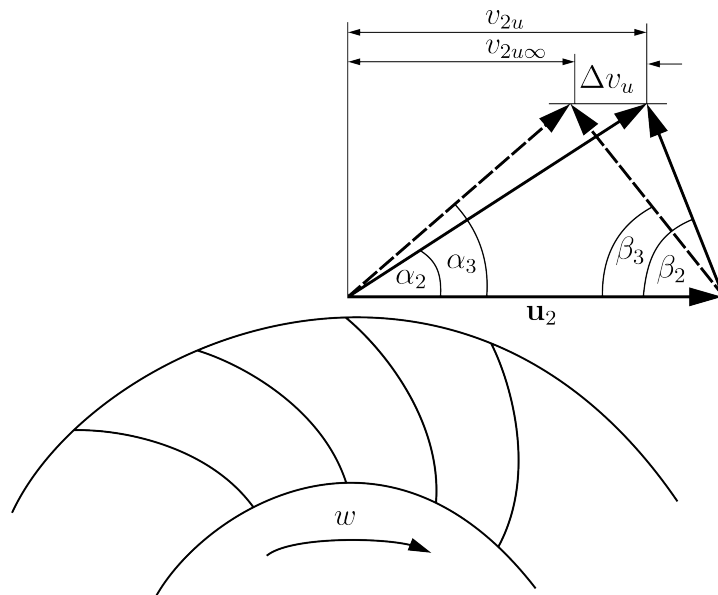
$$w_1 = \frac{v_{1m}}{\sin \beta_1}. \quad (3.4)$$

Do apsolutne brzine na ulazu u radno kolo može se doći primjenom kosinusovog poučka,

$$v_1 = \sqrt{w_1^2 + u_1^2 - 2w_1u_1 \cos \beta_1}. \quad (3.5)$$

3.4. Utjecaj konačnog broja lopatica

Za slučaj beskonačno mnogo beskonačno tankih lopatica strujanje savršeno prianja na konturu lopatice te je izlazni kut relativne brzine fluida jednak izlaznom kutu lopatice β_2 . Lako je zamisliti da smanjenjem broja lopatica takvo "vođenje" fluida neće biti moguće, odnosno kut relativne brzine na izlazu neće biti jednak izlaznom kutu lopatice. Ako je broj lopatica konačan, fluid ima manju tendenciju tangencijalnog strujanja, odnosno komponenta v_u se smanjuje [1]. Na slici 3.2 prikazana je promjena izlaznog kuta β_2 zbog utjecaja konačnog broja lopatica za centrifugalni ventilator s unatrag zakrivljenim lopaticama. Posljedica smanjenja komponente v_{2u} je smanjenje teoretskog prirasta



Slika 3.2: Utjecaj konačnog broja lopatica na trokut izlaznih brzina centrifugalnog ventilatora s unatrag zakrivljenim lopaticama

totalnog tlaka. Za slučaj beskonačnog broja beskonačno tankih lopatica, totalni prirast tlaka iznosi

$$\Delta p_{\text{tot, th}\infty} = \rho(u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u}).$$

Uzme li se u obzir smanjenje tangencijalne komponente apsolutne brzine Δv_u , prirast tlaka u slučaju konačnog broja lopatica jednak je

$$\Delta p_{\text{tot, th}} = \rho[u_2(v_{2u\infty} - \Delta v_u) - u_1 v_{1u}].$$

Omjer teoretskog prirasta totalnog tlaka za slučaj beskonačnog broja lopatica $\Delta p_{\text{tot,th}\infty}$ u odnosu na prirast tlaka s konačnim brojem lopatica biti će

$$\epsilon = \frac{\Delta p_{\text{th}}}{\Delta p_{\text{th}\infty}}, \quad (3.6)$$

gdje se ϵ još naziva i faktor klizanja. Prvu korisnu metodu za približan proračun dao je Stodola, a temelji se na pretpostavci da je relativna cirkulacija fluida u međulopatičnom prostoru odgovorna za smanjenje prirasta tlaka. Ta metoda se često koristi i danas, ali u ovom radu koristi se analitički izvedeni izraz koji se temelji na pretpostavci koja je analogna Stodolinom pristupu - pretpostavlja se da linearni profil relativne brzine w u međulopatičnom prostoru ekvivalentan rotaciji ukupnog strujanja kroz međulopatični prostor. Tom je pretpostavkom dobiven izraz

$$\epsilon = \frac{1}{1 + \sin \beta_2 \frac{\pi d_2^2 b}{8zS}}, \quad (3.7)$$

a izvod se može pronaći u [1], str. 38. Veličina S se za slučaj paralelnih diskova, odnosno $b_1 = b_2 = b$ računa izrazom

$$S = \frac{b}{8} d_2^2 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (3.8)$$

Izraz za optimalni broj lopatica kod centrifugalnih ventilatora ne postoji pa se približan broj lopatica može odrediti pomoću izraza

$$z = \frac{8\pi}{3} \frac{\sin \beta_2}{\left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right)}, \quad (3.9)$$

prema [1].

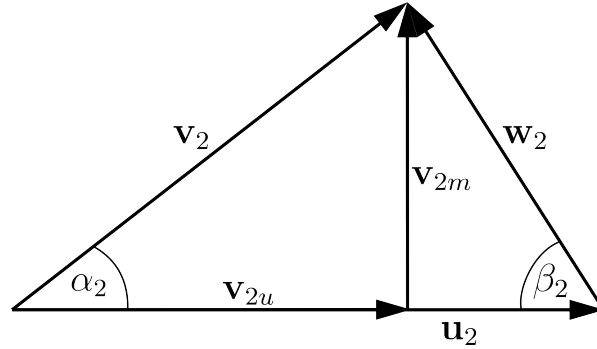
3.5. Trokut izlaznih brzina

Trokut izlaznih brzina prikazan je na slici 3.3. Kao i kod trokuta ulaznih brzina, obodna brzina na izlazu računa se prema izrazu

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{n\pi}{30} r_2. \quad (3.10)$$

Analogno pristupu kod trokuta ulaznih brzina, meridionalna komponenta apsolutne brzine na izlazu iz radnog kola dobiva se izrazom

$$v_{2m} = \frac{Q}{2r_2\pi b}. \quad (3.11)$$



Slika 3.3: Trokut izlaznih brzina

Kut lopatice na izlazu, β_2 , pronaći će se iterativnom metodom počevši od jednadžbe za proračun prirasta statičkog tlaka u radnom kolu ventilatora

$$\Delta p_{\text{stat,th}\infty} = \frac{\rho}{2} [u_2^2 - w_2^2 + w_1^2 - u_1^2]. \quad (3.12)$$

U navedenu jednadžbu uvrštava se izraz za w_2 dobiven trigonometrijskom relacijom,

$$w_2 = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad (3.13)$$

te se uzima u obzir utjecaj konačnog broja lopatica pomoću izraza

$$\epsilon = \frac{\Delta p_{\text{stat,th}}}{\Delta p_{\text{stat,th}\infty}} \frac{r_{\text{th}\infty}}{r_{\text{th}}}$$

odakle proizlazi

$$\Delta p_{\text{stat,th}} = \epsilon \frac{r_{\text{th}}}{r_{\text{th}\infty}} \Delta p_{\text{stat,th}\infty}. \quad (3.14)$$

Nakon uvrštavanja jednadžbe 3.12 u gornju jednadžbu, dobije se

$$\Delta p_{\text{stat,th}} = \epsilon \frac{r_{\text{th}}}{r_{\text{th}\infty}} \frac{\rho}{2} \left(u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - \frac{v_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2} \right). \quad (3.15)$$

Nadalje, uzmu li se u obzir hidraulički gubitci radnog kola

$$\eta_h = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\Delta p_{\text{tot,th}}} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\Delta p_{\text{stat,th}}} \frac{r_{\text{th}}}{r} \quad (3.16)$$

konačna jednadžba bit će

$$\Delta p_{\text{stat}} = \frac{r}{r_{\text{th}\infty}} \eta_h \epsilon \frac{\rho}{2} \left(u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - \frac{v_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2} \right). \quad (3.17)$$

Za inicijalni proračun kuta β_2 pretpostavit će se vrijednosti hidrauličke korisnosti η_h , faktora klizanja ϵ i omjera stupnjeva reaktivnosti. Za takve vrijednosti dobit će se izlazni kut lopatice β_2 koji će se potom uvrstiti u jednadžbu 3.9. Zatim se β_2 i aproksimirani broj lopatica uvrštavaju u jednadžbu 3.7 za proračun odgovarajućeg faktora klizanja. Pomoću dobivenog faktora klizanja računa se tangencijalna komponenta apsolutne brzine strujanja v_{2u}

$$v_{2u} = \frac{\epsilon(u_2 v_{2u\infty} - u_1 v_{1u}) + u_1 v_{1u}}{u_2} \quad (3.18)$$

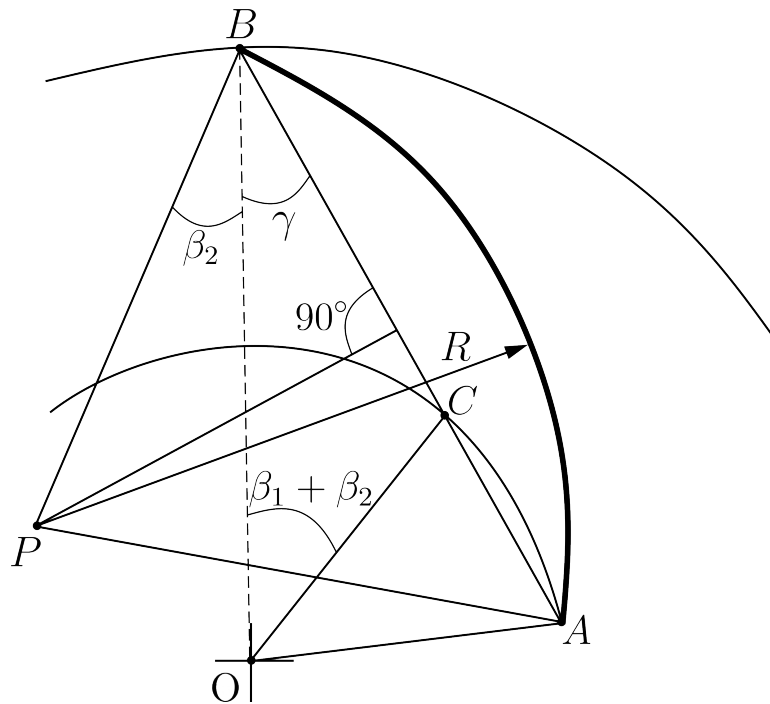
pomoću koje se onda računa teorijski prirast totalnog tlaka

$$\Delta p_{\text{tot,th}} = \rho(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}).$$

Nakon proračuna gubitaka i određivanja hidrauličkog stupnja korisnosti η_h ulazi se u novi iteracijski korak. Iteracija se nastavlja do konvergencije kuta β_2 .

3.6. Oblikovanje lopatice

Zbog tehnološki jednostavnije izvedbe, lopatice se često oblikuju pomoću kružnog luka. Grafička metoda izvedbe kružnog luka prikazana je na slici 3.4. Iz središta koordinatnog sustava vuče se dužina pod kutem $(\beta_1 + \beta_2)$ u odnosu na vertikalnu os do točke C. Iz točke B zatim se vuče pravac kroz točku C pa sve do ponovnog sjecišta s unutarnjim promjerom radnog kola. Tako nastaje tetiva \overline{AB} kružnog luka. Potom se pronalazi sjecište okomice iz središta tetive \overline{AB} i pravca koji je povučen iz točke B pod kutem β_2 u odnosu na vertikalnu os. To sjecište na slici je označeno slovom P i predstavlja središte kružnog luka radijusa R. Također, polumjer kružnog luka može se



Slika 3.4: Grafičko određivanje lopatice u obliku kružnog luka

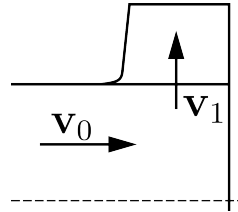
izračunati pomoću izraza

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_2 - r_1 \cos \beta_1)}. \quad (3.19)$$

3.7. Proračun gubitaka radnog kola

3.7.1. Gubitci pri ulasku u radno kolo

Do gubitaka dolazi zbog naglog skretanja fluida u radno kolo ventilatora. Na slici



Slika 3.5: Ulaz u radno kolo

3.5 prikazana je brzina neposredno prije skretanja v_0 i brzina neposredno prije ulaska u radno kolo v_1 . Gubitci pri skretanju mogu se dobiti pomoću izraza

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \frac{\rho v_1^2}{2} \quad (3.20)$$

gdje

$$\zeta_1 = 0,15 \dots 0,25.$$

Gubitci skretanja relativno su mali u odnosu na ukupne gubitke radnog kola [1].

3.7.2. Hidraulički gubitci

Najveći gubitci nastaju zbog trenja u samom radnom kolu. Uz pretpostavku da ne dolazi do odvajanja strujanja, koja vrijedi za korisnost iznad 85%, svi gubitci u rotoru mogu se pribrojiti gubiticima zbog trenja. Analizi se pristupa na način da se lopatice tretiraju kao ravne ploče preko kojih struji fluid. Ukupne gubitke tlaka kroz radno kolo ventilatora dijeli se na gubitke zbog usporenja $\Delta p''$ i gubitke trenja $\Delta p'$. Gubitci usporenja računaju se prema izrazu

$$\Delta p'' = \zeta' \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad (3.21)$$

gdje je $\zeta' = 0,1 \dots 0,2$. Dok se gubitke trenja dobiva pomoću izraza

$$\Delta p' = c_f F_{\text{uk}} \frac{\rho}{2} \bar{w}^3 Q^{-1} \quad (3.22)$$

gdje je c_f faktor hrapavosti površine koji za glatke površine iznosi $c_f = 0,004 - 0,0045$, F_{uk} ukupna površina koja uključuje površine lopatica i površine bočnih diskova. Brzina \bar{w} je srednja brzina kroz međulopatični kanal radnog kola ventilatora, a računa se kao

$$\bar{w} = \frac{w_1 + w_2}{2}.$$

Površina lopatice aproksimira se izrazom

$$F_{\text{lop}} = 2zlb, \quad \text{gdje} \quad l = \frac{r_2 - r_1}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}.$$

Ukupnu površinu čini zbroj površine lopatica i površine bočnih diskova, odnosno

$$F_{\text{uk}} = 2zlb + 2\pi(r_2^2 - r_1^2).$$

Ukupni gubitak tlaka računa se zatim kao

$$\Delta p_{\text{imp}} = \Delta p' + \Delta p'' \tag{3.23}$$

3.7.3. Ukupni gubitci

Zbroje li se do sada izračunati gubitci dobit će se ukupni gubitci tlaka kroz radno kolo ventilatora

$$\Delta p_g = \Delta p_{\text{imp}} + \Delta p_1 \tag{3.24}$$

Kako bi te gubitke uračunali u proračun radnog kola, teoretski prirast tlaka mora biti jednak zbroju potrebnog totalnog prirasta tlaka i gubitaka tlaka u radnom kolu ventilatora, tj.

$$\Delta p_{\text{tot,th}} = \Delta p_{\text{tot}} + \Delta p_g.$$

Hidraulička korisnost predstavlja omjer ostvarenog prirasta totalnog tlaka i teoretskog prirasta, odnosno

$$\eta_h = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\Delta p_{\text{tot,th}}} = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\Delta p_{\text{tot}} + \Delta p_g}.$$

Kako u ovom sklopu nema statičkih elemenata već se cijeli sklop rotira zajedno s rotorom električnog generatora, neće doći do volumetrijskih gubitaka pri prestrujavanju kroz raspore. Dodatni mehanički gubitci u ležajevima zbog ugradnje ventilatora zanemarivi su u usporedbi s gubitcima koji se javljaju u radu samog generatora pa njih

također možemo zanemariti. To znači da će ukupna korisnost ventilatora biti jednaka hidrauličkoj korisnosti;

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_h.$$

4 Računalno modeliranje

Za numeričku analizu ovog problema korišten je programski paket Ansys Fluent koji se za rješenje Navier-Stokesovih jednažbi služi metodom konačnih volumena. Mreža konačnih volumena također je generirana pomoću programskog paketa Ansys Fluent. Stohastičnost turbulencije modelirana je Menterovim $k - \omega$ SST modelom turbulencije. U problemima rotacijske prirode postoji više pristupa rješavanju, a najčešći su pristup rotirajućeg koordinatnog sustava (*multiple reference frame*) i pristup pomične mreže konačnih volumena (*sliding mesh*). Pristup pomične mreže konačnih volumena zahtijeva nestacionarnu simulaciju strujanja i može dati bolje rezultate u pogledu nestacionarnih pojava kao što su odvajanje vrtloga i zone vrtloženja. U sklopu ovog rada analizirati će se stacionarno strujanje u radnoj točki ventilatora pa je metoda pomičnog koordinatnog sustava primjerenija. Takav pristup, rotacijske pojave simulira pomoću dodatnih izvorskih članova u jednažbi očuvanja količine gibanja i značajno je manje računalno zahtjevan u usporedbi s pristupom pomične mreže dok su rezultati koje daje zadovoljavajući [6].

U ovom će poglavlju biti dan osvrt na osnove matematičkog modeliranja turbulentnog strujanja fluida i osnove metode konačnih volumena.

