

# Izvori ventilacijskih gubitaka hidrogenatora s istaknutim polovima

---

**Majer, Siniša**

**Doctoral thesis / Disertacija**

**2022**

*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:235:777467>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-01-16**

*Repository / Repozitorij:*

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





Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

SINIŠA MAJER

**IZVORI VENTILACIJSKIH GUBITAKA  
HIDROGENERATORA S ISTAKNUTIM  
POLOVIMA**

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2022.



Sveučilište u Zagrebu

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

SINIŠA MAJER

**IZVORI VENTILACIJSKIH GUBITAKA  
HIDROGENERATORA S ISTAKNUTIM  
POLOVIMA**

DOKTORSKI RAD

MENTOR:

PROF. DR. SC. ŽELJKO TUKOVIĆ

Zagreb, 2022.



University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL  
ARCHITECTURE

SINIŠA MAJER

**SOURCES OF WINDAGE POWER  
LOSSES IN SALIENT POLE  
HYDROGENERATORS**

DOCTORAL THESIS

SUPERVISOR:  
DR.SC. ŽELJKO TUKOVIĆ, PROF.

Zagreb, 2022

# PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK: 621.313:621.224

Ključne riječi: hidrogenerator, istaknuti polovi, ventilacijski gubici, CFD, simulacije, aerodinamika

Znanstveno područje: Tehničke znanosti

Znanstveno polje: Strojarsstvo

Institucija: Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mentor: prof. dr. sc. Željko Tuković

Broj stranica: 138

Broj slika: 100

Broj tablica: 25

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 59

Datum obrane: 26.10.2022.

Povjerenstvo:  
dr. sc. Zvonimir Guzović, red. prof., predsjednik  
(Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb)  
dr. sc. Severino Krizmanić, doc., član  
(Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb)  
dr. sc. Veljko Filipan, red. prof., član  
(Fakultet kemijskog inženjerstva, Zagreb)

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje,

Nacionalna i sveučilišna knjižnica u Zagrebu

*Ani i Veroniki.....*

# ZAHVALA

Ovaj rad izrađen je u KONČAR - Institutu za elektrotehniku d.o.o. i dio je razvojnog zadatka između KONČAR - Instituta za elektrotehniku d.o.o. i KONČAR Generatora i motora d.d., a nastavlja se na višegodišnju suradnju na području ventilacije i hlađenja s kolegama iz tvornice KONČAR Generatori i motori d.d. Svi podaci o generatorima kojima sam se služio pri izradi ovog rada dobiveni su od tvrtke KONČAR Generatori i motori d.d.

Stoga zahvaljujem upravama ova dva trgovačka društva na podršci pri izradi ovoga rada. Također se zahvaljujem svim kolegama projektantima i konstruktorima iz KONČAR GIM-a, s kojima već godinama surađujem i od kojih sam mnogo naučio.

Zahvaljujem mentoru, prof. dr. sc. Željku Tukoviću, na suradnji i podršci pri izradi ovoga doktorata.

Zahvaljujem također dr. sc. Stjepanu Caru koji me potaknuo na doktorski studij.

Moja velika zahvala Marijanu Petriniću, dipl. ing., s kojim sam godinama surađivao i od koga sam najviše naučio o električnim rotacijskim strojevima. Duge diskusije o raznim aspektima rada ovih strojeva bile su neprocjenjive.

*I na kraju, posebne zahvale upućujem ženi Mariji i kćerima Ani i Veroniki na nemjerljivom strpljenju i podršci kroz sve ove godine.*

# SAŽETAK RADA NA HRVATSKOM JEZIKU

U ukupnim gubicima hidrogeneratora s istaknutim polovima, ventilacijski gubici sudjeluju s približno 10% do 25%, a u iznimnim slučajevima mogu dosegnuti i iznos od 30%. Pouzdan proračun tih gubitaka izazovan je zadatak za svakog projektanta. Istovremeno, neistraženost utjecaja različitih elemenata konstrukcije na strujanje zraka kroz stroj i nastanak ventilacijskih gubitaka dovela je do zanemarivanja aerodinamičkih problema pri konstruiranju ovih, u pravilu, velikih strojeva.

Ovo istraživanje je provedeno s ciljem da se rasvijetle utjecaji pojedinih konstrukcijskih elemenata generatora na ventilacijske gubitke i stvore preduvjeti za povećanje pouzdanosti izračuna ventilacijskih gubitaka brzim analitičkim alatima koji se redovito koriste pri projektiranju.

Na početku rada, provedena je statistička analiza izmjerenih ventilacijskih gubitaka za 27 izvedenih generatora te je predložen empirijski model za preliminarni izračun ventilacijskih gubitaka u ranoj fazi projektiranja strojeva koji se bazira na osnovnim geometrijskim značajkama rotora.

Zatim je izrađeno šest detaljnih CFD modela generatora nad kojima je provedena detaljna aerodinamička analiza strujanja rashladnog zraka uz pomoć komercijalnog programa za računalnu dinamiku fluida, ANSYS Fluent®. Validacija odabranog pristupa modeliranja strujanja zraka kroz generatore provedena je usporedbom rezultata izmjerenih gubitaka s rezultatima simulacija. Kako bi se pojasnili određeni efekti uočeni na modelima izvedenih stanja generatora, za pojedine generatore izrađeni su dodatni modeli s izmijenjenom konstrukcijom, tako da su simulacije provedene za sveukupno 9 različitih izvedbi generatora.

Analiza strujanja zraka kroz modele, te gubitaka koje pojedini elementi konstrukcije generiraju, pokazali su vrlo kompleksnu ovisnost o izvedbi različitih dijelova konstrukcije generatora. Rezultat su neželjeni efekti, kao što su vrtlozi, koji smanjuju očekivano djelovanje ugrađenih tlačnih elemenata čija je svrha ostvariti cirkulaciju rashladnog zraka kroz generator. Zanemarivanje tih efekata pri izradi analitičkih modela za izračun strujanja zraka kroz generator, može dovesti do krivog izračuna raspodjele zraka kroz generator i posljedično, do krivog izračuna ventilacijskih gubitaka. Isto tako, neizbalansirani otpori povratnih putova za zrak na pogonskoj i slobodnoj strani stroja rezultiraju neželjenim recirkulacijama, posebno ako se ostave otvorenima razni tehnološki i konstrukcijski raspori u rotoru. Analiza utjecaja glavnih elemenata rotora na generiranje ventilacijskih gubitaka pokazala je da na tlačne elemente ugrađene na rotor otpada prosječno oko 80% ukupnog iznosa. Preostalih 20% su parazitni gubici koje uglavnom stvaraju istaci na čeonim plohama rotora. Od onih 80% koje stvaraju tlačni elementi nešto više od polovice stvaraju polovi.



Provedena je analiza mogućnosti izračuna karakteristika tlačnih elemenata rotora pojednostavljenim CFD modelima te su rezultati uspoređeni s karakteristikama koje se sada koriste u modelima. Pokazano je da se takvim jednostavnim modelima mogu dobiti kvalitetne podloge za izračun ventilacijskih mreža.

Na temelju rezultata simulacija, izračunati su koeficijenti otpora vijenca ukruta i matica koje se često ugrađuju na čelo rotora. Predloženi su empirijski izrazi za izračun koeficijenta otpora takvih elemenata rotora u ovisnosti o glavnoj dimenziji i razmaku između susjednih ukruta/matica. Predloženi izraz uspoređen je s podacima iz literature.

Spoznaje koje su proizašle iz ovog istraživanja pružaju dobru podlogu za razvoj unaprijeđenih alata za analitičke izračune ventilacije i ventilacijskih gubitaka. Isto tako, trebale bi poslužiti kao smjernice pri konstruiranju generatora sa smanjenim ventilacijskim gubicima u odnosu na one koji se danas grade. Na kraju rada su predložene izmjene u postojećim modelima ventilacijskih mreža kako bi se povećala pouzdanost rezultata izračuna.

# EXTENDED ABSTRACT

## *Introduction*

According to [1], with approximately 1300 TW of installed capacity and about 4200 TWh of annual production, hydropower is currently the most important renewable energy source in the world. Salient-pole generators are key components in hydropower conversion. Although very efficient machines (for large units the efficiency exceeds 98%) the inevitable losses that occur in the machine (mostly electromagnetic in nature) need to be carried away from machine to keep the temperature of the active parts within the allowable limits. This is usually achieved by means of the circulating air that collects excessive heat and transfers it to the cooling water in air-water heat exchangers. Air circulation is achieved by mounting an axial or a centrifugal fan on the rotor and/or by using existing rotor structural elements that act as primitive fans, i.e., rotor spider, interpolar space and radial ducts in the rotor rim.