4.1. Osnove matematičkog modeliranja

Prema hipotezi materijalnog kontinuuma, prostor se smatra neprekidno ispunjenim što omogućava opisivanje fizikalnih pojava korištenjem diferencijalnih jednažbi. Diferencijalne jednažbe kojima se opisuje strujanje fluida nazivaju se još i Navier-Stokesove

jednadžbe, a sastojе se od:

- zakona očuvanja mase

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad (4.1)$$

- i zakona očuvanja količine gibanja

$$\frac{D(\rho v_i)}{Dt} = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j}. \quad (4.2)$$

U ovom će se proračunu strujanje smatrati nestlačivim i izotermnim. Također, zrak je newtonovska tekućina pa će Navier-Stokesove jednadžbe poprimiti nešto drugačiji oblik, gdje

- zakon očuvanja mase za nestlačivo strujanje glasi

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0, \quad (4.3)$$

- a zakon očuvanja količine gibanja

$$\rho \frac{Dv_i}{Dt} = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j}. \quad (4.4)$$

U ovom obliku poprimaju naziv *poopćene Navier-Stokesove jednadžbe* [7]. U prvom članu desne strane jednadžbe sadržane su masene sile f_i , drugi član opisuje utjecaj površinskih sila tlaka dok se posljednji član odnosi na viskozne sile gdje je μ dinamički koeficijent viskoznosti. Sustavu Navier-Stokesovih jednadžbi pripada i jednadžba očuvanja energije, no u ovom radu prijenos topline nije razmatran.

4.1.1. Vremensko osrednjavanje Navier-Stokesovih jednadžbi

Strujanje tekućina u okolišu i u inženjerskoj praksi uglavnom je turbulentno. Karakteristike turbulentnog strujanja su nasumično gibanje čestica, difuzivnost, visoki Reynoldsovi brojevi ($Re > 2300$), trodimenzionalno vrtloženje i disipacija energije. Upravo zbog stohastičke prirode turbulentnih strujanja modeliranju se pristupa statistički, a

danas je najraširenija primjena Reynoldsovog osrednjavanja. Fizikalna veličina ϕ dijeli se na vremenski osrednjenu komponentu $\bar{\phi}$ i pulsirajuću komponentu ϕ' ,

$$\phi = \bar{\phi} + \phi'. \quad (4.5)$$

Primjenom Reynoldsovog osrednjavanja na polje brzine v_i , tlaka p i masenih sila f_i u Navier-Stokesovim jednadžbama, dobivaju se vremenski osrednjene Navier-Stokesove jednadžbe (*eng. Reynolds-averaged Navier-Stokes*):

- vremenski osrednjen zakon očuvanja mase

$$\frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4.6)$$

- i vremenski osrednjen zakon očuvanja količine gibanja

$$\rho \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_j \bar{v}_i) = \rho \bar{f}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{v'_i v'_j}). \quad (4.7)$$

U jednadžbi 4.7 javlja se član $-\rho \overline{v'_i v'_j}$ koji označava turbulentnu difuziju količine gibanja, odnosno prijenos količine gibanja turbulentnim pulsacijama. Taj se član naziva još i Reynoldsov tenzor naprezanja, a zbog svojstva simetričnosti sastoji se od šest nepoznanica. Postoje modeli turbulencije koji rješavaju transportnu jednadžbu svakog člana tenzora, ali uglavnom se koriste modeli koji se oslanjaju na hipotezu Boussinesqa.

4.1.2. Model turbulencije

Boussinesq povlači analogiju na molekularnu viskoznost kojom se opisuje prijenos količine gibanja pri gibanju čestica tekućina. Uvodi pojam turbulentne viskoznosti μ_t pomoću koje modelira turbulentnu difuziju količine gibanja. Prema hipotezi Boussinesqa, Reynoldsov tenzor naprezanja glasi

$$-\rho \overline{v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \bar{k} \delta_{ij} \quad (4.8)$$

gdje je δ_{ij} Kroneckerov delta simbol, a \bar{k} osrednjena kinetička energija turbulencije, $\bar{k} = \overline{v'_i v'_i} / 2$. Modeli turbulencije koji se koriste ovom hipotezom svode se na modeliranje turbulentne viskoznosti μ_t . U ovom radu za modeliranje turbulencije koristi se već spomenuti Menterov $k - \omega$ SST model turbulencije. Wilcoxov standardni $k - \omega$ model

daje dobre rezultate u područjima negativnog gradijenta tlaka i općenito u strujanju blizu čvrstih stijenki, no osjetljiv je na vrijednosti kinetičke energije turbulencije k i specifične brzine disipacije turbulencije ω u području slobodnog strujanja [8]. Stoga, Menter odlučuje stopiti robustnost $k-\epsilon$ modela u području slobodnog strujanja i točnost standardnog $k-\omega$ modela za strujanje u blizini čvrstih stijenki. To postiže pomoću funkcije spajanja (*eng. blending function*) i tako nastaje BSL $k-\omega$ model turbulencije. Mana BSL $k-\omega$ modela je u tome što precjenjuje vrijednost turbulentne viskoznosti i zbog toga ne daje zadovoljavajuće rezultate pri odvajanju strujanja u slučaju glatkih čvrstih stijenki. U $k-\omega$ SST modelu turbulencije uzet je u obzir prijenos tangencijalnog naprežanja pri izračunu turbulentne viskoznosti μ_t [9]. U programskom paketu Ansys Fluent, $k-\omega$ SST model turbulencije implementiran je sljedećim jednadžbama:

- transportna jednadžba kinetičke energije turbulencije k

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial(u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b \quad (4.9)$$

- i transportna jednadžba specifične brzine disipacije turbulencije ω

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \rho \frac{\partial(u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega + G_{\omega b}, \quad (4.10)$$

a turbulentna viskoznost μ_t računa se kao

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left(\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right)}. \quad (4.11)$$

Članovi G_k i G_ω predstallaju stvaranje kinetičke energije turbulencije i specifične brzine disipacije. Članovi Y_k i Y_ω predstavljaju njihovu disipaciju, dok su članovi S_k i S_ω izvorski članovi koje definira korisnik. G_b i $G_{\omega b}$ u obzir uzimaju uzgonska djelovanja, a član D_ω je član koji povezuje $k-\epsilon$ i $k-\omega$ model turbulencije. Γ_k i Γ_ω označavaju efektivnu difuzivnost kinetičke energije turbulencije k i specifične brzine disipacije turbulencije ω .

4.1.3. Strujanje u blizini čvrste stijenke

Tekućina se zbog viskoznosti lijepi na čvrstu stijenku i njezina je brzina na samoj stijenci jednaka brzini stijenke. Bilo da stijenka miruje ili se giba, u blizini stijenke javljaju se veliki gradijenti fizikalnih veličina. Također, prigušuju se turbulentne pulsacije,

a u prijenosu količine gibanja glavnu ulogu preuzima molekularna viskoznost. Turbulentni granični sloj se najčešće opisuje bezdimenzijskom brzinom u^+ i bezdimenzijskom udaljenošću od stijenke y^+ koji se računaju kao

$$u^+ = \frac{\bar{v}}{v_\tau}, \quad y^+ = \frac{\rho y v_\tau}{\mu}. \quad (4.12)$$

Udaljenost od stijenke označena je s y , \bar{v} je srednja vrijednost brzine paralelne uz stijenku, a v_τ je brzina trenja koja se računa kao

$$v_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.13)$$

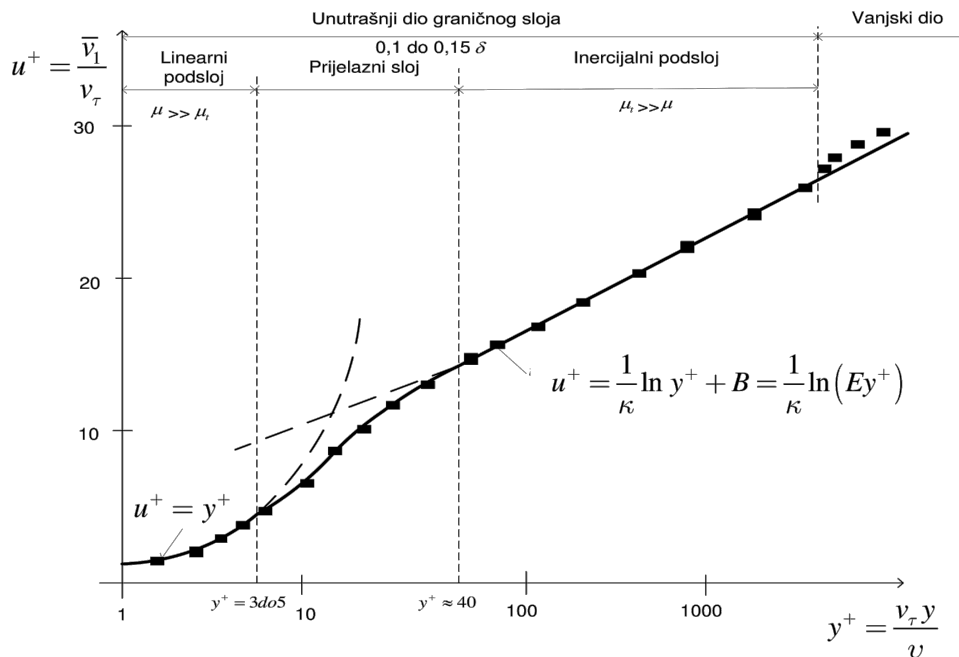
gdje je τ_w posmično naprezanje na zidu

$$\tau_w = \rho \nu \left[\frac{du}{dy} \right]_{y=0}. \quad (4.14)$$

S obzirom na utjecaj čvrste stijenke, turbulentni granični sloj dijeli se na unutarnji i vanjski dio. Unutarnji dio, gdje stijenka ima značajan utjecaj, dijeli se još i na viskozni podsloj, prijelazni podsloj i inercijski podsloj, gdje je

- $y^+ < 5$ u viskoznom podsloju,
- $5 < y^+ < 30$ u prijelaznom podsloju i
- $y^+ > 30$ u inercijskom podsloju.

Unutarnji dio graničnog sloja čini otprilike 15% ukupne debljine graničnog sloja, a shematski prikaz dan je na slici 4.1. U linearnom podsloju dominantan je utjecaj molekularne viskoznosti, a turbulentne pulsacije su prigušene. U prijelaznom podsloju turbulentna viskoznost utječe na prijenos količine gibanja u podjednakoj mjeri kao i molekularna viskoznost, a profil brzine mijenja se iz linearnog u logaritamski. U inercijalnom podsloju u prijenosu količine gibanja dominira turbulentna viskoznost. Zbog pojave velikih gradijenata fizikalnih veličina područje graničnog sloja veoma je računalno zahtjevno. Potrebna je gusta prostorna diskretizacija što znatno povećava potrebne računalne resurse. Kako bi se izbjeglo potpuno rješavanje strujanja u neposrednoj blizini stijenke uvode se zidne funkcije. U primjeni zidnih funkcija važno je središte prve ćelije smjestiti u inercijski podsloj.


 Slika 4.1: Prikaz promjene u^+ u odnosu na y^+ [10]

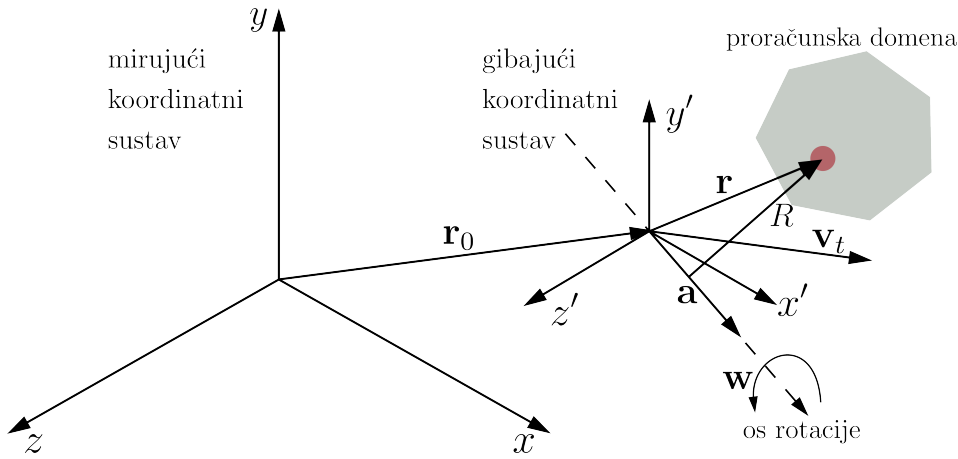
4.1.4. Metoda pokretnog koordinatnog sustava

Pokretni koordinatni sustav može se u jednadžbama očuvanja količine gibanja pojaviti u dva oblika:

- jednadžbe očuvanja količine gibanja izražene pomoću zavisne varijable apsolutne brzine \mathbf{v} ,
- jednadžbe očuvanja količine gibanja izražene pomoću zavisne varijable relativne brzine \mathbf{v}_r .

Na slici 4.2 prikazani su mirujući (referentni) koordinatni sustav O_{xyz} i koordinatni sustav $O_{x'y'z'}$ koji se translacija brzinom \mathbf{v}_t i rotira brzinom vrtnje $\boldsymbol{\omega}$. Središte gibajućeg koordinatnog sustava određeno je vektorom položaja \mathbf{r}_o . Položaj proizvoljne točke u proračunskoj domeni u odnosu na gibajući koordinatni sustav određen je vektorom položaja \mathbf{r} . Brzina kojom se gibajući koordinatni sustav giba u odnosu na mirujući jednaka je

$$\mathbf{u}_r = \mathbf{v}_t + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}, \quad (4.15)$$



Slika 4.2: Mirujući i gibajući koordinatni sustavi

a relativna brzina se onda računa kao

$$\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{u}_r. \quad (4.16)$$

U ovom je radu u metodi gibajućeg koordinatnog sustava korištena formulacija Navier-Stokesovih jednadžbi izraženih pomoću apsolutne brzine \mathbf{v} . Navier-Stokesove jednadžbe u ovom slučaju glase:

- zakon očuvanja mase

$$\frac{\partial v_{r,j}}{\partial x_j} = 0 \quad (4.17)$$

- zakon očuvanja količine gibanja

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (v_{r,j} v_i)}{\partial x_j} + \rho \epsilon_{jki} (\omega_j v_k - \omega_j v_{t,k}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i. \quad (4.18)$$

U jednadžbi 4.18 član $v_{r,j}$ označava vektor relativne brzine, ω_j vektor brzine vrtnje, τ_{ij} tenzor viskoznih naprezanja, a F_i vektor vanjskih sila [9]. U odnosu na jednadžbu 4.4, razlika nastaje zbog člana $\epsilon_{jki} (\omega_j v_k - \omega_j v_{t,k})$ i zbog konvektivnog člana $\frac{\partial (v_{r,j} v_i)}{\partial x_j}$.

4.2. Prostorna i vremenska diskretizacija

Navier-Stokesove jednadžbe nije moguće riješiti analitički pa se pribjegava numeričkim metodama. Numeričkim se metodama dobivaju približna rješenja parcijalnih

diferencijalnih jednadžbi, a točnost se osigurava pravilnom prostornom i vremenskom diskretizacijom. Vremenskom diskretizacijom vrijeme se dijeli na vremenske korake Δt dok se prostornom diskretizacijom prostor dijeli na konačan broj podprostora (elementa, volumena). Parcijalne diferencijalne jednadžbe svode se na sustav linearnih algebarskih jednadžbi koje se zatim iterativno rješavaju. U području mehanike fluida, diskretizacija se najčešće provodi metodom konačnih volumena.