The inevitable consequence of air circulation through the generator are aerodynamic losses, which are also called windage losses. According to [2], windage losses are defined as: "the power taken from the generator shaft (without friction in the bearings) when the rotor rotates at a synchronous speed, at a certain flow of coolant (air)". Windage losses participate in the total losses of salient poles generators with approximately 10% to 25%. For old, high-speed and/or aerodynamically non-optimized generators, this value can reach up to 30%. Windage losses importance is illustrated by the fact that, due to the synchronous speed of rotation, their amount is constant regardless of the load at which the machine operates.

The motivation for this research is unreliable models used to calculate windage losses. Prerequisite for windage loss calculations is solving the airflow networks (also called lumped parameter models), that are used to calculate the distribution of the air flow through the generator. The calculation of windage losses is based on the assumption that the total windage losses consist of the sum of friction losses of the rotor side faces and rotor end faces and the power taken by the rotor pressure elements from the turbine shaft to achieve the required cooling air flow through the generator.

The aim of this research was to investigate aerodynamic phenomena within salient poles generators, to distinguish the influence of layout and geometric characteristics of the most important structural elements on generating windage losses and to determine new correlations for calculating resistance coefficients of most influential structural elements depending on basic geometric features. Furthermore, the research was aimed at defining guidelines for the aerodynamic design of those parts

of the generator that are unavoidable in construction and actively participate in the generation of windage losses.

### *Materials and methods*

This research is based on a statistical analysis of the basic geometric and aerodynamic parameters of the 27 manufactured and installed generators and on a subsequent detailed aerodynamic analysis of the cooling air flow through a CFD models of subset of six selected generators.

Analysis of air flow through the generator was performed using the commercial CFD software ANSYS Fluent<sup>®</sup>. Detailed CFD models have been made for each selected generator. Fully predictive approach was used to model the flow within the generator meaning no inlet or outlet boundary conditions were needed. The basic idea behind this principle is to incorporate a closed air circle in the model while the airflow was driven only by the rotor rotation. Thus, the airflow created through the generator is a result of the solution and not of the boundary conditions. The RANS  $k-\omega$  SST turbulence model was used in all simulations. Its implementation in Fluent<sup>®</sup> utilized the  $y^+$  insensitive wall treatment and as long as enough prism layers covered the boundary layer high quality numerical results could be achieved [3].

Since weak stator-rotor interaction was expected, rotation of the rotor domain was modelled using multiple reference frame method. The rotational periodic boundary condition on the side faces of the domain and “no slip” boundary condition on all walls were applied. The non-conformal interface approach [3] was used to connect the rotor domain with the stator.

Special attention was paid to the quality of the mesh and the resulting minimal orthogonal quality of all meshes was higher than 0.14. To evaluate and quantify the numerical uncertainty arising from the discretization of the domain, the grid convergence index (GCI) method [4] was performed for validation case 3 on two generator examples with three different density meshes.

Three validation cases were used to validate the selected simulation approach. First two cases were simple examples from the literature: smooth rotating disc [5] and rotating disc with protrusion [6]. Validation showed good agreement with published data (within  $\pm 3,5\%$  for the first case, and  $\pm 5,0\%$  for the validation second case). The third validation case was a subset of the 6 generators tested on-site. A measurements of the windage losses were performed during the comissioning of the generators according to the IEC 60034-2-2:2012 standard. Agreement of  $\pm 6,5\%$  between calculated and measured windage losses were achieved.

### *Results and discussion*

Basic statistical analysis of measured windage losses on a set of 27 built and tested generators showed that the average relative windage losses (reduced to the rated power of the generator) is 0.293% with a standard deviation of 0.1157%. Slightly less than 80% of the considered generators have relative windage losses in the range between 0,15% and 0,40%. No visible trend was observed when windage losses were correlated to the rated power of the generator. On the other hand, a linear trend is visible between measured windage losses and expressions  $\omega^3 \cdot D^5$  and  $\omega^3 \cdot D^4 \cdot L$  which denote the measure of rotor end and side faces losses. Achieved coefficients of determination were  $R^2=0,903$  and  $R^2=0,908$ , respectively. In order to improve the fit of the data, least squared fit to expression  $a \cdot \omega^b \cdot D^c \cdot L^d$  was proposed, where a, b, c and d are fitting coefficients. Achieved coefficient of determination was  $R^2=0,974$ , which represents an acceptable empirical model for first estimation of the windage losses in the early stage of the design process.

The overall analysis of the calculated windage losses for selected set of six generators showed that an average of 80% of the losses can be attributed to the pressure rise elements used to establish airflow through the generator. Of these, more than 50% belongs to interpolar space, which makes them main single source of windage losses in salient poles generators. It is worth noting that the highest share of the poles in generation of windage losses is observed in ventilation system with axial fans (80%), and the lowest in radial ventilation without fans (30%). On average, 20% of the total windage losses is associated with end faces of the generator. These losses are called parasitic losses and are associated with the roughness of the end faces. For rough rotors, with large protrusions, they can reach more than 30%.

A detailed analysis of the air flow through the generator models indicated significant interactions that occur between the different structural elements installed on the rotor. Two main issues detected are existence of different air recirculations that are main source of unreliability of existing calculation models and distribution of tangential velocity profile within the generator. Some airway details have been clarified leading to proposed changes to existing ventilation networks which are expected to increase the reliability of the ventilation calculation model. Based on the calculated aerodynamic forces on stiffeners and nuts mounted on end faces of the rotor, empirical model for calculation of the drag coefficient is proposed.

In order to improve existing models for calculation of characteristics of the rotor pressure rise elements (rotor spider, radial channels in rotor rim and interpolar space) it has been shown that simplified CFD models of these rotor structures can lead to more reliable characteristics. Due to the simple geometry of these rotor elements, the construction of such models can be automated and integrated into new, improved models for calculating ventilation.

Finally, changes in the existing models for the calculation of ventilation and windage losses are proposed, which are expected to lead to more reliable models for their calculation.

#### *Scientific contribution*

1. An empirical model for the preliminary calculation of windage losses in the early design phase of a salient poles generators is proposed.
2. By comparing the results of measurements and numerical simulations on six generator models, it was determined that using a detailed 3d CFD generator model it is possible to calculate windage losses and airflow within engineering acceptable limits of  $\pm 6.5\%$ .
3. Design elements of construction that significantly affect the creation of windage losses in salient poles generators have been determined, and the mechanisms of their action in the air throughflow the generator have been clarified.
4. An empirical expressions for the calculation of the drag coefficients for stiffeners and nuts often mounted on the rotor end faces are proposed.
5. Guidelines to redefine existing airflow networks in order to reduce deviations of the calculation of ventilation and windage losses from those obtained by existing models are proposed.

#### *Conclusion*

The conducted research confirmed the initial hypotheses and achieved the research goals. Analysis of airflow through different models of the generators revealed the roles of main rotor components in generation of windage losses. A new correlation for estimation of the windage losses in the early stage of the design process is proposed. Interactions between different rotor components and their influence on the formation of vortices that affect the energy conversion pressure elements used to establish cooling airflow through the generator are explained. The air paths through the generator are explained and based on that, changes in the existing models are proposed in order to obtain more reliable models for calculating the air distribution through the generator and thus a more reliable calculation of windage losses.

# POPIS SLIKA

Slika 1 – shematski prikaz tipičnog ventilacijskog kruga vertikalnog hidrogeneratora.....	2
Slika 2 – aproksimacija rotora generatora s rotirajućim cilindrom .....	3
Slika 3 – Taylorovi vrtlozi: shematski prikaz; za $Re=1046$ i $Re=1119$ [10].....	4
Slika 4 – Strujanje viskoznog fluida između dva koncentrična cilindra od kojih unutarnji rotira, a vanjski miruje [13].....	5
Slika 5 – koeficijent momenta glatkog rotirajućeg cilindra bez aksijalnog prostrujavanja.....	6
Slika 6 – shematski prikaz strujnica u blizini rotirajućeg diska okruženog viskoznim fluidom u mirovanju [13] .....	7
Slika 7 – profili brzina u blizini rotirajućeg diska okruženog viskoznim fluidom u mirovanju [13].	8
Slika 8 – koeficijent momenta $C_{MD}$ za slobodni rotirajući disk; 1 – jednažba (1.16); 2 – jednažba (1.17); 3 – jednažba (1.18) .....	9
Slika 9 – shematski prikaz rotirajućeg diska u kućištu prema [5].....	9
Slika 10 – režimi strujanja u ovisnosti u $Re$ broju i aksijalnom razmaku između diska i kućišta [5] .....	10
Slika 11 – idealizirani profil radijalne komponente brzine za režime I i III (lijevo) te II i IV (desno) .....	10
Slika 12 – cilindrični rotor (lijevo) i rotor s istaknutim polovima (desno) .....	18
Slika 13 – prikaz tipičnog vertikalnog hidrogeneratora s oznakama glavnih dijelova.....	19
Slika 14 – detalj jedne zamjenske ventilacijske mreže bazirane na SciLab/Modellica platformi....	23
Slika 15 – histogram relativnih ventilacijskih gubitaka .....	25
Slika 16 – izmjereni gubici ventilacije u ovisnosti o karakteristici $\omega^3 \cdot r^4 \cdot L$ za niz izvedenih generatora .....	26
Slika 17 - izmjereni gubici ventilacije u ovisnosti o karakteristici $\omega^3 \cdot r^5$ za niz izvedenih generatora .....	26
Slika 18 - izmjereni gubici ventilacije u ovisnosti o karakteristici $\omega^3 \cdot r^4 \cdot L + 2 \cdot \omega^3 \cdot r^5$ za niz izvedenih generatora .....	27
Slika 19 – usporedba ventilacijskih gubitaka izračunatih prema jednažbi (2.2) .....	28

Slika 20 - minimalni, prosječni i maksimalni iznos relativnih ventilacijskih gubitaka za četiri glavna tipa ventilacije prema Končarovoj sistematizaciji (Tablica 2) .....	29
Slika 21 – ovisnost relativnih ventilacijskih gubitaka o brzini vrtnje s prikazom nazivne snage generatora i tipa ventilacije.....	29
Slika 22 – ovisnost relativnih ventilacijskih gubitaka o obodnoj brzini polova s naznačenom nazivnom snagom generatora i tipom ventilacije .....	30
Slika 23 – ovisnost relativnih gubitaka o nazivnoj snazi generatora.....	30
Slika 24 - usporedba DNS, LES i RANS pristupa simuliranju turbulentnih strujanja [38] .....	35
Slika 25 – vremensko osrednjavanje statistički stacionarnog strujanja (tzv. Reynoldsovo osrednjavanje).....	36
Slika 26 – stacionarni i pomični koordinatni sustavi (izvor [3]).....	43
Slika 27 – lokacija referentnog tlaka u „potpuno prediktivnim“ modelima generatora.....	46
Slika 28 – maksimalno odstupanje gustoće zraka u odnosu na srednju gustoću za razmatrane modele generatora tijekom kalorimetrijskih ispitivanja .....	46
Slika 29 – ispitno postrojenje (lijevo) i shematski prikaz rotirajućeg diska (desno) s označenom domenom koja je simulirana CFD modelom (plavi okvir) prema [5] .....	48
Slika 30 - usporedba izračunatog i izmjerenog profila brzine za režim strujanja III ( $Re=4,4e6$ ; $s/a=0,0255$ ; $r/a=0,765$ – prema oznakama sa slike 29).....	49
Slika 31 – usporedba izračunatog i izmjerenog profila brzine za režim strujanja IV ( $Re=4,4e6$ ; $s/a=0,0637$ ; $r/a=0,765$ – prema oznakama sa slike 29).....	49
Slika 32 – ispitni model (preuzeto iz [6]).....	50
Slika 33 – shematski prikaz presjeka modela (preuzeto iz [6]).....	51
Slika 34 – poliedarna mreža CFD modela koji je korišten pri validaciji .....	51
Slika 35 – studija neovisnosti rješenja o gustoći mreže .....	52
Slika 36 – dijagramski prikaz izmjerenih i izračunatih (CFD) vrijednosti momenta s prikazom mjerne pogreške za moment prema [6].....	52
Slika 37 – shematski prikaz generatora za vrijeme kalorimetrijske metode mjerenja gubitaka s označenim referentnim presjecima i plohama (izvor: [41]).....	55
Slika 38 – shematski prikaz rashladnog kruga generatora i smještaja mjerne opreme .....	57

Slika 39 – mjerac protoka s ravnim dijelom cijevi te mjernim mjestom za mjerenje temperature odlazne rashladne vode generatora (udaljenost 1100 mm > 10d).....	57
Slika 40 – Dewesoft sustav za prikupljanje podataka .....	58
Slika 41 – pravokutna apriorna razdioba.....	60
Slika 42 – stagnacija temperatura namota u utoru statora (gore) i statorskog paketa (dolje) tijekom pokusa.....	62
Slika 43 – kretanje ulazne (crno) i izlazne (crveno) temperature rashladne vode tijekom pokusa ..	63
Slika 44 – protok i razlika temperature (izlaz-ulaz) vode tijekom zadnjih 9 sati pokusa.....	63
Slika 45 – udio ventilacijskih gubitaka odvedenih na rashladnu vodu .....	64
Slika 46 – primjer konvergencije rješenja za moment rotora generatora G1 (konačno rješenje dobiveno je usrednjavanjem vrijednosti desno od crvene linije).....	69
Slika 47 – odstupanje izračunatih gubitaka (CFD modelima i programskim sustav PROGIP) od izmjerenih za razmatrane modele .....	71
Slika 48 – glavni konstrukcijski elementi rotora.....	73
Slika 49 – raspodjela prosječnog udjela svih tlačnih elemenata i ostalih dijelova rotora u ukupnim gubicima za razmatrane modele generatora.....	74
Slika 50 – udio gubitaka koje stvaraju polovi u ukupnim gubicima tlačnih elemenata modela generatora .....	75
Slika 51 – relativni ventilacijski gubici razmatranih modela .....	75
Slika 52 – konstrukcija modela G1 s glavnim elementima ventilacijskog kruga (lijevo) i raspodjelom izračunatog protoka ( $m^3/s$ ) po karakterističnim presjecima (desno).....	76
Slika 53 - gubici generatora G1 raščlanjeni prema osnovnoj raspodjeli gubitaka .....	77
Slika 54 – detalj čeonu strane rotora na SS .....	78
Slika 55 – rastav gubitaka čeonih ploha na SS (lijevo) i PS strani (desno) prema izvoru .....	78
Slika 56 – koeficijent otpora dviju ploča promjera $d$ , međusobno razmaknutih za $l$ (izvor [50])....	79
Slika 57 - konture statičkog tlaka na privjetrinskoj strani jedne ukrute i njenoj okolini s prikazom strujnica obojanih prema relativnoj brzini zraka koje udaraju u zonu maksimalnog tlaka modela G1.....	80
Slika 58 –strujnice u blizini ukruta na SS strani rotora obojane prema apsolutnoj brzini zraka.....	81



Slika 59 – rotor na SS strani s prikazom strujnica obojanih prema obodnoj komponenti brzine (lijevo) i kontura obodne komponente brzine na ulazu u ventilator (desno) .....	82
Slika 60 – usporedba detalja rotora originalnog modela G1 (lijevo dolje) i G1a bez ukruta na nosaču ventilatora (lijevo, gore) te raspodjela protoka zraka kroz model G1a (desno).....	83
Slika 61 – konture statičkog tlaka u jednoj ravnini po presjeku modela (lijevo – G1, desno G1a) .	84
Slika 62 – konture obodne komponente brzine na ulazu u aksijalni ventilator modela G1 (lijevo) i G1a (desno).....	84
Slika 63 – usporedba protoka zraka kroz karakteristične presjeke stroja za model G1 (s ukrutama) i model G1a (bez ukruta) .....	85
Slika 64 – usporedba gubitaka prema komponentama rotora za osnovni model G1 (s ukrutama ventilatora) i model G1a (bez ukruta ventilatora).....	85
Slika 65 – osnovna konstrukcija modela G2 s glavnim elementima ventilacijskog kruga (lijevo) i tri varijante rotora (desno).....	87
Slika 66 – protoci zraka kroz karakterisitčne presjeke generatora za tri izvedbe rotora (G2 - crveno, G2a - crno i G2b – plavo).....	89
Slika 67 – raščlanjeni gubici <u>osnovnog</u> modela G2 prema komponentama.....	90
Slika 68 – usporedni prikaz gubitaka varijanti modela G2 raščlanjen prema komponentama rotora .....	91
Slika 69 – polje obodne komponente brzine na izlazu iz međupolnog prostora za tri razmatrana modela rotora s označenim smjerom vrtnje (G2 – lijevo, G2a – sredina, G2b – desno) .....	92
Slika 70 – teoretski trokuti brzina na ulazu i izlazu iz radnog kola ventilatora za modele G2 i G2a za protoke dobivene CFD simulacijama .....	93
Slika 71 - polje totalnog tlaka na izlazu iz međupolnog prostora za tri razmatrana modela rotora s označenim smjerom vrtnje (G2 – lijevo, G2a – sredina, G2b – desno).....	93
Slika 72 – polje statičkog tlaka na izlazu iz međupolnog prostora za tri razmatrana modela rotora s označenim smjerom vrtnje (G2 – lijevo, G2a – sredina, G2b – desno).....	94
Slika 73 – konstrukcija modela G3 s glavnim elementima ventilacijskog kruga i smjerovima strujanja zraka duž stroja .....	95
Slika 74 – raspodjela protoka .....	96
Slika 75 – statički tlak po presjeku generatora.....	96