4.2.1. Metoda konačnih volumena

Ovom metodom, prostor se dijeli na konačan broj kontrolnih volumena. Ukoliko se radi o trodimenzionalnom prostoru, kontrolni volumeni uglavnom poprimaju oblik pravih poliedara. Kontrolni volumeni u potpunosti ispunjavaju proračunsku domenu bez međusobnih preklapanja. Čvor u kojemu se računa vrijednost fizikalne veličine najčešće se nalazi u težištu kontrolnog volumena, ali to nije pravilo. Izvedba s čvorom u težištu pogodna je iz razloga što je dobivena prosječna vrijednost fizikalne veličine u tom kontrolnom volumenu drugog reda točnosti [11]. Na slici 4.3 prikazana je ilustracija trodimenzionalnog kontrolnog volumena V_P . Točke P i N predstavljaju težišta prikazanog i susjednog kontrolnog volumena dok točka f predstavlja težište plohe S_f . Važno je napomenuti da se u ovom kontekstu pod težištem misli na geometrijsko središte tijela. Za težište kontrolnog volumena vrijedi

$$\int_{V_P} (x_i - x_{P,i}) dV = 0, \quad (4.19)$$

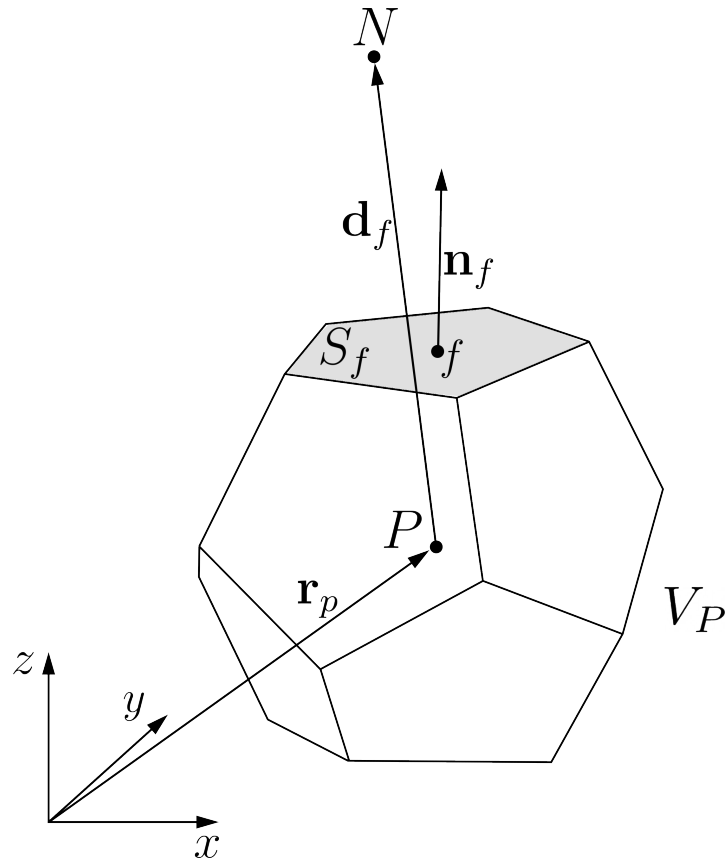
a težište f dodirne plohe S_f definira se na sličan način,

$$\int_{S_f} (x_i - x_{f,i}) dS = 0. \quad (4.20)$$

Primjena metode konačnih volumena bit će dana za transportnu jednadžbu proizvoljne fizikalne veličine ϕ , a kao takva vrijedit će i za prethodno navedene Navier-Stokesove jednadžbe. Jednadžba očuvanja za proizvoljnu skalarnu fizikalnu veličinu ϕ glasi

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\phi v_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x_j} \right) + q_\phi. \quad (4.21)$$

Član $\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}$ predstavlja promjenu fizikalne veličine ϕ u vremenu, član $\frac{\partial(\rho\phi v_j)}{\partial x_j}$ označava konvektivni prijenos fizikalne veličine ϕ , član $\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x_j} \right)$ opisuje prijenos fizikalne veličine



Slika 4.3: Konačni volumen

ϕ usred difuzivnog djelovanja, a q_ϕ predstavlja izvorski ili ponorski član. Jednadžba očuvanja u ovom obliku naziva se još i jaka formulacija jednadžbe očuvanja. Za primjenu metode konačnih volumena, jednadžba 4.21 se zapisuje u integralnom obliku ili tzv. oslabljenoj formi,

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho \phi v_j n_j dS = \int_S \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} n_j dS + \int_V q_\phi dV. \quad (4.22)$$

Integracija se provodi nad volumenom V koji je omeđen plohami S , a n_j predstavlja vektor vanjske normale plohe. Jednadžba 4.22 primjenjuje se na svaki kontrolni volumen, ali i na cijeli promatrani prostor te mora biti zadovoljena. Prostornu raspodjelu skalarne funkcije $\phi(x_i)$ oko čvora P kontrolnog volumena može se aproksimirati razvojem funkcije u Taylorov red prvog stupnja točnosti,

$$\phi(x_i) = \phi_P + (x_i - x_{P,i}) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)_P. \quad (4.23)$$

Na jednak se način može aproksimirati i vremensku promjenu skalarne funkcije $\phi(t)$ pa slijedi

$$\phi(t + \Delta t) = \phi_t + \Delta t \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right)_t. \quad (4.24)$$

Primjenom prostorne aproksimacije funkcije $\phi(x_i)$ na volumni integral, dobiva se

$$\int_{V_P} \phi dV = \int_{V_P} \left[\phi_P + (x_i - x_{P,i}) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)_P \right] dV \quad (4.25)$$

što nakon uvrštavanja definicije iz jednadžbe 4.19 prelazi u

$$\int_{V_P} \phi dV = \phi_P V_P. \quad (4.26)$$

ϕ_P označava srednju vrijednost funkcije ϕ unutar volumena V_P . Na sličan način provodi se i diskretizacija površinskog integrala,

$$\int_{S_f} n_i \phi dS = \sum_f \int_{S_f} n_i \left[\phi_f + (x_i - x_{f,i}) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)_f \right] dS = \sum_f S_{f,i} \phi_f \quad (4.27)$$

gdje $S_{f,i}$ označava komponente površinskog vektora u središtu plohe, a ϕ_f srednju vrijednost funkcije ϕ na plohi f . Primjeni li se aproksimacija volumnog integrala iz jednadžbe 4.26 i jednadžba linearne vremenske aproksimacije 4.24 na član vremenske promjene iz jednadžbe 4.22, uz pretpostavku nestlačivog strujanja, dobiva se

$$\rho \frac{d}{dt} \int_{V_P} \phi dV = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} V_P = \frac{\phi(t + \Delta t) - \phi_t}{\Delta t} \rho V_P. \quad (4.28)$$

Vrijednost fizikalne veličine u trenutnom vremenskom koraku označena je ϕ_t , dok je njezina vrijednost u budućem vremenskom trenutku $\phi(t + \Delta t)$ gdje Δt označava vremenski korak. Član konvektivnog prijenosa skalarne fizikalne veličine ϕ diskretizira se primjenom jednadžbe 4.27,

$$\rho \int_{S_f} \phi v_j n_j dS = \rho \sum_f \phi_f S_{f,j} v_{f,j} \quad (4.29)$$

gdje ϕ_f označava srednju vrijednost fizikalne veličine ϕ na plohi f , a $S_{f,j} v_{f,j}$ označava volumenski protok kroz plohu. Član jednadžbe 4.22 koji opisuje prijenos usred difuzivnog djelovanja diskretizira se na sličan način,

$$\int_{S_f} \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} n_j dS = \sum_f \Gamma_f \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)_f S_{f,j} \quad (4.30)$$

gdje Γ_f označava srednju vrijednost efektivne difuzije na plohi f , a $\left(\frac{\partial\phi}{\partial x_j}\right)_f S_{f,j}$ projekciju gradijenta fizikalne veličine f na normalu plohe S_f . Diskretizacija izvorskog ili ponorskog člana provodi se direktnom primjenom jednadžbe 4.26 i dobiva se

$$\int_{V_P} q_\phi dV = q_{\phi,P} V_P. \quad (4.31)$$

Ovim je postupkom integralni oblik prijenosne jednadžbe 4.22 preveden u linearnu algebarsku jednadžbu prijenosa fizikalne veličine ϕ za kontrolni volumen V_P , koja glasi

$$\frac{\phi(t + \Delta t) - \phi_t}{\Delta t} \rho V_P + \rho \sum_f \phi_f S_{f,j} v_{f,j} = \sum_f \Gamma_f \left(\frac{\partial\phi}{\partial x_j}\right)_f S_{f,j} + q_{\phi,P} V_P. \quad (4.32)$$

4.2.2. Sustav linearnih algebarskih jednadžbi

Proračunska domena sastoji se od velikog broja kontrolnih volumena, a za svaki kontrolni volumen može se zapisati jednadžba očuvanja proizvoljne fizikalne veličine ϕ u obliku

$$a_P^\phi \phi_P + \sum_N a_N^\phi \phi_N = b_P \quad (4.33)$$

pa se za ukupnu proračunsku domenu dobiva sustav linearnih jednadžbi

$$A_{ij} \phi_j = b_i. \quad (4.34)$$

Koeficijent a_P je dijagonalni koeficijent, dok je a_N vandijagonalni koeficijent matrice A_{ij} . Ako se na prethodno opisani način diskretizira jednadžba očuvanja količine gibanja, dobije se izraz

$$a_P^{\mathbf{v}} \mathbf{v}_P + \sum_N a_N^{\mathbf{v}} \mathbf{v}_N = \mathbf{b} - \nabla p \quad (4.35)$$

koji je u poludiskretiziranom obliku zbog člana gradijenta tlaka koji nije diskretiziran. U svrhu pojednostavljenja izraza, uvodi se matrica $\mathbf{H}(\mathbf{v})$ koja sadržava sve vandijagonalne elemente $a_N^{\mathbf{v}}$ pomnožene s odgovarajućim komponentom brzine \mathbf{v}_N i izvorski dio \mathbf{b} ,

$$\mathbf{H}(\mathbf{v}) = \mathbf{b} - \sum_N a_N^{\mathbf{v}} \mathbf{v}_N. \quad (4.36)$$

Iz jednadžbe 4.35 zatim se izražava vektor brzine \mathbf{v}_P

$$\mathbf{v}_P = (a_P^{\mathbf{v}})^{-1} (\mathbf{H}(\mathbf{v})) \quad (4.37)$$

koji se potom uvrštava u jednažbu očuvanja mase, odakle rezultira jednažba tlaka

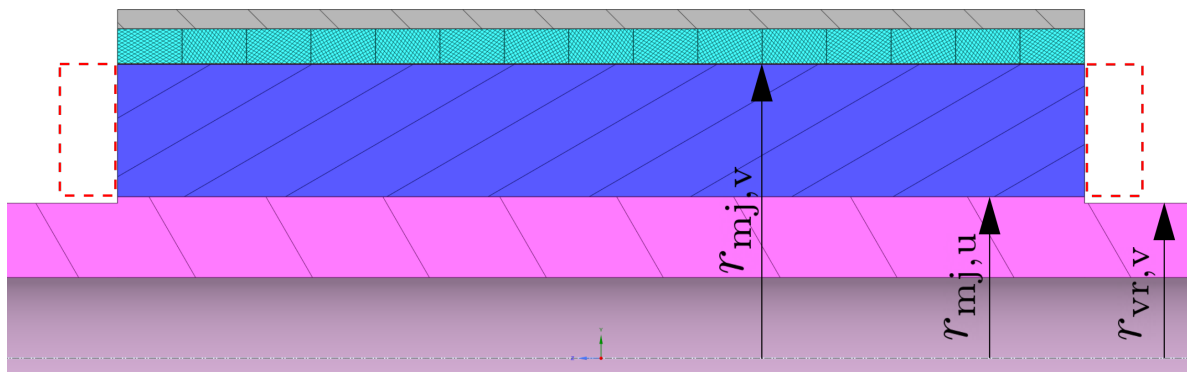
$$\nabla \cdot [(a_P^v)^{-1} \nabla p] = \nabla \cdot [(a_P^v)^{-1} \mathbf{H}(\mathbf{v})]. \quad (4.38)$$

Za rješenje sustava jednažbi u ovom radu korišten je rješavač koji se temelji na SIMPLE algoritmu.

5 Proračun radnog kola

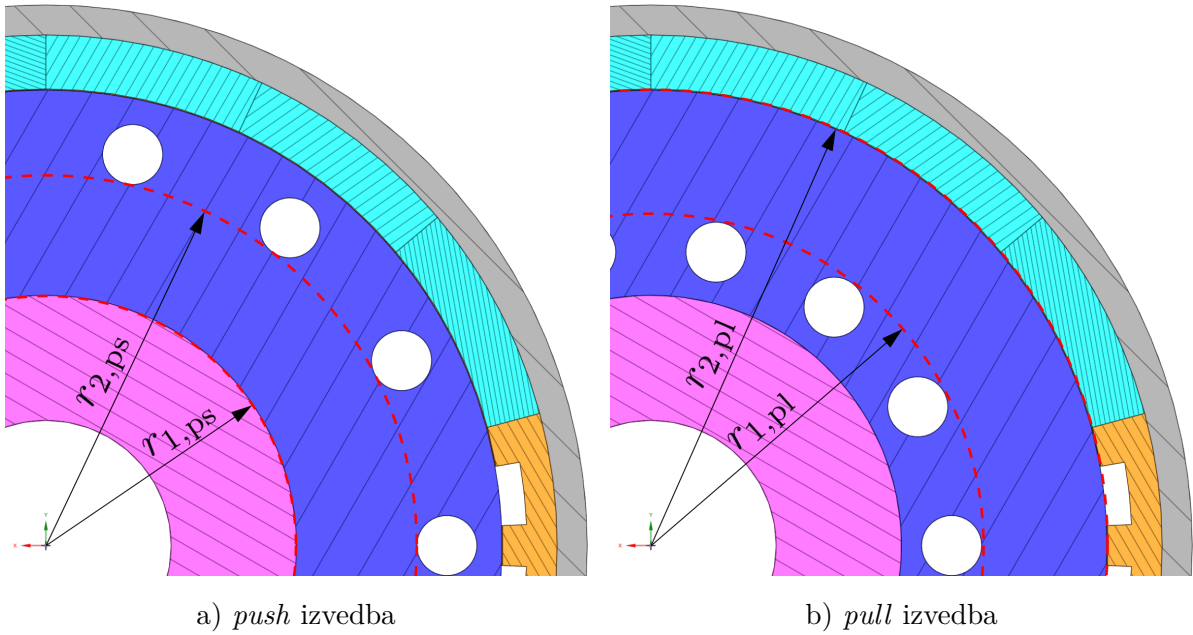
5.1. Određivanje optimalnog mjesta ugradnje

Potrebno je odrediti optimalno mjesto ugradnje radnog kola centrifugalnog ventilatora. U obzir dolaze dvije izvedbe, tzv. *push* i *pull* izvedba. U *push* izvedbi radno kolo centrifugalnog ventilatora radni medij "gura" kroz uzdužne provrte u rotorskom paketu dok u *pull* izvedbi radno kolo "vuče" radni medij. Na slici 5.1 prikazan je uz-



Slika 5.1: Uzdužni presjek rotorskog paketa generatora

dužni presjek rotorskog paketa generatora. Potencijalna mjesta ugradnje naznačena su crvenom isprekidanom linijom. Slika 5.2 prikazuje poprečni presjek rotorskog paketa za dvije razmatrane izvedbe. U slučaju *pull* izvedbe uzdužni provrti pomiču se bliže unutarnjem radijusu rotorskog paketa. Glavni izvor gubitaka, a time i topline predstavljaju površinski magneti na magnetskoj jezgri. Pomicanjem uzdužnih provrta, koji se mogu smatrati ponorom topline, prema unutarnjem radijusu magnetske jezgre uvodi se



Slika 5.2: Poprečni presjek rotorskog paketa

dodatan toplinski otpor između površinskih magneta i ponora, što je nepovoljno. Unutarnji radijus radnog kola centrifugalnog ventilatora u *pull* izvedbi je $r_{1,pl}$ dok je vanjski radijus $r_{2,pl}$. Sukladno tome, unutarnji radijus radnog kola za *push* izvedbu bit će $r_{1,ps}$, a vanjski radijus $r_{2,ps}$. U daljnjem tekstu, veličine koje se odnose na *pull* i *push* izvedbu bit će označene, redom, indeksima pl i ps. Širina radnog kola jednaka je za obje izvedbe i iznosi b . Prema slici 5.2, očito je da vrijedi

$$r_{1,pl} > r_{1,ps} \quad \text{i} \quad r_{2,pl} > r_{2,ps},$$

odakle slijedi i

$$u_{1,pl} > u_{1,ps} \quad \text{i} \quad u_{2,pl} > u_{2,ps}.$$

Iz Eulerove jednadžbe za turbostrojeve

$$\Delta p = \rho(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) \quad (5.1)$$

očito je da se povećanjem razlike između obodnih brzina u_2 i u_1 povećava i ostvareni prirast totalnog tlaka. Cilj je dakle odabrati najveći mogući r_2 te najmanji mogući r_1 za svaku izvedbu. U *pull* izvedbi vanjski polumjer radnog kola $r_{2,pl}$ nije ograničen položajem uzdužnih rupa na rotorskom paketu pa može biti znatno veći u odnosu na

$r_{2,ps}$. Za ventilator u *push* izvedbi potrebno je osigurati dostatan usisni kanal u radno kolo pa iz tog razloga povećanje unutarnjeg radijusa ventilatora u *pull* izvedbi u odnosu na *push* izvedbu nije razmjerno povećanju vanjskog radijusa. Shodno tome može se pisati

$$\frac{u_{2,pl}}{u_{2,ps}} > \frac{u_{1,pl}}{u_{1,ps}}$$

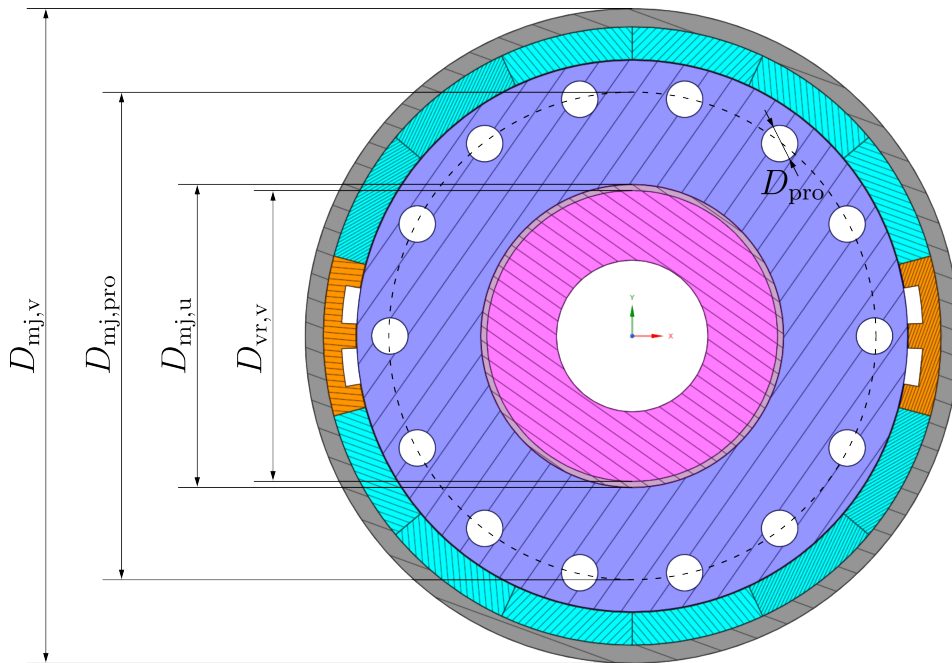
odakle se da zaključiti da

$$\Delta p_{pl} > \Delta p_{ps}$$

što znači da je, iz perspektive ostvarivog totalnog prirasta tlaka, *pull* izvedba pogodnija. No sagleda li se šira slika, takva izvedba uvlači i određene probleme. Samim pomicanjem uzdužnih kanala, koji se mogu smatrati ponorom topline, k unutrašnjosti rotorskog paketa, uvodi se dodatan toplinski otpor između magneta na površini rotorskog paketa i uzdužnih kanala što narušava mogućnost njihovog hlađenja. Također, oduzimanje materijala u ovom dijelu magnetske jezgre rotora uzrokuje izobličenje magnetskih silnica što kao posljedicu ima značajno povećanje gubitaka u jezgri. Isto tako, zbog pretlaka na izlazu iz radnog kola postoji mogućnost da značajni dio radnog medija prestrujava kroz zračni raspor umjesto kroz kućište generatora. Stoga, iako bi centrifugalni ventilator u *pull* izvedbi bio pogodniji iz perspektive mehanike fluida, zbog navedenih problema za daljnju razradu odabrana je *push* izvedba.