Slika 76 – raspodjela ventilacijskih gubitaka po komponentama rotora modela G3 .....	97
Slika 77 – apsolutne strujnice na SS (gore) i PS (dolje) otpuštene na izlazu iz radnog kola ventilatora obojane prema tangencijalnoj komponenti brzine zraka .....	97
Slika 78 – konture statičkog tlaka na polovima na SS (gore) i PS (dolje) strani stroja.....	98
Slika 79 –model G4 s prikazom protoka i smjera strujanja zraka kroz glavne ventilacijske puteve	99
Slika 80 – raspodjela protoka zraka kroz model G4 s naznačenim smjerovima strujanja .....	100
Slika 81 – strujnice u zoni iza glava namota s naznačenim ulazom u međupolni prostor .....	101
Slika 82 – raspodjela gubitaka prema komponentama rotora modela G4.....	102
Slika 83 – presjek modela G5 s naznačenim očekivanim smjerovima toka zraka (lijevo) i realiziranim protocima (desno) .....	103
Slika 84 – raspodjela gubitaka prema komponentama rotora modela G5.....	104
Slika 85 – konstrukcija generatora G6 s osnovnim putovima za zrak .....	105
Slika 86 – raspodjela protoka zraka kroz model G6 s naznačenim smjerovima strujanja .....	106
Slika 87 - raspodjela gubitaka prema komponentama rotora modela G6 .....	106
Slika 88 – obodna komponenta brzina po presjeku stroja.....	107
Slika 89 – konture statičkog tlaka na rotoru (gore) i strujnice obojane prema obodnoj komponenti brzine zraka koje dostrujavaju na plohu pola sa statičkim tlakom iznad 250 Pa.....	108
Slika 90 – konture statičkog tlaka na privjetrinskoj strani ukruta modela G6 i relativne strujnice obojane prema obodnoj komponenti brzine otpuštene s matica .....	109
Slika 91 – polje relativne brzine u jednom aksijalnom presjeku rotora modela G6 u zoni ukruta.	110
Slika 92 – prikaz izračunatih koeficijenata otpora za ukrute i matice uz istovremeni prikaz podataka iz literature za dvije razmaknute ploče [52].....	113
Slika 93 – koeficijent otpora matica i zakovica prema [47].....	115
Slika 94 – shematski prikaz elemenata rotora kao tlačnog elementa [2] .....	118
Slika 95 – opća karakteristika izvora tlaka.....	119
Slika 96 – geometrija i rubni uvjeti pojednostavljenih modela rotora generatora G1 (gore) i G6 (dolje) .....	121
Slika 97 – usporedba tlačnih karakteristika elemenata rotora modela G1 (gore) i G6 (dolje) .....	122
Slika 98 – geometrija i rubni uvjeti modela pola „G1“ s aksijalnim ulazom zraka .....	124

Slika 99 – usporedba karakteristike pola kao tlačnog elementa za nekoliko ulaznih situacija .....	124
Slika 100 – prijedlog izmjene detalja ventilacijske mreže tipa „B“ i „C“ u zoni polova (lijevo postojeće, desno promijenjeno) .....	127

# POPIS TABLICA

Tablica 1 – opis režima strujanja prema Daily & Nece [5].....	10
Tablica 2 – tipovi ventilacije generatora s istaknutim polovima prema Končarovoj sistematizaciji (izvor [29]) .....	22
Tablica 3 – statistička analiza relativnih ventilacijskih gubitaka odabranog kupa generatora.....	24
Tablica 4 – rasponi obodnih brzina te Reynoldsova i Taylorova broja za razmatrani skup generatora s istaknutim polovima .....	25
Tablica 5 – vrijednosti parametara a, b, c i d jednadžbe (2.2).....	27
Tablica 6 – osnovne osobine korištenih CFD modela.....	47
Tablica 7 – usporedba izračunatog i izmjerenog koeficijenta momenta za razmatrane režime strujanja prema [5] .....	49
Tablica 8 – usporedba izmjerenih i izračunatih iznosa momenta.....	53
Tablica 9 – lista i karakteristike osnovnih modela generatora .....	54
Tablica 10 – konačni rezultati: disipacija topline preko referentne plohe.....	65
Tablica 11 – konačni rezultati: kalorimetrijski gubici odvedeni na vodu i ukupni ventilacijski gubici .....	65
Tablica 12 – rezultati mjerenja protoka zraka na hladnjacima generatora .....	67
Tablica 13 – temperature na izlazu iz hladnjaka na kraju pokusa .....	67
Tablica 14 – izračun protoka zraka preko kalorimetrije.....	67
Tablica 15 – osobine modela generatora.....	68
Tablica 16 – rezultati GCI analize modela G1 i G2 .....	70
Tablica 17 – usporedni prikaz izračunatih i izmjerenih ventilacijskih gubitaka za sve modele.....	70
Tablica 18 – usporedni prikaz izračunatih i izmjerenih protoka zraka za sve modele.....	71
Tablica 19 – primjer izračuna koeficijenta relativne brzine „slobodne“ struje zraka za ukrute modela G1.....	81
Tablica 20 – osnovni parametri radnih kola ventilatora modela G2, G2a i G2b.....	88
Tablica 21 – usporedni prikaz promjene protoka i ventilacijskih gubitaka glavnih tlačnih elemenata generatora G2 za tri varijante modela .....	91

Tablica 22 – prosječne tangencijalne komponente brzine u karakterističnim presjecima modela G6 .....	107
Tablica 23 – utrošak snage tlačnih elemenata rotora prema jed. (5.5) i očitano iz simulacije .....	107
Tablica 24 – izračun koeficijenta relativne brzine „slobodne“ struje zraka za ukrute modela G6.	110
Tablica 25 – primjer izračuna koeficijenta otpora za ukrute modela G1 .....	112

# POPIS OZNAKA I KRATICA

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m <sup>2</sup>	Površina presjeka
a	-	Granica pogreške mjernog uređaja
C <sub>d</sub>	-	Koeficijent otpora
C <sub>MC</sub>	-	Koeficijent momenta rotirajućeg cilindra
C <sub>MD</sub>	-	Koeficijent momenta rotirajućeg diska
c <sub>p</sub>	J/ kg K	Specifični toplinski kapacitet
c <sub>v∞</sub>	-	Relativna brzina slobodne struje zraka
d	m	Promjer
d <sub>1</sub>	m	Unutarnji promjer
d <sub>2</sub>	m	Vanjski promjer
e	J	Energija
F	N	Sila
F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub>	-	Funkcije spajanja modela turbulencije ("blending functions")
F <sub>p</sub>	N	Tlačna sila
F <sub>v</sub>	N	Viskozna sila
GCI	-	Indeks konvergencije mreže ("Grid Convergence Index")
H	m	Visina
K	-	Koeficijent korekcije otpora zbog istaknutih polova
k	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prolaza topline
k <sub>r</sub>	-	Koeficijent tipa rotora

Oznaka	Jedinica	Opis
L	m	Duljina
M	Nm	Moment
n	min <sup>-1</sup>	Brzina vrtnje
P	W	Snaga (općenito)
$\phi$	-	Intenzivna varijabla (općenito)
P <sub>D</sub>	W	Ventilacijski gubici nastali uslijede trenja zraka o čeonu plohu rotora
P <sub>Q</sub>	W	Ventilacijski gubici tlačnih elemenata stroja
P <sub>Qhl</sub>	W	Udio vent. gubitaka nastalih u tlačnim elementima za dio zraka koji prolazi kroz hladnjake
P <sub>Qr</sub>	W	Udio vent. gubitaka nastalih u tlačnim elementima za dio zraka koji je u recirkulaciji
P <sub>R</sub>	W	Ventilacijski gubici nastali uslijede trenja zraka u zračnom rasporu
p <sub>s</sub>	Pa	Statički tlak
P <sub>v</sub>	W	Ukupni ventilacijski gubici
Q	m <sup>3</sup> /s	Volumni protok zraka
r <sub>1</sub>	m	Unutarnji polumjer
r <sub>2</sub>	m	Vanjski polumjer
Re	-	Reynoldsova značajka
s	m	Udaljenost kućišta od rotirajućeg diska (aksijalno)
s	-	Standardno odstupanje
S <sub>ij</sub>	s <sup>-1</sup>	Simetrični dio tenzora gradijenta brzine
s <sub>x</sub>	-	Standardna pogreška aritmetičke sredine
t	s	Vrijeme
T	K	Temperatura

Oznaka	Jedinica	Opis
Ta	-	Taylorova značajka
U	-	Proširena mjerna nesigurnost
u <sub>1</sub>	m/s	Obodna komponenta brzine na ulazu (ili unutarnjem promjeru)
u <sub>2</sub>	m/s	Obodna komponenta brzine na izlazu (ili vanjskom promjeru)
u <sub>A</sub>	-	Standardna mjerna nesigurnost tipa A
u <sub>B</sub>	-	Standardna mjerna nesigurnost tipa B
u <sub>C</sub>	-	Standardna mjerna nesigurnost tipa C
V	m <sup>3</sup>	Volumen
v	m/s	Brzina
v <sub>∞</sub>	m/s	Brzina slobodne struje zraka
v <sub>r</sub>	m/s	Radijalna komponenta brzine
v <sub>t</sub>	m/s	Tangencijalna komponenta brzine
v <sub>u</sub>	m/s	Obodna komponenta apsolutne brzine zraka
x <sub>i</sub>	m	Prostorna koordinata
z	m	Udaljenost od zida
α	W/m <sup>2</sup> K	Koeficijent prijelaza topline
δ	m	Širina zračnog raspora (radijalno)
Δ	-	Razlika (općenito)
δ <sub>ij</sub>	-	Kroneckerov delta (operator)
Δp <sub>tot</sub>	Pa	Prirast totalnog tlaka u tlačnim elementima stroja
ε <sub>s</sub>	m	Apsolutna hrapavost stijenke
λ	W/m K	Koeficijent toplinske vodljivosti



Oznaka	Jedinica	Opis
$\mu$	kg/(m s)	Dinamička viskoznost fluida
$\mu$	kg/(m s)	Turbulentna viskoznost
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematička viskoznost fluida
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća fluida
$\tau_w$	Pa	Smična naprezanja na stijenki
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Brzina vrtnje
$\zeta$	-	Bezdimenzijska udaljenost od zida ( $\zeta = z \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}$ )

# SADRŽAJ

Podaci za bibliografsku karticu .....	i
Zahvala .....	iii
Sažetak rada na hrvatskom jeziku .....	iv
Extended abstract.....	vi
Popis slika.....	x
Popis tablica.....	xvi
Popis oznaka i kratica .....	xviii
Sadržaj .....	xxii
1    Uvod.....	1
1.1    Motivacija .....	1
1.2    Dosadašnje spoznaje .....	3
1.2.1    Otpor strujanja fluida u rasporu dva koncentrična cilindra.....	3
1.2.2    Otpor rotirajućeg diska okruženog fluidom u mirovanju.....	7
1.2.3    Otpor rotora generatora s istaknutim polovima.....	12
1.3    Ciljevi i hipoteze .....	16
1.4    Pregled sadržaja rada.....	16
2    Hidrogeneratori s istaknutim polovima.....	18
2.1    Uvod.....	18
2.1.1    Osnovni konstrukcijski elementi.....	19
2.1.2    Hlađenje hidrogenatora.....	21
2.1.3    Geometrijske i aerodinamičke osobitosti te statistička analiza gubitaka za niz hidrogenatora.....	24
3    Metode analize ventilacijskih gubitaka .....	31
3.1    Uvod.....	31

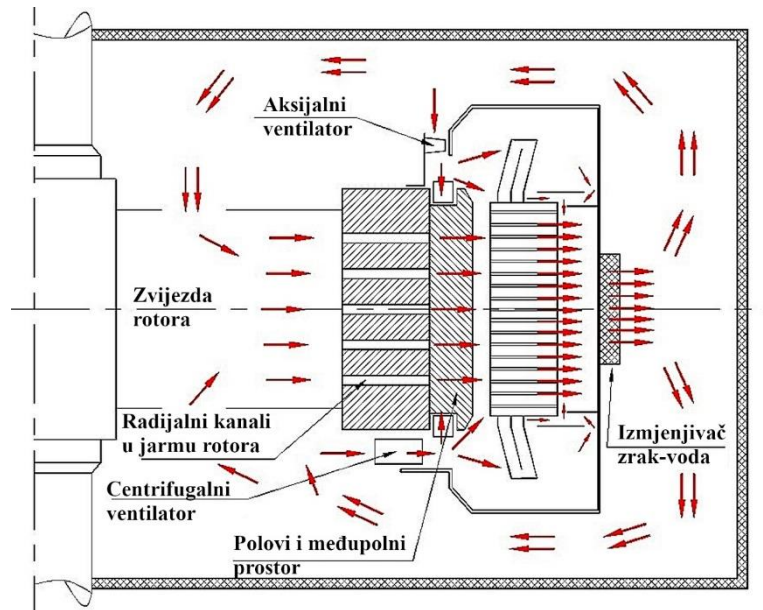
3.2	Simulacije strujanja fluida primjenom računalne dinamike fluida.....	32
3.2.1	Osnovne jednađbe mehanike fluida u modeliranju strujanja.....	33
3.2.2	Turbulencija i modeliranje turbulencije .....	34
3.2.3	Modeliranje rotacije .....	41
4	Primijenjeni CFD model i njegova validacija .....	44
4.1	Odabrani pristup modeliranja strujanja kroz generator .....	45
4.2	Validacijski slučaj 1: strujanje rotirajućeg diska u kućištu .....	48
4.3	Validacijski slučaj 2: rotirajući disk s ugrađenim izbočinama.....	50
4.4	Validacijski slučaj 3: generatori s istaknutim polovima .....	53
4.4.1	Mjerna metoda .....	55
4.4.2	Mjerna oprema i mjerni postav (generator G1).....	57
4.4.3	Mjerna nesigurnost.....	59
4.4.4	Rezultati mjerenja ventilacijskih gubitaka (generator G1) .....	62
4.4.5	Rezultati mjerenja protoka zraka (generator G1).....	66
4.4.6	Sumarni rezultati simulacija osnovnih modela generatora .....	68
5	Detaljna analiza simulacija.....	73
5.1	Raščlanjivanje gubitaka.....	74
5.1.1	Zbirna analiza rezultata .....	74
5.1.2	Model generatora G1 .....	76
5.1.3	Model generatora G2 .....	87
5.1.4	Model generatora G3 .....	95
5.1.5	Model generatora G4 .....	99
5.1.6	Model generatora G5 .....	102
5.1.7	Model generatora G6 .....	104
5.2	Rasprava o rezultatima .....	111
5.2.1	Utjecaj konstrukcijskih elemenata generatora na strujanje zraka .....	111
5.2.2	Raspodjela protoka zraka kroz generator.....	118

5.2.3	Tangencijalna komponenta brzine zraka u stroju.....	125
5.3	Prijedlog izmjena sadašnjeg modela za izračun ventilacije .....	126
6	Sažetak rezultata istraživanja .....	128
6.1	Sažetak rezultata.....	128
6.2	Znanstveni doprinosi istraživanja.....	130
6.3	Prijedlog budućih istraživanja.....	131
7	Zaključak .....	132
8	Životopis.....	133
9	Bibliografija.....	134
10	Literatura .....	135