5.2. Određivanje dimenzija ventilatora

Kao što je već ranije spomenuto, dimenzije ventilatora koji su namijenjeni za primjenu na električnim strojevima ograničene su dimenzijama samih strojeva. Ovaj je slučaj specifičan zbog mjesta ugradnje te zbog kompaktnosti električnog generatora. Predviđeno mjesto ugradnje ventilatora je na sam rotor stroja tako da s njim zajedno rotira. Na slici 5.3 dan je poprečni presjek rotora na mjestu ugradnje ventilatora s naznačenim dimenzijama rotora. Položaj uzdužnih rupa na magnetskoj jezgri rotora određen tako da što manje utječe na polje magnetskih silnica u magnetskoj jezgri rotora, a da istovremeno bude dovoljno blizu vanjskoj površini magnetske jezgre gdje se nalaze magneti koji su glavni izvor gubitaka. Rashladni zrak mora nakon strujanja kroz radno kolo ventilatora naglo promijeniti smjer i ući u uzdužne provrte. Uzdužni provrti nalaze se na radijusu $r_{mj,pro} = 40$ mm, a njihov promjer je $D_{pro} = 6$ mm. Kako bi se



Slika 5.3: Poprečni presjek rotora

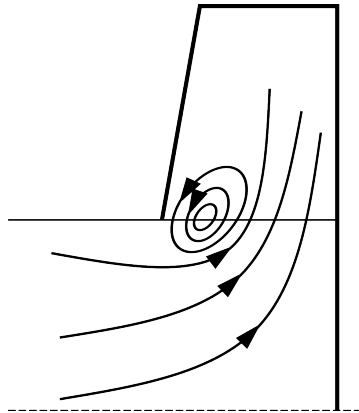
iskoristio potencijal visoke brzine vrtnje, odnosno maksimizirao doprinos člana $\rho u_2 v_{2u}$ u Eulerovoj jednadžbi za turbostrojeve, odabran je izlazni radijus

$$r_2 = r_{\text{pro}} - \frac{D_{\text{pro}}}{2} = 37 \text{ mm.} \quad (5.2)$$

Zbog člana $\rho u_1 v_{1u}$ cilj je minimizirati obodnu brzinu u_1 na ulazu pa se mora odabrati najmanji mogući ulazni radijus r_1 . Ulazni radijus ograničen je vratilom čiji je vanjski promjer jednak $D_{\text{vr,v}} = 48 \text{ mm}$, a potrebno je osigurati i dovoljno veliku usisnu površinu da se izbjegnu veliki gradijenti brzine, a time i dodatni gubitci koji smanjuju korisnost ventilatora. Za unutarnji radijus radnog kola odabire se vrijednost

$$r_1 = 30 \text{ mm.} \quad (5.3)$$

Prije samog ulaska u radno kolo ventilatora dolazi do nagle promjene smjera strujanja zraka. Takva promjena smjera uzrokuje odvajanje strujanja koje, uz dodatne gubitke u vidu totalnog tlaka, negativno djeluje i na pretvorbu energije u radnom kolu. Taj efekt prikazan je na slici 5.4. Zbog odvajanja strujanja dolazi do skoka meridionalne brzine v_{1m} i do značajnih udarnih gubitaka. Također, dolazi i do povratnog strujanja prema usisu ventilatora što dovodi do dodatnih gubitaka [1]. Iz tog se razloga teži ubrzavanju



Slika 5.4: Odvajanje strujanja pri ulazu u radno kolo

strujanja na ulazu u radno kolo, a to se postiže smanjenjem širine. Površina usisnog kanala, u ovom slučaju površina kružnog vijenca, mora biti veća od ulazne površine u radno kolo, odnosno

$$\pi(r_1^2 - r_{vr,v}^2) > 2r_1\pi b. \quad (5.4)$$

Preslagivanjem jednadžbe i uvrštavanjem već poznatih veličina dobiva se uvjet

$$b < \frac{30^2 - 24^2}{2 \cdot 30} = 5,4 \text{ mm} \quad (5.5)$$

i odabire se širina ventilatora $b = 5 \text{ mm}$. Odabrane dimenzije ventilatora prikazane su u tablici 5.1.

Tablica 5.1: Dimenzije radnog kola centrifugalnog ventilatora

Naziv	Oznaka	Vrijednost, mm
Vanjski radijus radnog kola	r_2	37
Unutarnji radijus radnog kola	r_1	30
Širina radnog kola	b	5

5.3. Prva inačica radnog kola centrifugalnog ventilatora

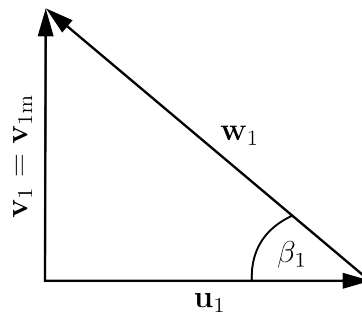
Proračun prve inačice radnog kola napravljen je prema danim radnim parametrima i određenim dimenzijama radnog kola. Kroz zatvoreni rashladni krug električnog generatora potrebno je ostvariti volumni protok $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ uz pretpostavljeni potrebni prirast statičkog tlaka

$$\Delta p_{\text{stat}} = 1000 \text{ Pa.}$$

Za ovu inačicu ventilatora pretpostavljen je radijalni ulaz zraka u radno kolo, odnosno vrijedi

$$v_{1u} = 0.$$

Pretpostavka radijalnog ulaza u ovoj fazi proračuna opravdana je zbog toga jer u ovako zamišljenoj izvedbi ne postoje ulazne statorske lopatice koje bi izazvale tangencijalnu komponentu strujanja. Na slici 5.5 prikazan je rezultirajući trokut ulaznih brzina. Iz



Slika 5.5: Trokut ulaznih brzina s pretpostavkom radijalnog ulaza

trokuta brzina slijedi relacija

$$w_1^2 - u_1^2 = v_1^2, \quad (5.6)$$

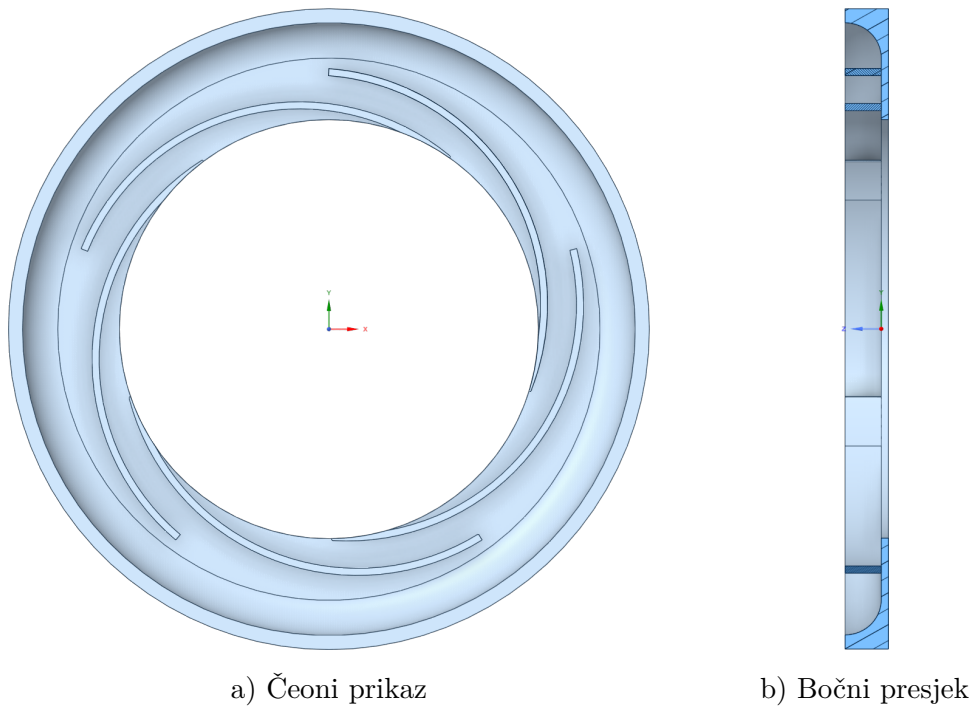
a jasno je da vrijedi $v_1 = v_{1m}$. Uvrsti li se relacija 5.6 u jednadžbu 3.17 dobit će se pojednostavljeni izraz koji glasi

$$\Delta p_{\text{stat}} = \frac{\rho}{2} \frac{r}{r_{\text{th}\infty}} \eta_h \epsilon \left(u_2^2 - v_{1m}^2 - \frac{v_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2} \right). \quad (5.7)$$

Za prvi korak iteracije pretpostavljene su vrijednosti

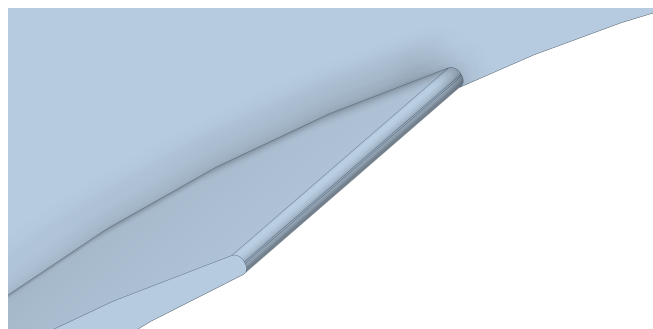
$$\eta_h = 0.9, \quad \epsilon = 0.85 \quad \text{i} \quad \frac{r}{r_{\text{th}\infty}} = 0.95.$$

Iterativnim proračunom dobivene su vrijednosti koje su prikazane u tablici 5.2. Na slici 5.6 dani su poprečni prikaz i uzdužni presjek prve inačice centrifugalnog ventilatora. Lopatice ventilatora oblikovane su kružnim lukom, a konstruirane su na način kako je opisano u poglavlju 3.6.. U sklopu radnog kola ventilatora konstruirano je i kućište čija je svrha usmjeriti struju zraka prema uzdužnim provrtima u magnetskoj jezgri. Slika



Slika 5.6: Čeoni prikaz i bočni presjek prve inačice ventilatora - za $\Delta p_{\text{stat}} = 1000 \text{ Pa}$ i $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$

5.7 prikazuje detaljan prikaz ulaznog brida lopatice.

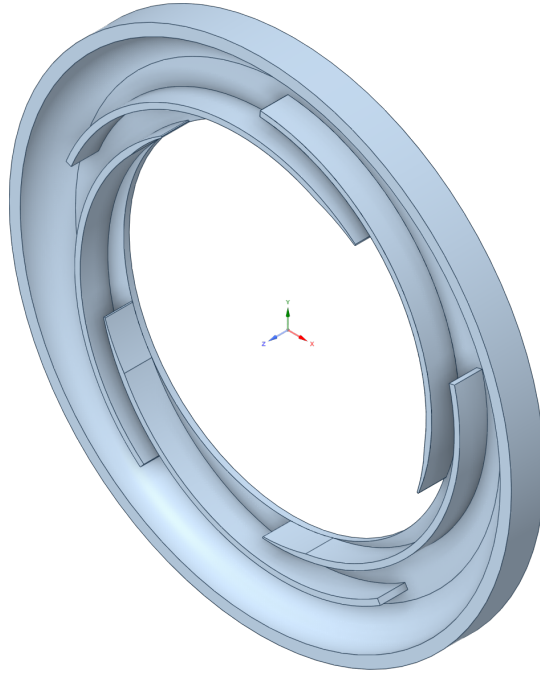


Slika 5.7: Ulazni brid lopatice prve inačice ventilatora

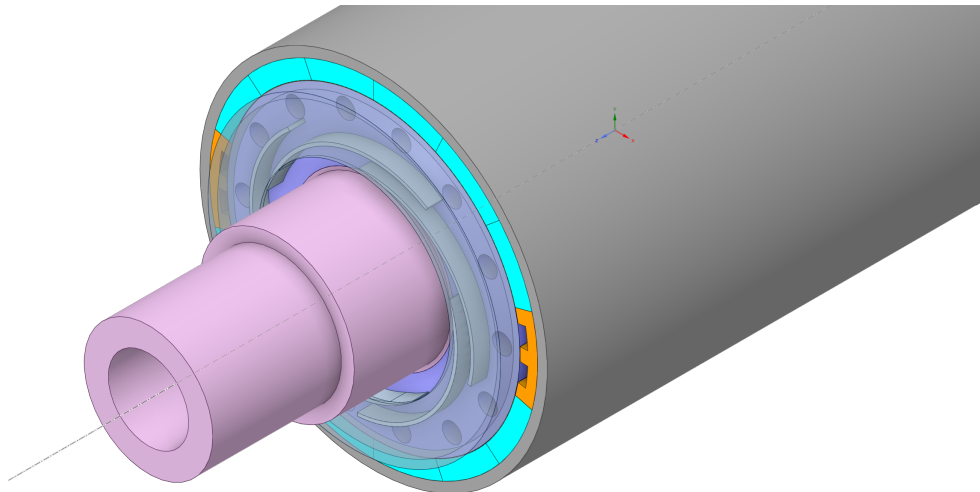
Tablica 5.2: Rezultati proračuna prve inačice centrifugalnog ventilatora

Naziv	Oznaka	Vrijednost	Jedinica
Obodna brzina na ulazu	u_1	78,54	m s^{-1}
Tangencijalna komponenta brzine na ulazu	v_{1u}	0	m s^{-1}
Meridionalna komponenta brzine na ulazu	v_{1m}	6,37	m s^{-1}
Apsolutna brzina na ulazu	v_1	6,37	m s^{-1}
Relativna brzina na ulazu	w_1	78,80	m s^{-1}
Kut lopatice na ulazu	β_1	4,6	$^\circ$
Obodna brzina na izlazu	u_2	96,87	m s^{-1}
Meridionalna komponenta brzine na izlazu	v_{2m}	5,16	m s^{-1}
Kut lopatice na izlazu	β_2	4,2	$^\circ$
Broj lopatica	z	5	-
Tangencijalna komponenta brzine na izlazu	$v_{2u\infty}$	26,49	m s^{-1}
Apsolutna brzina na izlazu	$v_{2\infty}$	26,99	m s^{-1}
Relativna brzina na izlazu	$w_{2\infty}$	70,56	m s^{-1}
Teoretski prirast totalnog tlaka	$\Delta p_{\text{tot,th}\infty}$	2428	Pa
Teoretski prirast statičkog tlaka	$\Delta p_{\text{stat,th}\infty}$	2102	Pa
Teoretski stupanj reaktivnosti	$\mathcal{R}_{\text{th}\infty}$	0,86	-
Faktor klizanja	ϵ	0,83	-
Tangencijalna komponenta brzine na izlazu	v_{2u}	21,95	m s^{-1}
Apsolutna brzina na izlazu	v_2	22,55	m s^{-1}
Relativna brzina na izlazu	w_2	75,1	m s^{-1}
Teoretski prirast totalnog tlaka	$\Delta p_{\text{tot,th}}$	2011	Pa
Gubitci pri ulazu u radno kolo	Δp_1	4,79	Pa
Gubitci zbog usporenja	$\Delta p'$	53,88	Pa
Gubitci zbog trenja	$\Delta p''$	714,35	Pa
Ukupni gubitci	Δp_g	773,03	Pa
Ostvareni prirast totalnog tlaka	Δp_{tot}	1238	Pa
Ostvareni prirast statičkog tlaka	Δp_{stat}	1017	Pa
Ostvareni stupanj reaktivnosti	\mathcal{R}	0,82	-
Ostvarena korisnost radnog kola ventilatora	η_{uk}	0,62	-

Na slici 5.8 dan je izometrijski prikaz prve inačice centrifugalnog ventilatora, dok je na slici 5.9 prikazan ventilator na ugradbenom mjestu na čelu rotora.