# 1 UVOD

## 1.1 Motivacija

Prema [1], s približno 1300 TW instalirane snage i oko 4200 TWh godišnje proizvodnje, hidroenergija je trenutno najznačajniji obnovljivi izvor električne energije u svijetu. Generatori s istaknutim polovima ključne su komponente u pretvorbi hidroenergije. Premda vrlo učinkoviti strojevi (za velike jedinice stupanj djelovanja prelazi 98%) neizbježne gubitke koji nastaju u stroju (pretežito elektromagnetske naravi) potrebno je odvesti kako bi se temperature aktivnih dijelova zadržale u dopuštenim granicama. Najjednostavniji i najčešći način odvođenja gubitaka je pomoću rashladnog zraka koji struji kroz stroj u zatvorenom krugu (Slika 1). Cirkulirajući zrak s aktivnih dijelova stroja preuzima gubitke i predaje ih vodi u izmjenjivačima topline zrak-voda. Cirkulacija zraka najčešće se postiže pomoću dijelova rotora koji mogu ostvariti ventilacijski učin: polovi, zvijezda rotora i radijalni kanali u jarmu rotora. Ako se s tim elementima ne može ostvariti željeni iznos i raspodjela protoka rashladnog zraka, na rotor se dodaju aksijalni ili centrifugalni ventilatori. Neizbježna posljedica cirkulacije zraka kroz generator su aerodinamički gubici koje zovemo i ventilacijski gubici (*engl. windage losses*). U praksi se često koristi i pojam gubici ventilacije i trenja, jer dio gubitaka nastaje kao posljedica uspostave cirkulacije rashladnog zraka (ventilacije) dok se drugi veže uz trenje zraka uz bočne i čelone stijenke rotora. Prema [2], gubici trenja i ventilacije definiraju se kao: „snaga koja se uzima s vratila generatora (bez trenja u ležajevima) kad se rotor vrti sinkronim brojem okretaja u praznom hodu, kod određenog protoka rashladnog fluida (zraka)“. Iako neki stariji autori, primjerice [7], za ove gubitke koriste termin gubici energije za hlađenje, u ovom radu koristit će se pojam ventilacijski gubici.



Slika 1 – shematski prikaz tipičnog ventilacijskog kruga vertikalnog hidrogeneratora

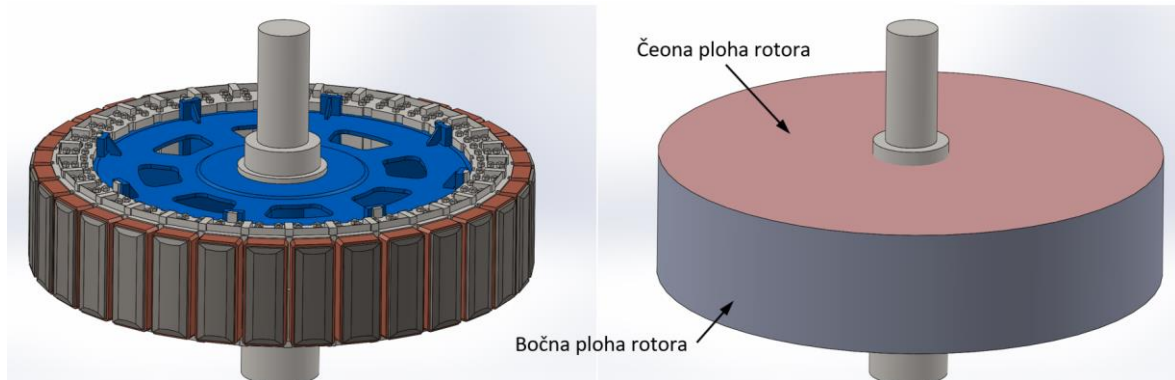
Ventilacijski gubici u ukupnim gubicima hidrogeneratora s istaknutim polovima sudjeluju s približno 10% do 25%, a kod starih, brzohodnih i/ili aerodinamički ne optimiranih generatora, ta vrijednost može dosegnuti i 30%. Dodatni značaj ventilacijski gubici dobivaju i zbog činjenice da im je, zbog sinkrone brzine vrtnje, iznos konstantan bez obzira na trenutnu snagu kojom stroj radi.

Poticaž za ovo istraživanje jest nepouzdanost postojećih analitičkih\* modela kojima se računaju ventilacijski gubici. Iako napredak numeričkih metoda i snage računala omogućuje sve širu primjenu računalne dinamike fluida u industriji (*engl. computational fluid dynamics - CFD*), zbog svoje brzine i jednostavnosti korištenja, analitički alati još uvijek predstavljaju temelj projektiranja električnih rotacijskih strojeva. Osnovnim projektom generatora koji se izrađuje tijekom faze nuđenja definiraju se, i garantiraju, iznosi gubitaka koji su vrlo često jedan od glavnih faktora u odluci naručitelja o prihvaćanju ili odbijanju projekta. Osim toga, značajno odstupanje izmjerenih gubitaka od izračunatih i garantiranih može uzrokovati plaćanje penala što proizvođaču umanjuje dobit.

\* Pojam „analitički model“, koji se koristi u ovom radu, zapravo se odnosi na numerički izračun sustava algebarskih jednadžbi koje proizlaze iz ventilacijske mreže otpora i izvora tlaka. Budući da se u praksi (zbog brzine kojom se dobivaju rezultati) udomaćio termin „analitički model“ ili „analitički izračun“ i ovdje ćemo ga koristiti, pritom imajući u vidu da termin nije sasvim precizan.

## 1.2 Dosadašnje spoznaje

Ako se u prvoj aproksimaciji rotor generatora s istaknutim polovima reducira na rotirajući cilindar, kao što je to pokazano na slici 2, analizu ventilacijskih gubitaka možemo svesti na analizu otpora takvog rotirajućeg cilindra. Pri tome je praktično odvojeno promatrati čeone od bočnih ploha cilindra.



Slika 2 – aproksimacija rotora generatora s rotirajućim cilindrom

### 1.2.1 Otpor strujanja fluida u rasporu dva koncentrična cilindra

U općem slučaju, strujanje viskoznog fluida u rasporu dva koncentrična cilindra može se svesti na tri situacije: rotira samo unutarnji cilindar, rotira samo vanjski cilindar i rotiraju oba cilindra različitim brzinama po iznosu i smjeru. Budući da se kod velikih električnih rotacijskih strojeva, kojima se bavi ovaj rad, javlja samo prvi od spomenutih slučajeva, ostalima se nećemo baviti. Bezdimenzijske značajke koje karakteriziraju strujanje u rasporu dva koncentrična cilindra od kojih unutarnji rotira, a vanjski miruje, su Reynoldsov i Taylorov broj:

$$\text{Reynoldsov broj:} \quad \text{Re}_\delta = \frac{\omega \cdot r_1 \cdot \delta}{\nu} \quad (1.1)$$

$$\text{Taylorov broj (1):} \quad \text{Ta}_1 = \text{Re}_\delta \cdot \sqrt{\frac{\delta}{r_1}} = \frac{\omega \cdot r_1 \cdot \delta}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{\delta}{r_1}} \quad (1.2)$$

$$\text{Taylorov broj (2):} \quad \text{Ta}_2 = \text{Ta}_1^2 = \text{Re}_\delta^2 \cdot \frac{\delta}{r_1} = \frac{r_1 \cdot \omega^2 \cdot \delta^3}{\nu^2} \quad (1.3)$$

Kao što je vidljivo iz gornjih izraza, postoje dva oblika Taylorovog broja koji se koriste u literaturi. Iako se izraz (1.3) danas nešto češće koristi, većina starije literature referira se na oblik (1.2) pa su stoga ovdje navedena oba oblika. Da bi se u tekstu moglo pratiti na koji oblik se referiramo, označeni su s indeksima 1 i 2.

Zbog velikog praktičnog značaja, problemom strujanja u rasporu koncentričnih cilindara, od kojih unutarnji rotira, bavio se niz autora na početku i sredinom dvadesetog stoljeća (primjerice [8],

[9], [10], [11], [12]). Sažetak rezultata istraživanja drugih autora na ovom području prikazali su Schlichting u [13], Kataoka u [14] i General Electric Co. u [15].

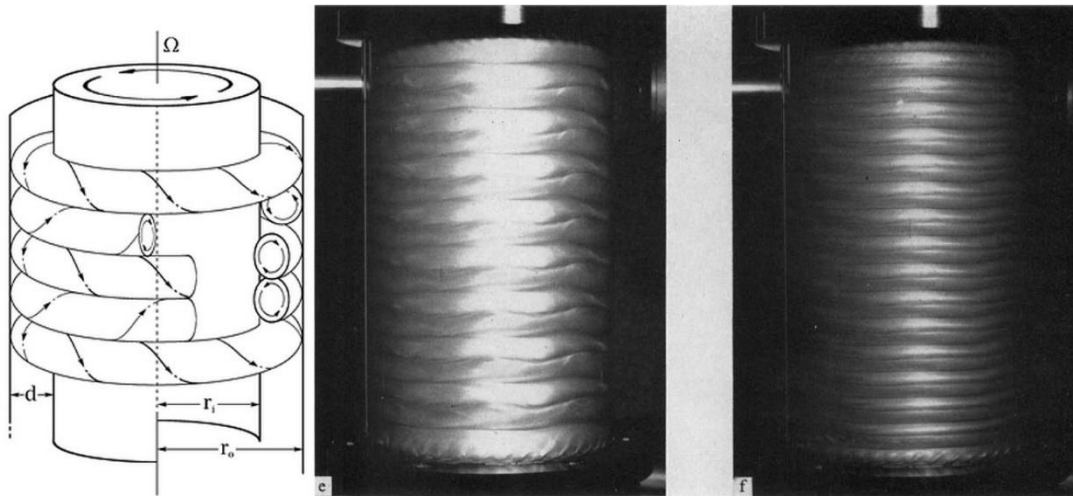
Izraz za moment otpora koji djeluje na unutarnji, rotirajući cilindar polumjera  $r_1$  i aksijalne visine  $H$  glasi:

$$M = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot H \cdot \tau_{w1} \cdot r_1 = 2\pi r_1^2 \cdot H \cdot \mu \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)_{r=r_1} \quad (1.4)$$

Za posebni slučaj laminarnog strujanja (cirkularno Couetteovo strujanje –  $Ta_2 < 1700$ , odnosno  $Ta_1 < 41.3$ ) dobiva se sljedeći izraz za moment [14]:

$$M = 4 \cdot \pi \cdot \mu \cdot H \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \omega \quad (1.5)$$

Veće iznose  $Ta$  broja karakterizira pojava tzv. Taylorovih vrtloga prikazanih na slici 3. Izraz (1.5) valjan je sve do pojave Taylorove nestabilnosti koja se povezuje s transferom energije iz osnovnog (rotacija) u sekundarni tok (Taylorovi vrtlozi), te s viskoznom disipacijom energije u sekundarnom toku.



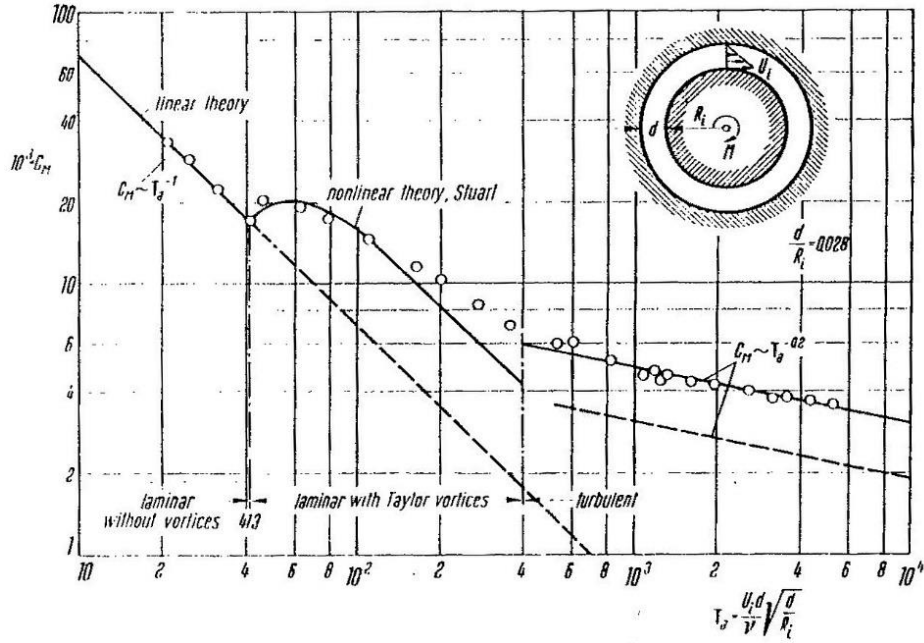
Slika 3 – Taylorovi vrtlozi: shematski prikaz; za  $Re=1046$  i  $Re=1119$  [10]

Ovu nestabilnost karakterizira kritična vrijednost Taylorovog broja  $Ta_{2c} = 1700$  ( $Ta_{1c} = 41,3$ ) i skok momenta (vidljiv na slici 4) potrebnog da se ostvari rotacija unutarnjeg cilindra [9]. Tranziciju Couetteovog strujanja detaljno je istražio Coles u [10], gdje je opisao preko sedamdeset različitih tranzicija u rasponu Taylorovih brojeva do vrijednosti oko 10 puta veće od prvog kritičnog Taylorovog broja. U analizi otpora, odnosno momenta potrebnog da se ostvari rotacija unutarnjeg cilindra uvodi se koeficijent momenta prema izrazu:

$$C_{MC} = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (r_1 \cdot \omega)^2} = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot r_1^4 \cdot \omega^2 \cdot H} \quad (1.6)$$



Prema linearnoj teoriji, uz mali odnos  $\delta/r_1 \ll 1$  koeficijent momenta  $C_{MC}$  proporcionalan je  $\sim Ta^{-1}$  do kritične vrijednosti  $Ta_{2c}=1700$  (ili  $Ta_{1c}=41,3$  za Taylorov broj definiran prema izrazu (1.2), kao što je to prikazano na slici 4). Za veće iznose Taylorovog broja može se primijeniti Stewartova nelinearna teorija koja je valjana u relativno uskom rasponu  $Ta$  brojeva iznad  $Ta_c$ . Za još veće vrijednosti, koeficijent momenta proporcionalan je s  $\sim Ta^{-0,2}$ .



Slika 4 – Strujanje viskozno fluida između dva koncentrična cilindra od kojih unutarnji rotira, a vanjski miruje [13]

Wendt je u [16] analizirao strujanje za veće iznose Reynoldsovih brojeva i dao sljedeće empirijske izraze za koeficijent momenta:

$$C_{MC} = 0,46 \cdot \left( \frac{r_2 \cdot \delta}{r_1^2} \right)^{0,25} \cdot Re^{-0,5} \quad 4 \cdot 10^2 < Re_\delta < 10^4 \quad (1.7)$$

$$C_{MC} = 0,073 \cdot \left( \frac{r_2 \cdot \delta}{r_1^2} \right)^{0,25} \cdot Re^{-0,3} \quad 10^4 < Re_\delta < 10^5 \quad (1.8)$$

U [15] General Electric Co. daje izraze za koeficijent otpora u ovisnosti o Taylorovom broju za nekoliko raspona  $Ta_1$  broja.

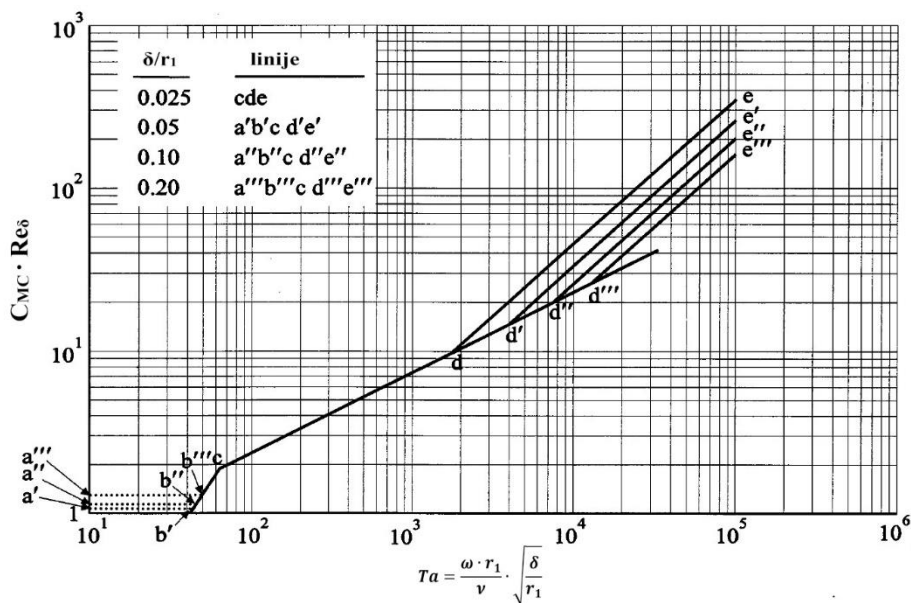
$$C_{MC} = \frac{2}{Re} \cdot \frac{r_1}{\delta} \cdot \frac{\left(1 + \frac{\delta}{r_1}\right)^2}{\left(1 + 0,5 \cdot \frac{\delta}{r_1}\right)} \quad 0 < Ta_1 < 41 \quad (1.9)$$