Slika 5.8: Izometrijski prikaz prve inačice centrifugalnog ventilatora - za $\Delta p_{\text{stat}} = 1000 \text{ Pa}$ i $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$



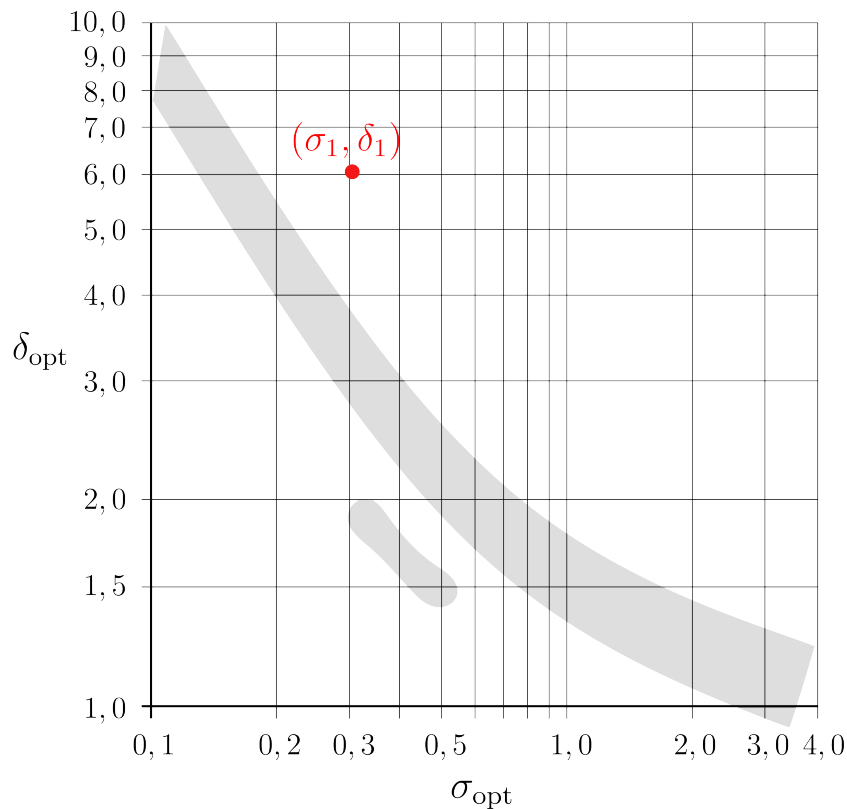
Slika 5.9: Prva inačica ventilatora na ugradbenom mjestu

U tablici 5.3 prikazane su vrijednosti bezdimenzijskih značajki za prvu inačicu ventilatora. Na slici 5.10 prikazan je položaj prve inačice ventilatora u Cordierovom dijagramu.

Tablica 5.3: Vrijednosti bezdimenzijskih značajki za prvu inačicu centrifugalnog ventilatora

Naziv	Oznaka	Vrijednost
Značajka protoka	φ_1	0,014
Značajka prirasta tlaka	ψ_1	0,28
Značajka brzohodnosti	σ_1	0,31
Značajka promjera	δ_1	6,05

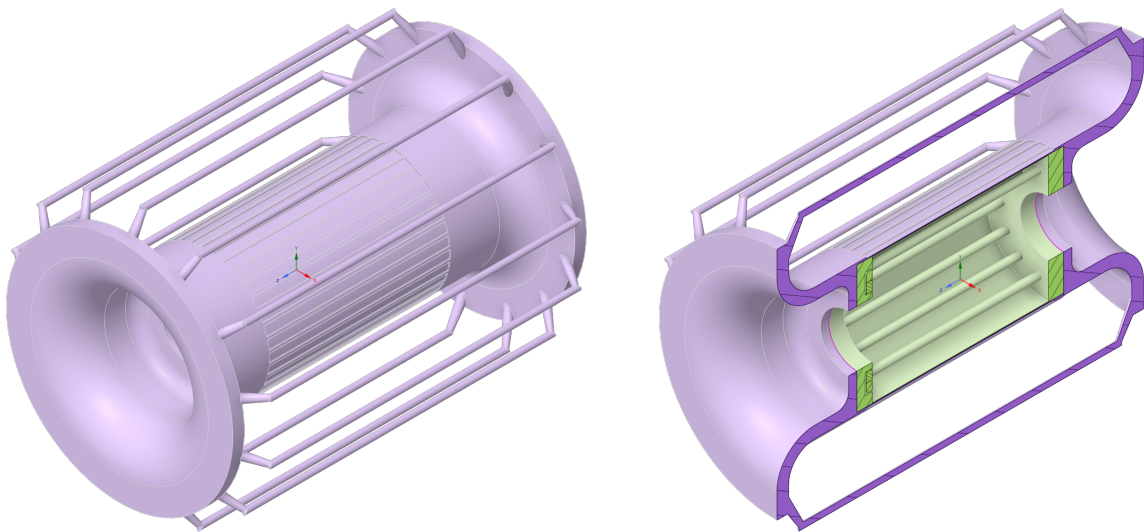
gramu. Očito je da se ventilator ne nalazi unutar optimalnog područja što znači da mu je korisnost niža od one koju dostižu ventilatori unutar optimalnog pojasa.



Slika 5.10: Prva inačica centrifugalnog ventilatora u Cordierovom dijagramu

5.4. Numerički proračun prve inačice radnog kola unutar rashladnog sustava

Numerički proračun proveden je korištenjem programskog paketa Ansys Fluent, a korišteni 3D model rashladnog sustava prikazan je na slici 5.11. Na slici 5.12 dan je presjek 3D modela. Model je podijeljen na dvije domene. Ljubičastom bojom označena



a) Izometrijski prikaz modela rashladnog kruga električnog generatora

b) Izometrijski prikaz uzdužnog presjeka modela rashladnog kruga električnog generatora

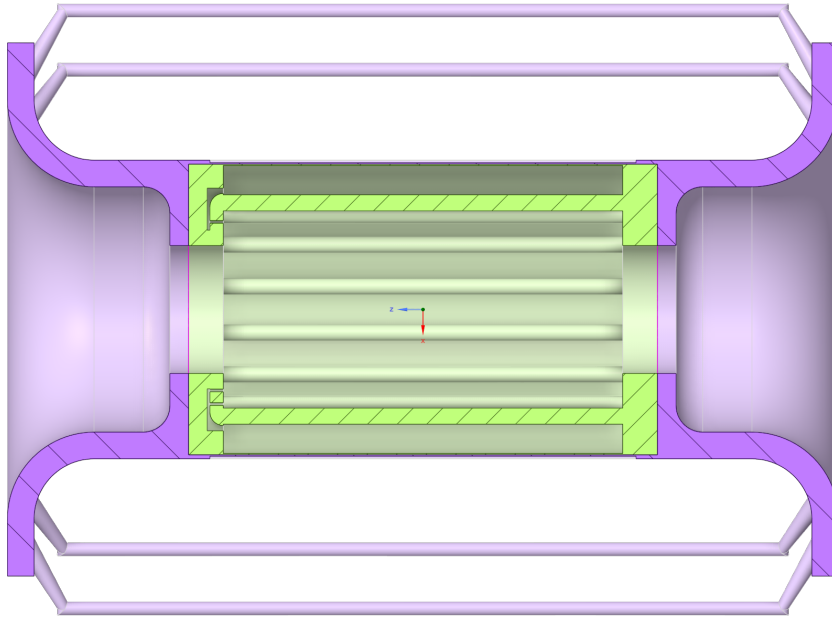
Slika 5.11: Model zatvorenog rashladnog kruga električnog generatora

je stacionarna domena, a zelenom je bojom označena rotirajuća domena. Rotirajuća domena u potpunosti obavlja rotor električnog generatora dok stacionarna domena obuhvaća ostatak rashladnog kruga. Brzina vrtnje rotirajuće domene zadana je kao 25000 okr/min ili $\omega = 2618 \text{ rad s}^{-1}$. Strujanje u rashladnom sustavu inducirano je ventilatorom pri rotaciji domene. Numerički proračun proveden je uz pretpostavku temperature zraka $\vartheta_{\text{air}} = 100^\circ\text{C}$ pa je gustoća zraka $\rho = 0,947 \text{ kg m}^{-3}$, a dinamička viskoznost $\mu = 2,174 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Statički i totalni tlakovi mjere se na ulaznoj i izlaznoj površini radnog kola ventilatora, tj. na radijusu $r_1 = 30 \text{ mm}$ i $r_2 = 37 \text{ mm}$. Na tim se površinama

računa prosječna vrijednost tlakova prema izrazu [9]

$$\frac{1}{A} \int \Phi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \Phi_i |A_i| \quad (5.8)$$

gdje Φ_i predstavlja vrijednost veličine u težištu konačne površine. Volumni protok Q

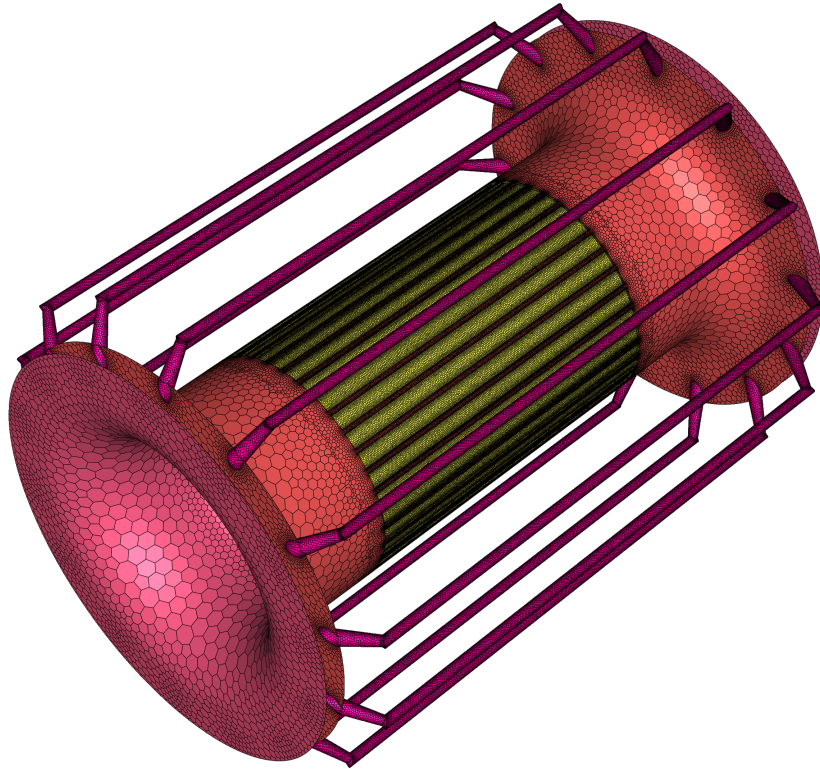


Slika 5.12: Uzdužni presjek 3D modela rashladnog kruga električnog generatora s ugrađenom prvom inačicom ventilatora

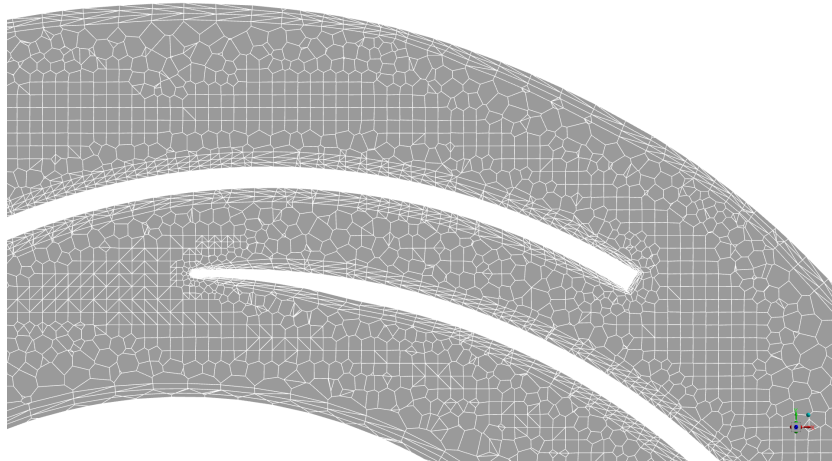
mjeri se na presjeku uzdužnih provrta rotora, a računa se izrazom

$$\int \vec{v} \cdot d\vec{A} = \sum_{i=1}^n \vec{v}_i \cdot \vec{A}_i \quad (5.9)$$

prema [9]. Prostorna diskretizacija za prvu inačicu ventilatora izvedena je pomoću *poly-hexcore* metode. Nastala mreža sastoji se od poliedarskih i heksaedarskih volumena na način da se u unutrašnjosti mreže (jezgri) stvaraju heksaedarski volumeni, a u blizini zida domena se popunjava poliedarskim volumenima. Površinska prostorna diskretizacija modela rashladnog sustava prikazana je na slici 5.13. Dok je na slici 5.14 prikazan isječak volumne prostorne diskretizacije na središnjem presjeku ventilatora.



Slika 5.13: Površinska prostorna diskretizacija rashladnog sustava



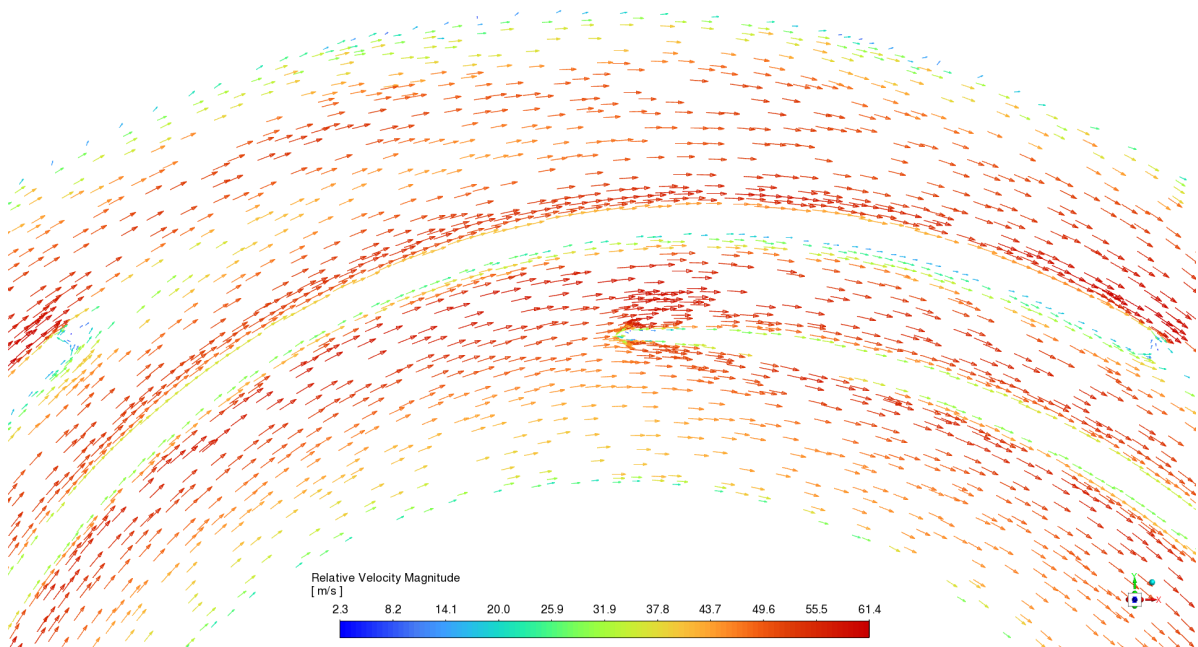
Slika 5.14: Mreža konačnih volumena na središnjem presjeku prve inačice ventilatora

Nastala mreža sastoji se od 4 486 951 konačnih volumena. Rezultati numeričkog proračuna nakon provedbe 3500 iteracija dani su u tablici 5.4. Na slici 5.15 prikazani su vektori relativne brzine u međulopatičnom kanalu centrifugalnog ventilatora. Vidljivo

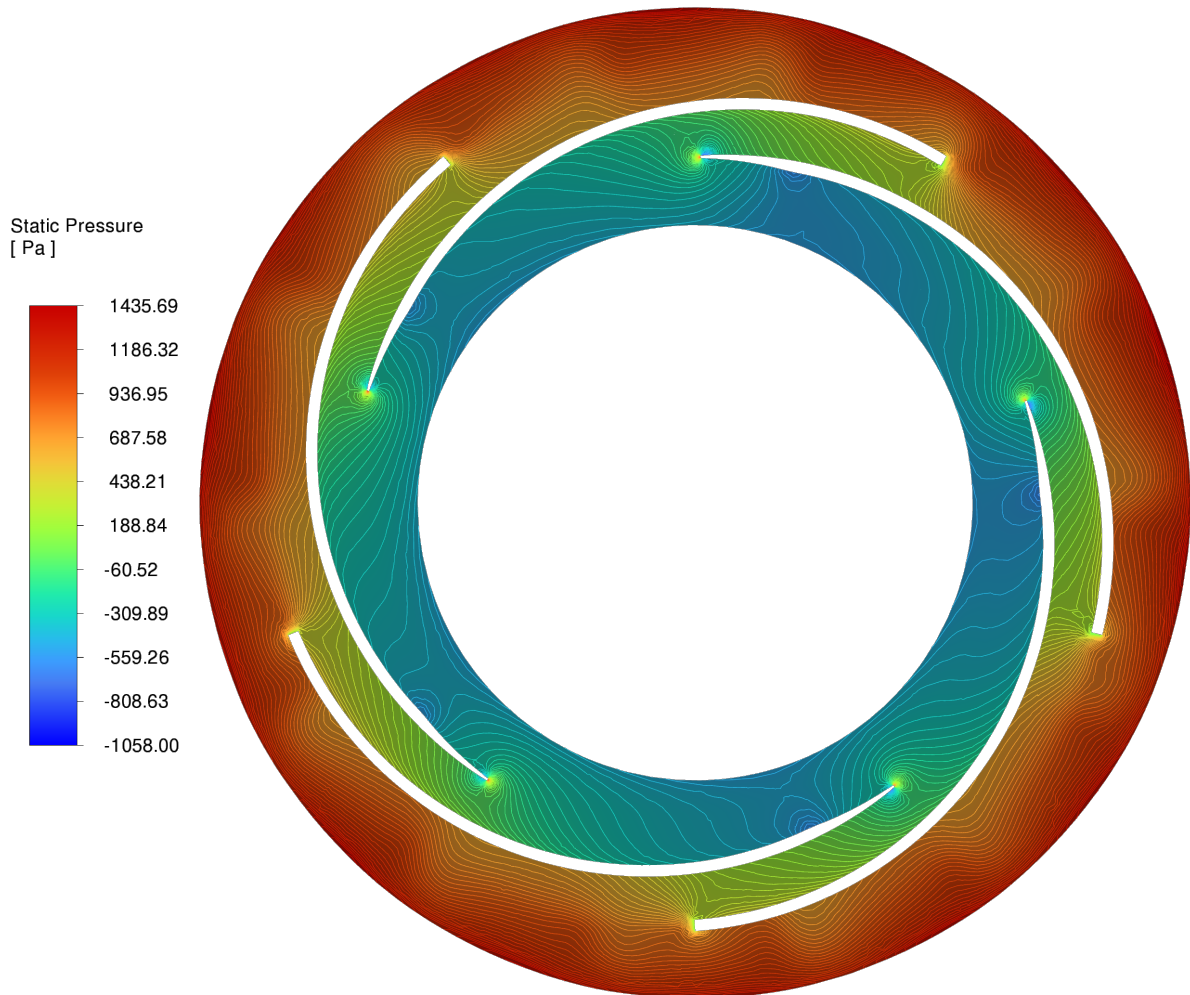
Tablica 5.4: Rezultat numeričkog proračuna prve inačice centrifugalnog ventilatora

Broj volumena	$Q, \text{m}^3 \text{s}^{-1}$	$\Delta p_{\text{stat}}, \text{Pa}$	$\Delta p_{\text{tot}}, \text{Pa}$
4 486 951	0,00457	1115	2066

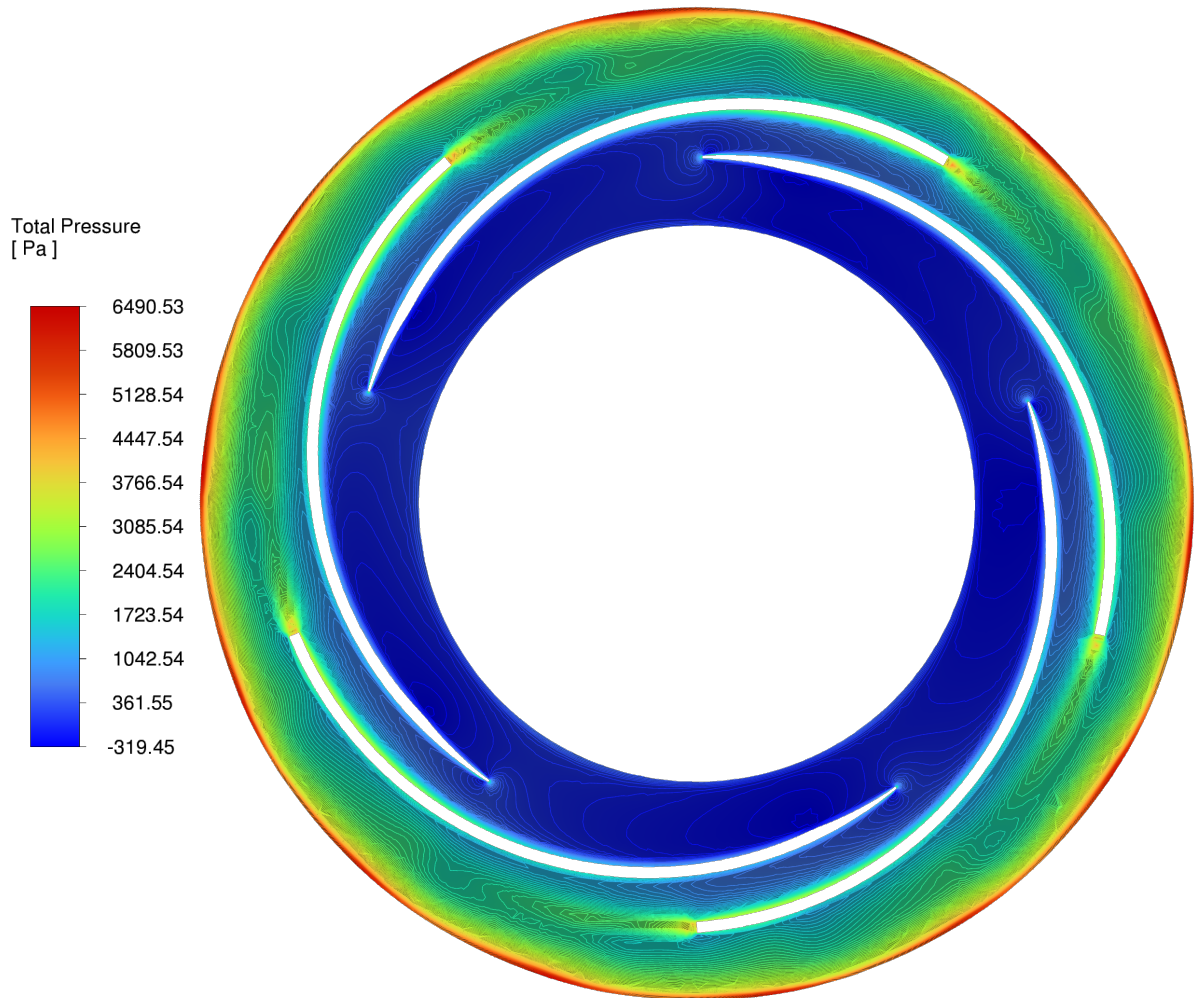
je da odvajanja strujanja nema te da strujanje fluida prati konturu lopatice. Na slikama 5.16 i 5.17 dane su konture statičkog i totalnog tlaka na središnjem presjeku ventilatora.



Slika 5.15: Vektori relativne brzine na središnjem presjeku ventilatora



Slika 5.16: Polje statičkog tlaka na središnjem presjeku prve inačice ventilatora



Slika 5.17: Polje totalnog tlaka na središnjem presjeku prve inačice ventilatora

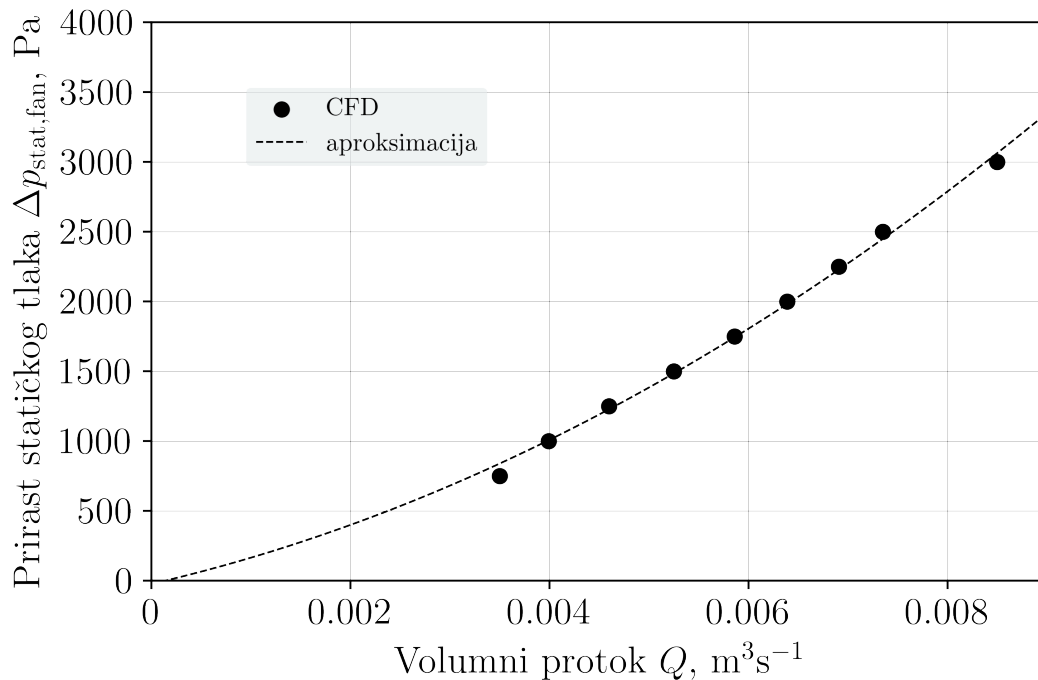
5.5. Numerički proračun gubitka tlaka u rashladnom sustavu

Prva inačica ventilatora nije zadovoljila uvjet zadanog protoka kroz rashladni sustav što znači da je pretpostavljen nizak potrebni prirast statičkog tlaka. Za određivanje potrebnog prirasta statičkog tlaka iskoristit će se prethodno opisani model, no ventilator će se modelirati pomoću *fan* rubnog uvjeta. *Fan* rubni uvjet omogućava zadavanje prirasta statičkog tlaka na proizvoljnoj površini u sustavu. U ovom će se slučaju zadati prirast tlaka na izlaznoj površini ventilatora, odnosno na radijusu $r_2 = 30$ mm. Prostorna diskretizacija izvršena je *poly-hexcore* metodom kao i u slučaju prve inačice ventilatora. Parametarskom analizom odredit će protoci za zadane priraste statičkog tlaka, a zatim će se za prirast tlaka koji postiže željeni protok $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ projektirati druga inačica centrifugalnog ventilatora.

Rezultat parametarske analize dan je u tablici 5.5, a na slici 5.18 rezultati su prikazani i grafički.

Tablica 5.5: Vrijednosti prirasta statičkog tlaka na fan rubnom uvjetu za parametarsku analizu

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Δp_{stat}	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	3000
Q	0,0035	0,004	0,0046	0,00525	0,00586	0,00639	0,00691	0,00735	0,0085



Slika 5.18: Gubitak statičkog tlaka Δp_{stat} u rashladnom krugu električnog generatora pri volumnom protoku Q

Za proračun druge inačice centrifugalnog ventilatora odabrana je vrijednost prirasta statičkog tlaka

$$\Delta p_{\text{stat}} = 2000 \text{ Pa.} \quad (5.10)$$

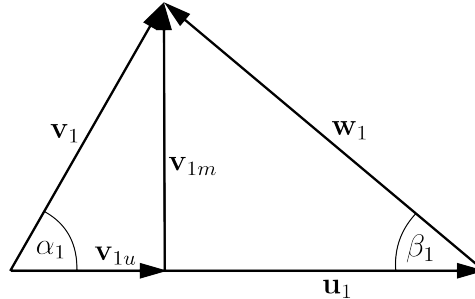
5.6. Druga inačica radnog kola centrifugalnog ventilatora

U proračun prve inačice radnog kola centrifugalnog ventilature ušlo se pod pretpostavkom radijalnog ulaza, no analizom numeričkih rezultata utvrđeno je da tangencijalna komponenta apsolutne brzine na ulazu u radno kolo nije zanemariva, već njezina srednja vrijednost iznosi

$$v_{1u} = 25 \text{ m s}^{-1}. \quad (5.11)$$

Tangencijalna komponenta brzina posljedica je rotacije rotora električnog generatora koja značajno utječe na strujanje zraka. Trokut ulaznih brzina u tom slučaju prikazan

je na slici 5.19. Iteracijski proračun teče na isti način kao što je opisano pri proračunu

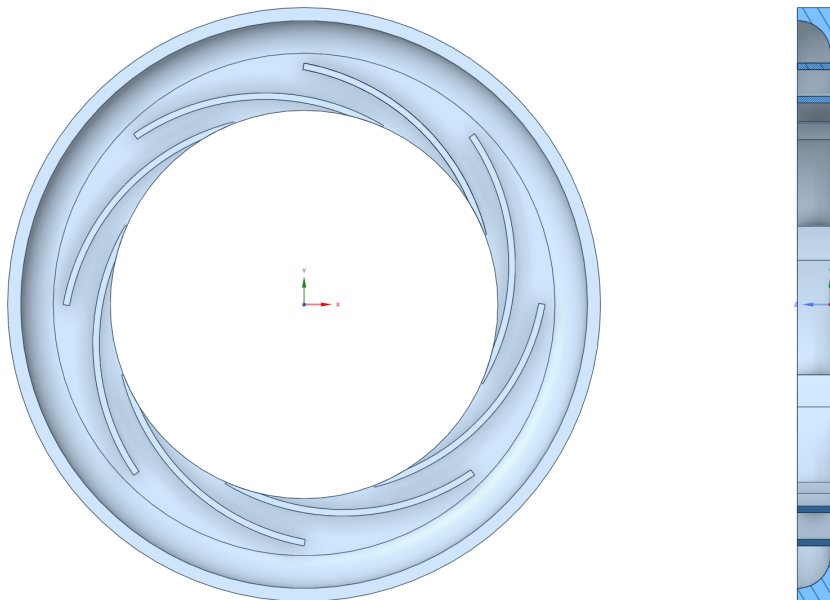


Slika 5.19: Trokut ulaznih brzina uz $v_{1u} \neq 0$

prve inačice, no u ovom slučaju bez pojednostavljenja u vidu $v_{1u} = 0$. Za prvi korak iteracija pretpostavljene vrijednosti za hidrauličku korisnost, faktor klizanja i omjer stupnjeva reaktivnosti su

$$\eta_h = 0,9, \quad \epsilon = 0,83 \quad \text{i} \quad \frac{r}{r_{th\infty}} = 0.95. \quad (5.12)$$

Nakon provođenja iterativnog proračuna dobivene su vrijednosti pokazane u tablici 5.6.

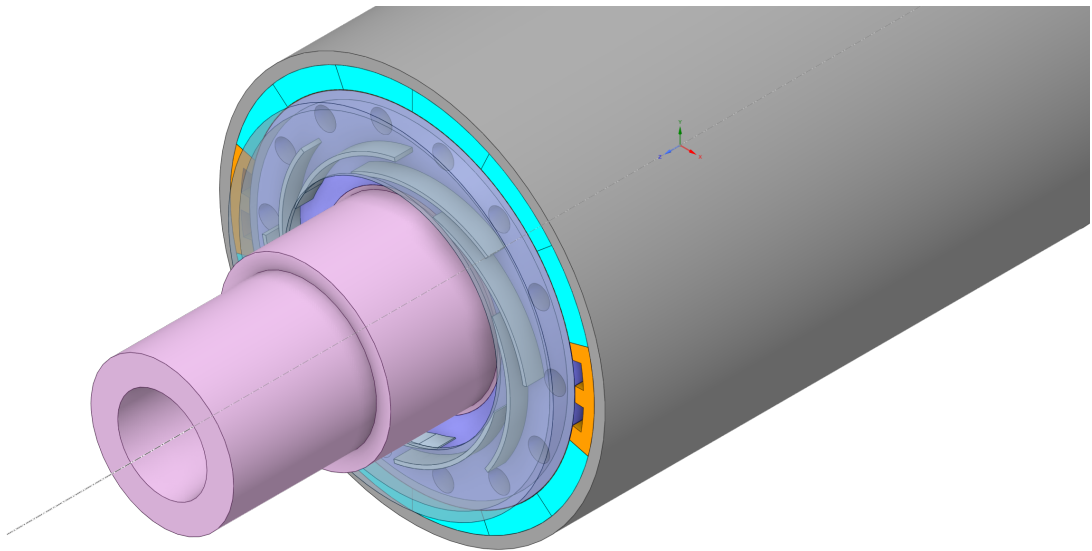


a) Čeonik prikaz

b) Bočni presjek

Slika 5.20: Čeonik prikaz i bočni presjek druge inačice ventilatora - za $\Delta p_{stat} = 2000 \text{ Pa}$
i $Q = 0,006 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$

Na slici 5.20 dan je čeon prikaz i bočni presjek druge inačice centrifugalnog ventilatora. Kao i kod prve inačice, lopatice su oblikovane kružnim lukom. Debljina lopatice jednaka je kao i u prvoj inačici te iznosi $s = 1$ mm, a ulazni brid zaobljen je na jednak način. Na



Slika 5.21: Druga inačica ventilatora na ugradbenom mjestu

slici 5.21 prikazana je druga inačica centrifugalnog ventilatora na ugradbenom mjestu na čelu rotora.

Tablica 5.6: Rezultati proračuna druge inačice centrifugalnog ventilatora

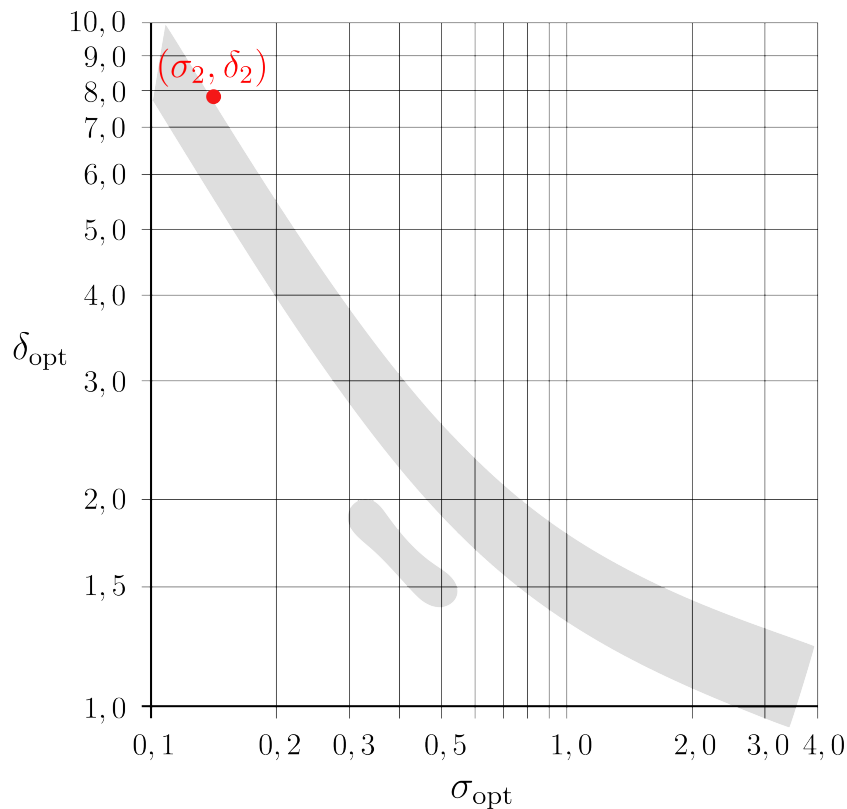
Naziv	Oznaka	Vrijednost	Jedinica
Obodna brzina na ulazu	u_1	78,54	m s^{-1}
Tangencijalna komponenta brzine na ulazu	v_{1u}	25	m s^{-1}
Meridionalna komponenta brzine na ulazu	v_{1m}	6,37	m s^{-1}
Apsolutna brzina na ulazu	v_1	25,80	m s^{-1}
Relativna brzina na ulazu	w_1	53,92	m s^{-1}
Kut lopatice na ulazu	β_1	6,8	$^\circ$
Obodna brzina na izlazu	u_2	96,87	m s^{-1}
Meridionalna komponenta brzine na izlazu	v_{2m}	5,16	m s^{-1}
Kut lopatice na izlazu	β_2	10,5	$^\circ$
Broj lopatica	z	8	-
Tangencijalna komponenta brzine na izlazu	$v_{2u\infty}$	69,10	m s^{-1}
Apsolutna brzina na izlazu	$v_{2\infty}$	69,29	m s^{-1}
Relativna brzina na izlazu	$w_{2\infty}$	28,24	m s^{-1}
Teoretski prirast totalnog tlaka	$\Delta p_{\text{tot,th}\infty}$	4475	Pa
Teoretski prirast statičkog tlaka	$\Delta p_{\text{stat,th}\infty}$	2518	Pa
Teoretski stupanj reaktivnosti	$\mathcal{R}_{\text{th}\infty}$	0,56	-
Faktor klizanja	ϵ	0,83	-
Tangencijalna komponenta brzine na izlazu	v_{2u}	60,72	m s^{-1}
Apsolutna brzina na izlazu	v_2	60,94	m s^{-1}
Relativna brzina na izlazu	w_2	36,51	m s^{-1}
Teoretski prirast totalnog tlaka	$\Delta p_{\text{tot,th}}$	3707	Pa
Gubitci pri ulazu u radno kolo	Δp_1	4,79	Pa
Gubitci zbog usporenja	$\Delta p''$	148,9	Pa
Gubitci zbog trenja	$\Delta p'$	220,1	Pa
Ukupni gubitci	Δp_g	369,0	Pa
Ostvareni prirast totalnog tlaka	Δp_{tot}	3333	Pa
Ostvareni prirast statičkog tlaka	Δp_{stat}	1891	Pa
Ostvareni stupanj reaktivnosti	\mathcal{R}	0,57	-
Ostvarena korisnost radnog kola ventilatora	η_{uk}	0,90	-

U tablici 5.3 prikazane su vrijednosti bezdimenzijskih značajki za drugu inačicu ventilatora. Na slici 5.22 prikazan je položaj druge inačice ventilatora u Cordierovom dijagramu.

Tablica 5.7: Vrijednosti bezdimenzijskih značajki za drugu inačicu centrifugalnog ventilatora

Naziv	Oznaka	Vrijednost
Značajka protoka	φ_2	0,014
Značajka prirasta tlaka	ψ_2	0,75
Značajka brzohodnosti	σ_2	0,15
Značajka promjera	δ_2	7,76

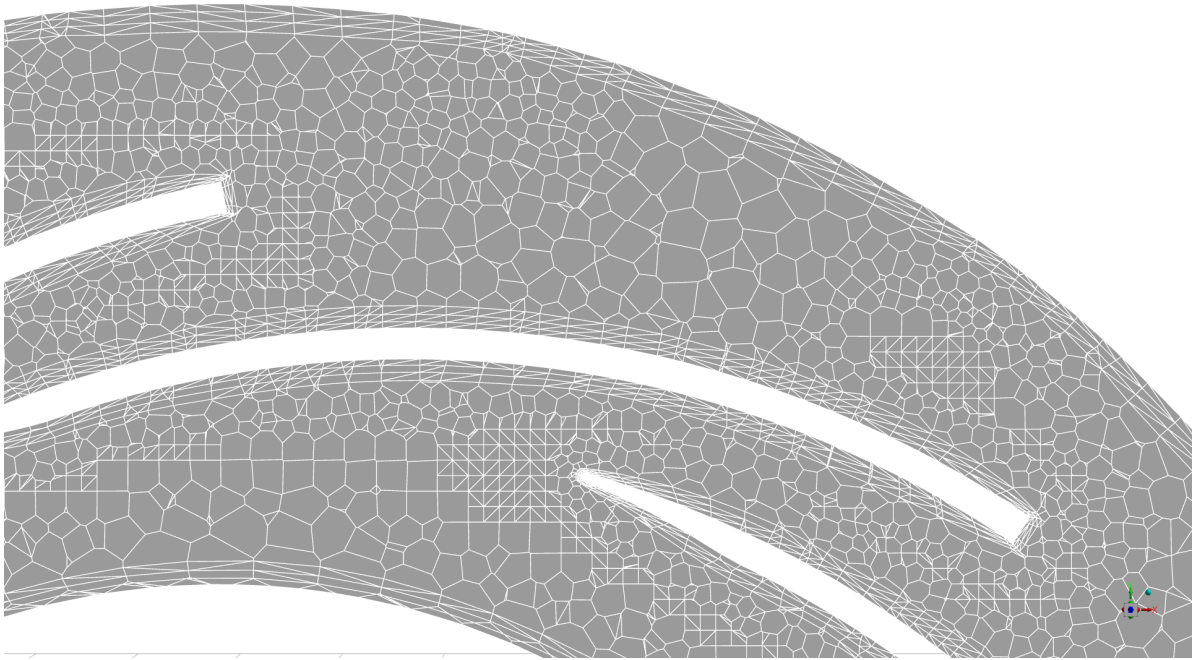
gramu. Za razliku od prve inačice, ovaj se ventilator nalazi na samom rubu optimalnog pojasa što znači da bi ostvarena korisnost trebala biti relativno visoka.



Slika 5.22: Druga inačica centrifugalnog ventilatora u Cordierovom dijagramu

5.7. Numerički proračun druge inačice radnog kola unutar rashladnog sustava

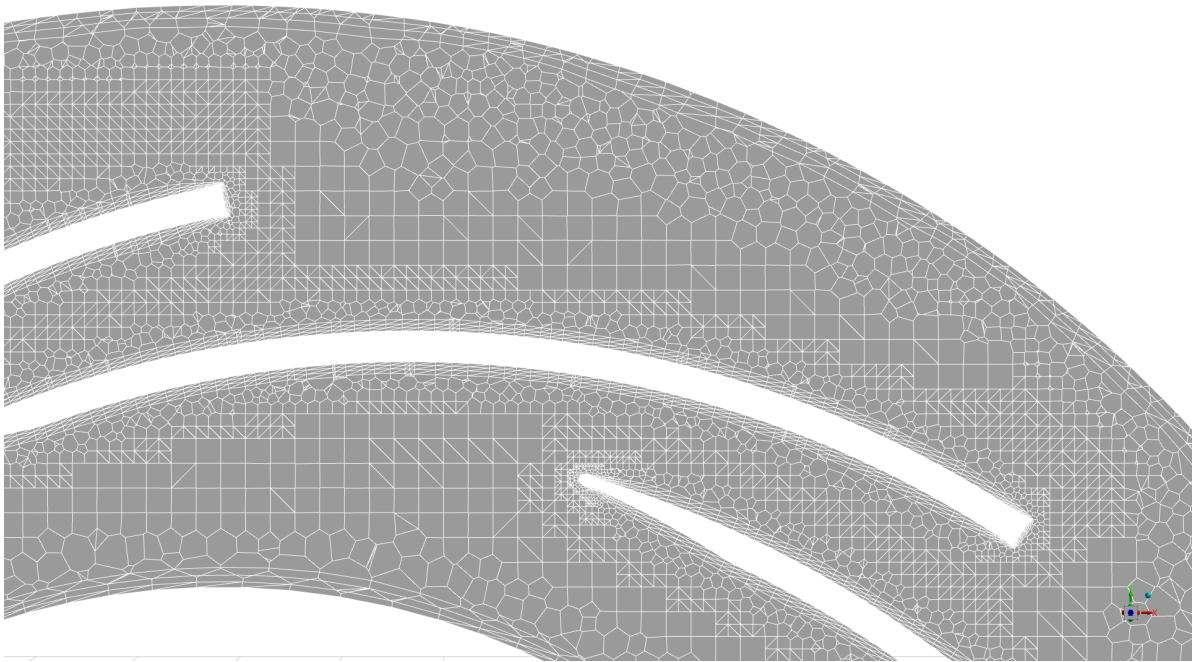
Numerički proračun druge inačice provodi se na jednak način kao i za prvu inačicu. U ovom će se proračunu razmatrati tri različite prostorne diskretizacije kako bi se ispitaio utjecaj gustoće mreže na rezultat simulacije. Na slikama 5.23, 5.24 i 5.25 redom su



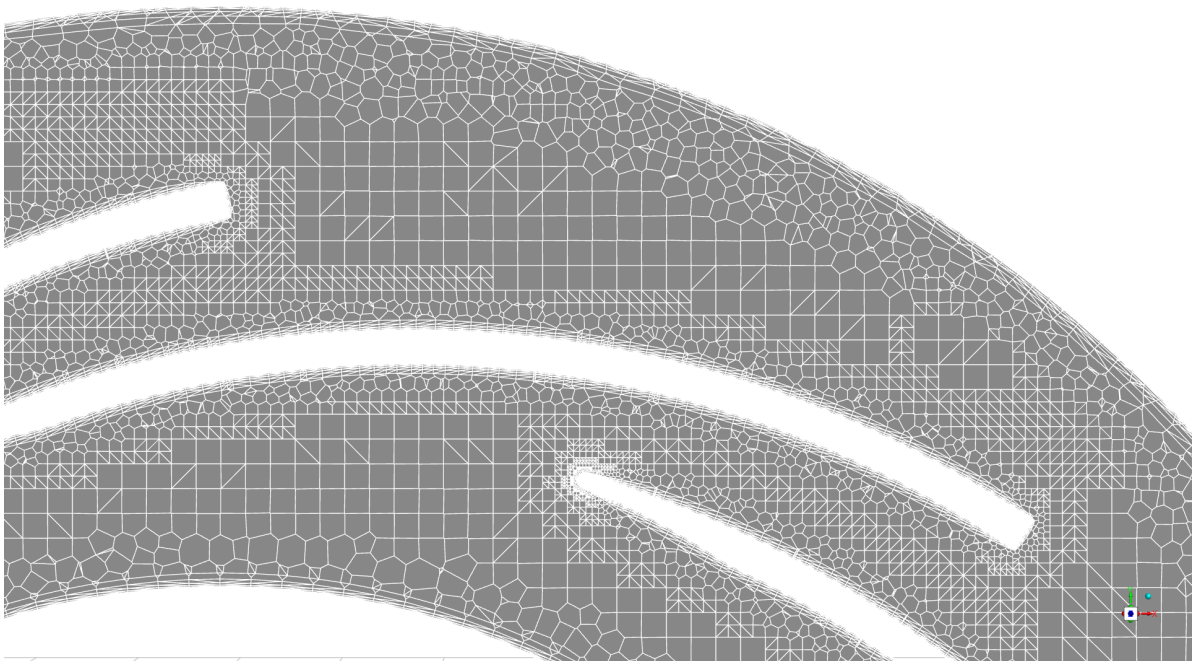
Slika 5.23: Presjek radnog kola ventilatora - mreža A

prikazane mreže A, B i C. Mreža A sastoji se od najmanjeg broja kontrolnih volumena, ukupno 2 182 176. Mreža B sastoji se od 9 016 806 volumena dok se mreža C sastoji od 15 485 054 volumena. Također, za mrežu C osigurana je vrijednost $y^+ < 5$ te će za tu mrežu biti dana korisnost u radnoj točki. Konvergirani rezultati numeričkog proračuna dani su u tablici 5.8. Vidljivo je kako ne dolazi do značajnih odstupanja s obzirom na gustoću mreže, a najviše odstupa očitavanje ostvarenog protoka u slučaju mreže A, i to za 6% u odnosu na mrežu C. Korisnost ventilatora za slučaj mreže C računa se prema izrazu

$$\eta = \frac{\Delta p_{\text{tot}} Q}{M \omega} \quad (5.13)$$



Slika 5.24: Presjek radnog kola ventilatora - mreža B



Slika 5.25: Presjek radnog kola ventilatora - mreža C

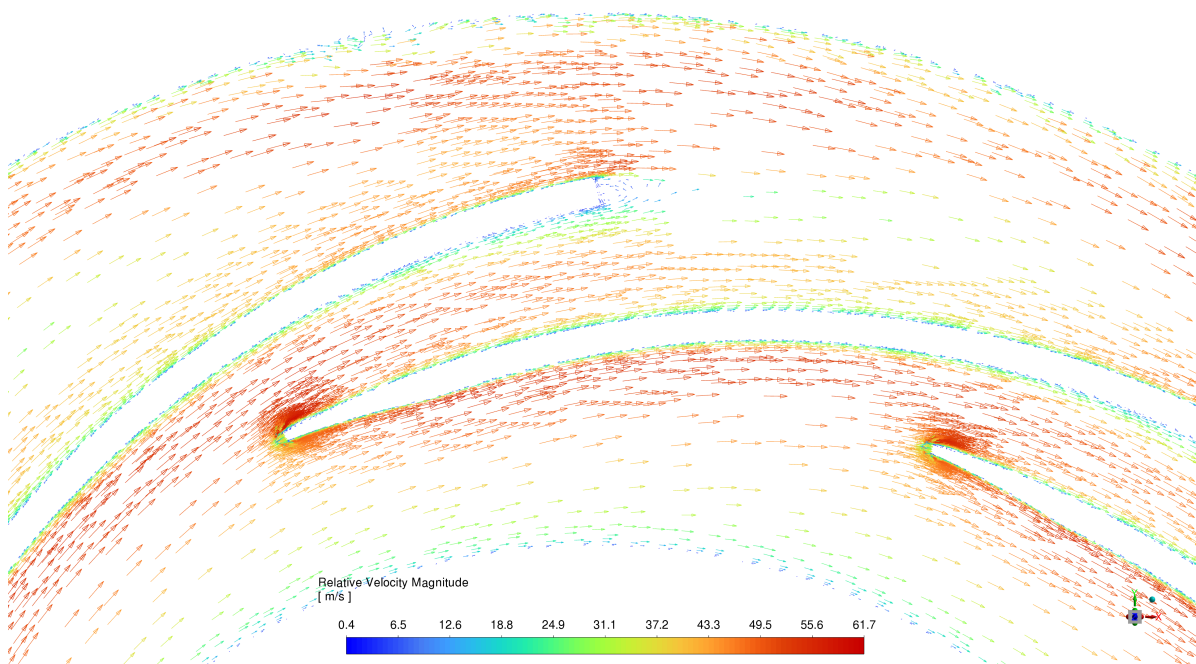
Tablica 5.8: Usporedba rezultata numeričkog proračuna za tri različite prostorne diskretizacije

Mreža	A	B	C
Broj volumena	2 182 176	9 016 806	15 485 054
Ostvareni protok	0,00636	0,006	0,0599
Δp_{tot}	3019	3112	3030
Δp_{stat}	1622	1634	1580

gdje je M moment na lopaticama i kućištu ventilatora dobiven integracijom raspodjele tlaka i viskoznih sila. Korisnost u radnoj točki iznosi

$$\eta = 0,80. \quad (5.14)$$

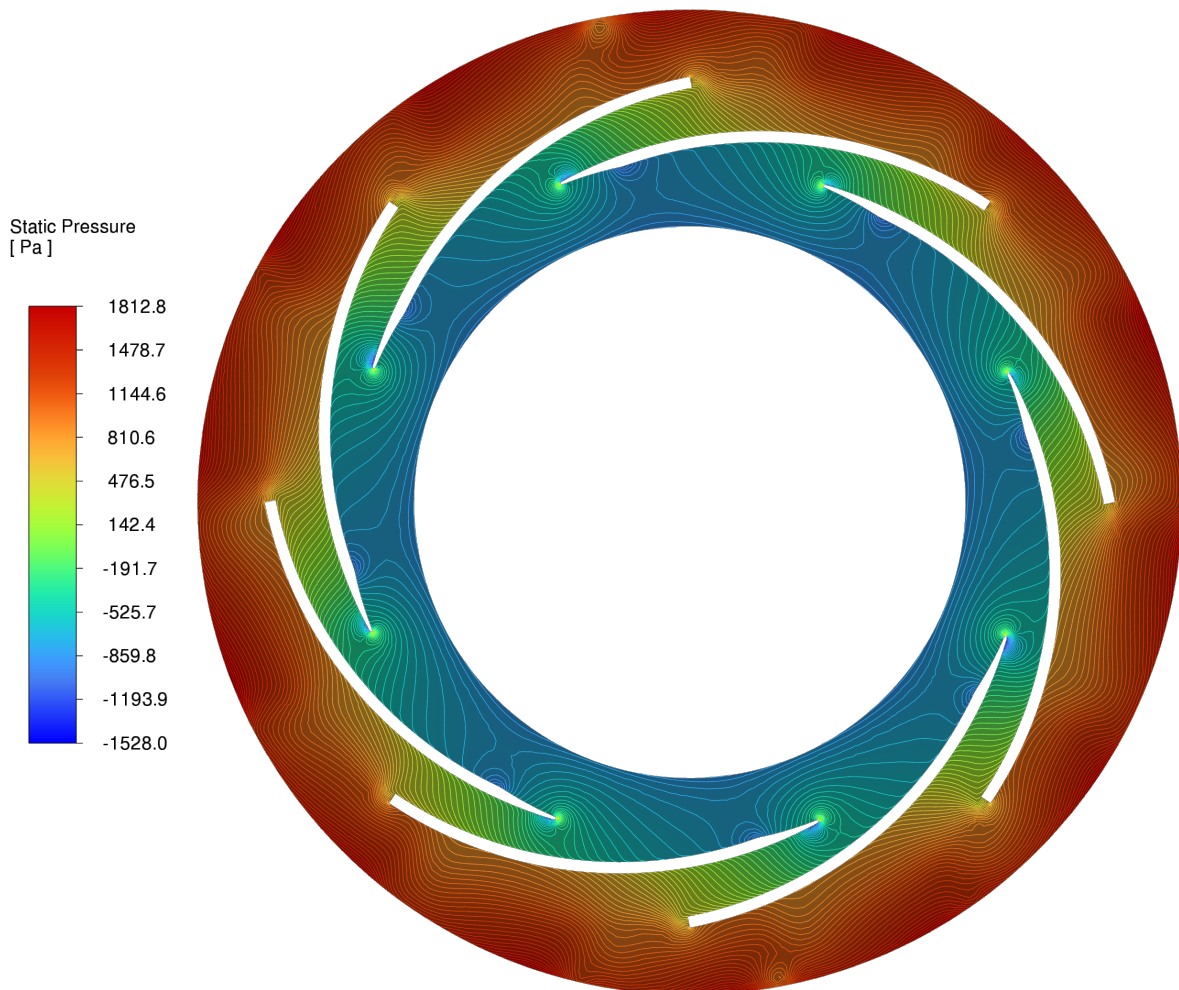
Na slici 5.26 dan je prikaz vektora relativne brzine u međulopatičnom kanalu ventilatora. Kao i kod prve inačice, ne dolazi do odvajanja strujanja. Na slici 5.27 prikazane su



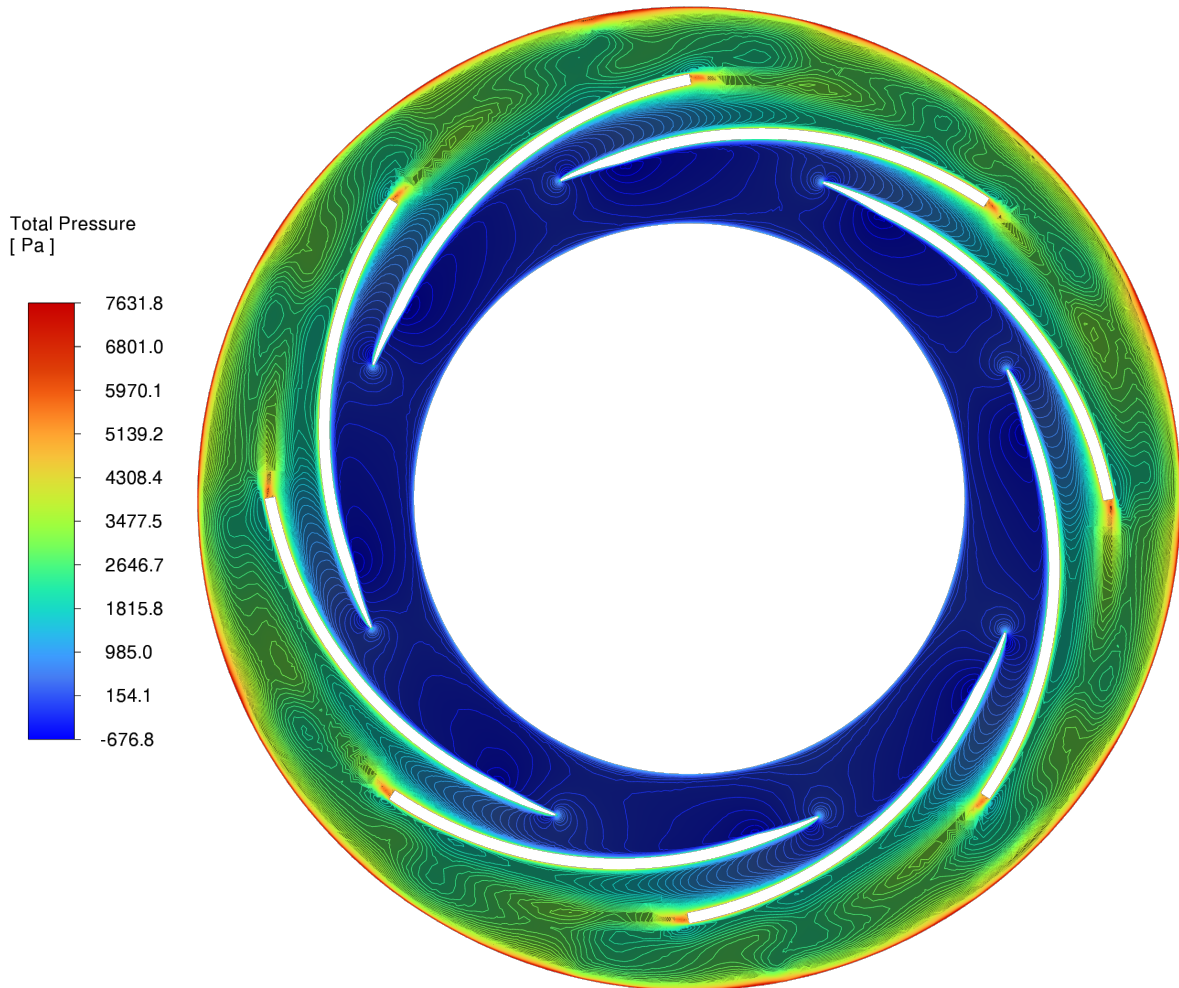
Slika 5.26: Vektori relativne brzine u međulopatičnom kanalu na središnjem presjeku druge inačice ventilatora

konture polja statičkog tlaka na presjeku ventilatora, a na slici 5.28 prikazane su konture

totalnog tlaka.



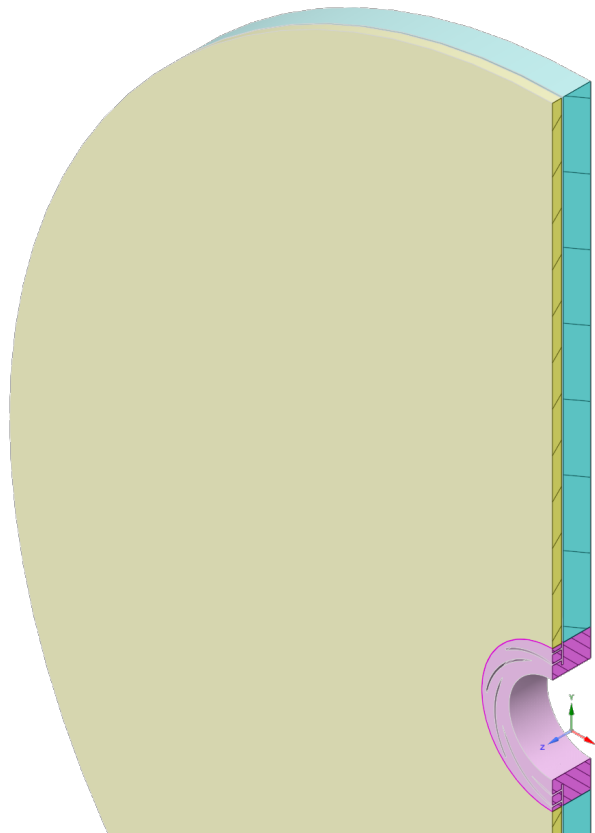
Slika 5.27: Konture polja statičkog tlaka na presjeku druge inačice ventilatora



Slika 5.28: Konture polja totalnog tlaka na presjeku druge inačice ventilatora

5.7.1. Karakteristika ventilatora

Proračun karakteristike ventilatora važan je za utvrđivanje optimalne radne točke samog ventilatora. Ventilator projektiran za primjenu u električnim strojevima, zbog prije navedenih problema, često ne radi u svojoj optimalnoj radnoj točki što dovodi do povećanih gubitaka. Numerički proračun karakteristike proveden je programskim paketom Ansys Fluent. Na slici 5.29 prikazan je 3D model korišten za proračun karakteristike. Rozom bojom označena je rotirajuća domena, žutom bojom označena je



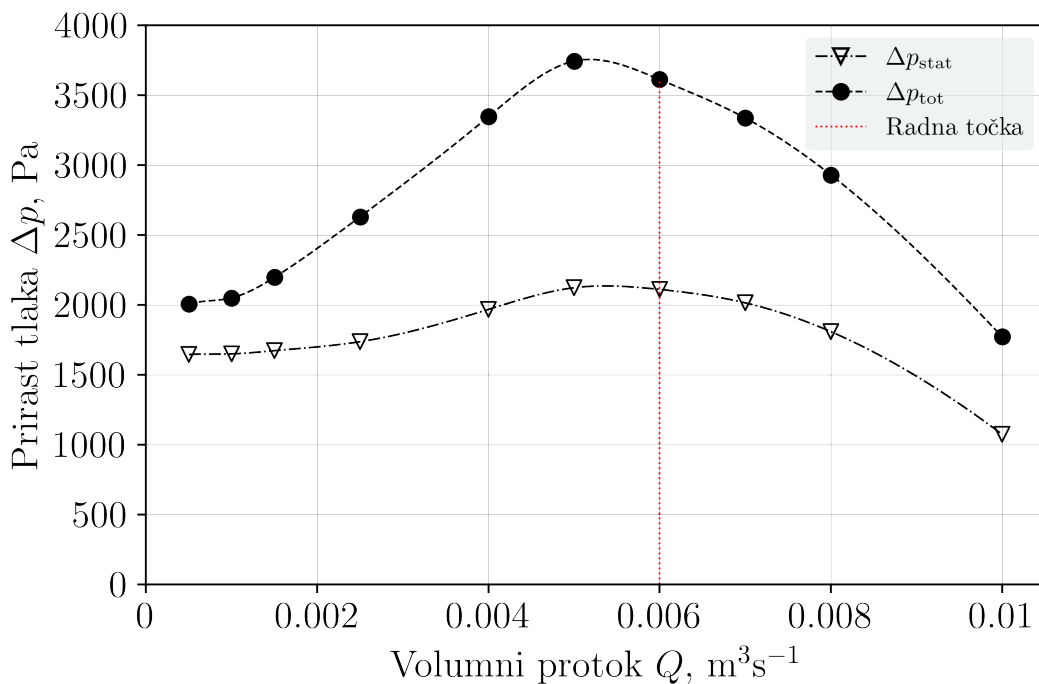
Slika 5.29: Model korišten za numerički proračun karakteristike ventilatora

stacionarna domena koja je ujedno i izlazna domena, a plavom je označena domena kroz koju fluid ulazi, a koja je također stacionarna. Rotacija domene postiže se metodom rotirajućeg koordinatnog sustava. Ulazna površina ventilatora definirana je na radijusu $r_1 = 30$ mm, a izlazna na radijusu $r_2 = 37$ mm. Na tim površinama mjeri se prosječna vrijednost statičkog i totalnog tlaka odakle se dobiva i njihov prirast kroz radno kolo. Prostorna diskretizacija domene provedena je, kao i u prethodnim slučajevima, *poly-*

hexcore metodom, a osigurana je vrijednost $y^+ < 1$. Parametarska analiza provodi se na način da se na ulaznoj površini zadaje određeni volumni protok pri kojem se onda u konvergiranom stanju mjeri prirast statičkog i totalnog tlaka u radnom kolu ventilatora koji rotira brzinom $\omega = 2618 \text{ rad s}^{-1}$. Vrijednosti protoka za koje se provodi analiza te dobiveni rezultati dani su u tablici 5.9, a dobivena karakteristika prikazana je i grafički na slici 5.30.

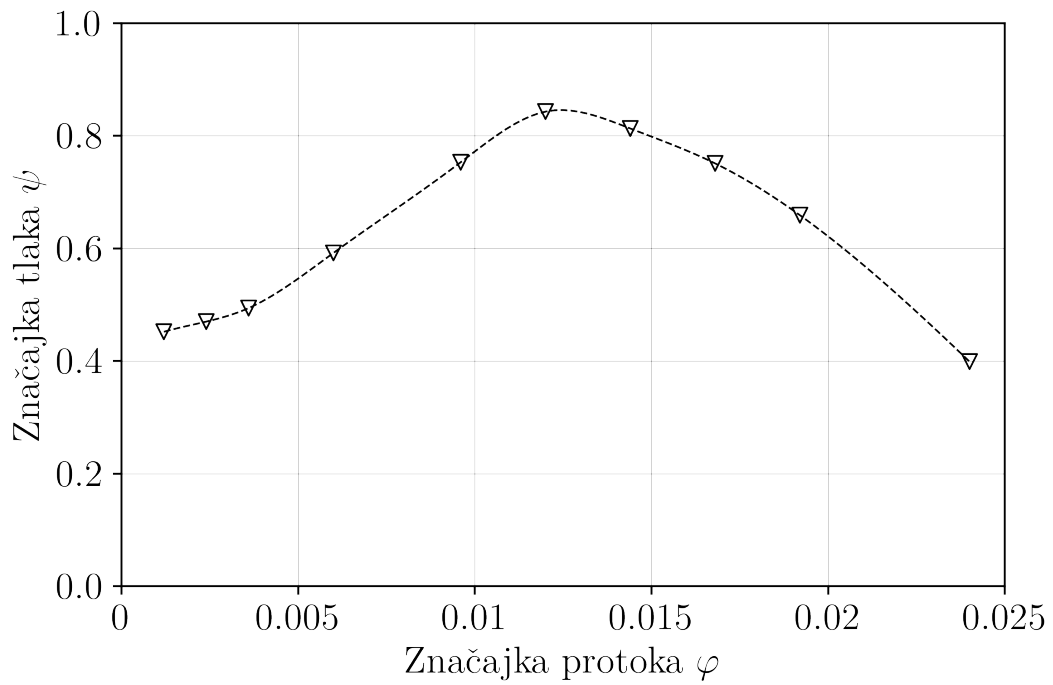
Tablica 5.9: Parametarska analiza karakteristike druge inačice centrifugalnog ventilatora - protoci Q i dobiveni prirasti tlakova

Točka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q	0,0005	0,001	0,0015	0,0025	0,04	0,005	0,006	0,007	0,008	0,01
Δp_{stat}	1646	1655	1673	1737	1968	2123	2111	2015	1809	1075
Δp_{tot}	2008	2090	2197	2630	3346	3744	3612	3337	2930	1773



Slika 5.30: Karakteristika druge inačice centrifugalnog ventilatora

Na slici 5.31 dana je bezdimenzijska značajka tlaka u ovisnosti o značajci protoka. Primjećuje se da se karakteristika slaže s onom prikazanom u slici 2.8



Slika 5.31: Ovisnost bezdimenzijske značajke tlaka ψ o bezdimenzijskoj značajci protoka φ za drugu inačicu ventilatora

6 | Zaključak

U radu je proveden hidrodinamički proračun centrifugalnog ventilatora prema zadanim parametrima. Ventilator je namijenjen za hlađenje rotora električnog generatora te je za tu primjenu određena optimalna izvedba i mjesto ugradnje na rotoru. Analitički proračun proveden je pomoću literature [1] i [2], a provjeren je metodama računalne dinamike fluida u programskom paketu Ansys Fluent. U provedbi simulacije korištena je metoda rotirajućeg koordinatnog sustava i numerički je modeliran stacionarni rad stroja u zadanoj radnoj točki. Provedena je analiza ovisnosti rezultata o prostornoj diskretizaciji gdje su korištene tri mreže konačnih volumena različitih gustoća. Prva iteracija radnog kola dobivena je za parametre zadane u zadatku uz pretpostavku radijalnog ulaza u radno kolo. Zadani potrebni prirast statičkog tlaka pretpostavljen je u ranoj fazi razvoja električnog generatora. Stoga je u sklopu ovog rada provedena simulacija strujanja zraka unutar zatvorenog kruga u električnom generatoru u svrhu određivanja točnijeg potrebnog prirasta statičkog tlaka za željeni volumni protok. Utvrđeno je da je potreban veći prirast statičkog tlaka nego je prvotno pretpostavljeno te je shodno tome proveden proračun druge inačice radnog kola. U drugoj inačici radnog kola uzet je u obzir i značajan utjecaj tangencijalne komponente apsolutne brzine na ulazu u radno kolo. U daljnjem radu slijedi numerička provjera efikasnosti metode hlađenja rotora pomoću izvedenog centrifugalnog ventilatora, a u slučaju zadovoljavajućih rezultata i eksperimentalna provjera.

Bibliografija

- [1] B. Eck, *Fans; Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans*, 1. izdanje. Pergamon Press, 1973.
- [2] T. Carolus, *Fans, Aeodynamic Design - Noise Reduction - Optimization*. Springer, 2022.
- [3] W. C. Osborne, *Fans*, 1. izdanje. Pergamon Press, 1967.
- [4] Z. Virag, M. Šavar i I. Džijan, *Mehanika fluida I*. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2019.
- [5] D. Štefanović, *Tehnička enciklopedija*. Zagreb: Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 1997., sv. 13.
- [6] F. Szlivka, C. Heteyi, F. Gusztáv i I. Molnár, „Comparison of Mixing Plane, Frozen Rotor, and Sliding Mesh Methods on a Counter-Rotating Dual-Rotor Wind Turbine”, *Applied Sciences*, sv. 13, br. 15, 2023.
- [7] I. Alfirević, *Uvod u tenzore i mehaniku kontinuumma*. Zagreb: Golden marketing, 2003.
- [8] D. Wilcox, „A half century historical review of the k-omega model”, 1991.
- [9] ANSYS, *Ansys Fluent Theory Guide*.
- [10] Z. Virag, M. Šavar i I. Džijan, *Mehanika fluida II*. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2015.
- [11] J. H. Ferziger, M. Perić i R. L. Street, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 4. izdanje. Springer Nature Switzerland AG, 2020.