$$C_{MC} = \frac{0,11 \cdot Ta^{0,854}}{Re} \quad 41 < Ta_1 < 63 \quad (1.10)$$

$$C_{MC} = \frac{0,476 \cdot Ta^{0,5}}{Re} = \frac{0,476}{Re^{0,5}} \cdot \left(\frac{\delta}{r_1}\right)^{0,25} \quad 63 < Ta_1 < Ta_{1V-T} \quad (1.11)$$

$$Re = e \left( \frac{1 + \frac{\delta}{r_1}}{1,2 \cdot \sqrt{2 \cdot C_{MC} \cdot \left(1 + 0,5 \cdot \frac{\delta}{r_1}\right)}} - \ln \left( \frac{\sqrt{\frac{C_M}{2}}}{2 \cdot \left(1 + \frac{\delta}{r_1}\right)} \right) - 8,58 \right) \quad Ta_{1V-T} < Ta_1 < \infty \quad (1.12)$$

Izraz (1.9) odnosi se na laminarno strujanje u rasporu, (1.10) na prijelazno, (1.11) na vrtložno strujanje, a izraz (1.12) na izobraženo turbulentno strujanje. Kod vrijednosti Taylorovog broja  $Ta_{1V-T}$  dolazi do prijelaza iz dominantno vrtložnog u dominantno turbulentno strujanje. Autori u [15] predlažu da se  $C_{MC}$  za iznose  $Ta_1 > 63$  izračuna prema izrazima (1.11) i (1.12), i da se za izračun momenta koristi veća vrijednost.



Slika 5 – koeficijent momenta glatkog rotirajućeg cilindra bez aksijalnog prostrujavanja

Vrijedno je skrenuti pažnju da se strujanje koje je ovdje opisano redovito javlja u malim električnim strojevima kao što su, primjerice, asinkroni električni motori. Riječ je o strojevima koji nemaju istaknute polove i zadovoljavaju kriterij  $\delta/r_1 \ll 1$ . Kod takvih strojeva Reynoldsovi brojevi kreću se u rasponu reda veličine  $10^1$  do  $10^4$ , dok se Taylorov broj  $Ta_2$  ugrubo kreće u rasponu  $10^1$  do  $10^5$ . Za velike sinkrone generatore s istaknutim polovima raspon Reynoldsova broja (prema podacima iz KONČAR Generatori i motori d.d.) kreće se ugrubo od  $\sim 8 \cdot 10^3$  do  $2 \cdot 10^5$ , dok se Taylorov broj kreće u rasponu  $Ta_2 = 10^5$  do  $3 \cdot 10^8$  (vrlo je vjerojatno da za velike strojeve maksimalni iznos  $Ta_2$  broja prelazi i  $10^{10}$ ). Također treba primijetiti da se gornji izrazi ne mogu bezrezervno primijeniti na generatore s istaknutim polovima kod kojih kroz međupolni prostor prolazi aksijalni tok zraka kojim se hladi statorska jezgra.

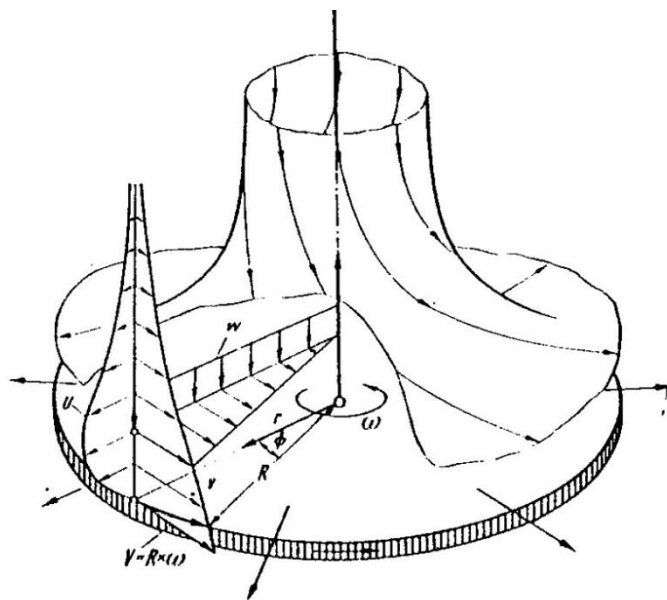
## 1.2.2 Otpor rotirajućeg diska okruženog fluidom u mirovanju

Kao što je rečeno u uvodu poglavlja 1.2, rotor generatora može se aproksimirati rotirajućim cilindrom kojemu se čeine plohe cilindra mogu promatrati kao rotirajući disk. Kod proučavanja strujanja u okolici rotirajućeg diska od praktičnog je značaja analiza momenta (odgovoran za gubitke snage) i „pumpnog“ kapaciteta koji se može povezati s hlađenjem. U ovom radu fokusirat ćemo se prvenstveno na analizu momenta. Rotirajući disk može se promatrati kao slobodni disk neomeđen čvrstom strukturom (slobodni disk) ili kao disk u kućištu koji rotira u blizini mirujuće čvrste stijenke.

### 1.2.2.1 Slobodni disk

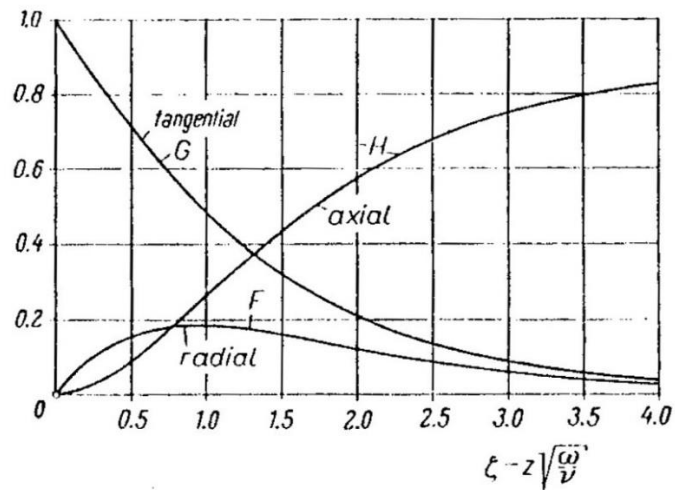
Ovaj trodimenzionalni problem strujanja analiziran je već u počecima sustavnog proučavanja pojava u mehanici fluida. Sloj fluida u blizini slobodnog (neomeđenog) rotirajućeg diska nošen je trenjem prema obodu zbog djelovanja centrifugalne sile, dok se nedostajući fluid kompenzira aksijalnim tokom fluida kao što je to prikazano na slici 6. Tok fluida u blizini rotirajućeg diska ovisi o tome je li granični sloj ravne plohe diska laminaran po cijeloj plohi diska ili turbulentan. Kriterij za prijelaz iz laminarnog u turbulentno strujanje je iznos Reynoldsova broja od  $3,1 \cdot 10^5$  [11], gdje je Reynoldsov broj definiran na temelju obodne brzine i vanjskog polumjera diska:

$$Re = \frac{r_2^2 \cdot \omega}{\nu} \quad (1.13)$$



Slika 6 – shematski prikaz strujnica u blizini rotirajućeg diska okruženog viskoznom fluidom u mirovanju [13]

Rješenjem Navier-Stokesove jednadžbe za strujanje viskoznog fluida u blizini rotirajućeg diska dobiva se profil brzina kao što je prikazano na slici 7.



Slika 7 – profili brzina u blizini rotirajućeg diska okruženog viskoznom fluidom u mirovanju [13]

Moment takvog rotirajućeg diska dobiva se iz izraza:

$$M = 2 \cdot \pi \int_0^{r_2} r^2 \tau_w \cdot dr \quad (1.14)$$

I ovdje uvodimo koeficijent momenta, ovaj puta za jednu stranu rotirajućeg diska:

$$C_{MD} = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_2^5} \quad (1.15)$$

Za disk okružen fluidom s jedne strane vrijede sljedeći izrazi iz literature [15]:

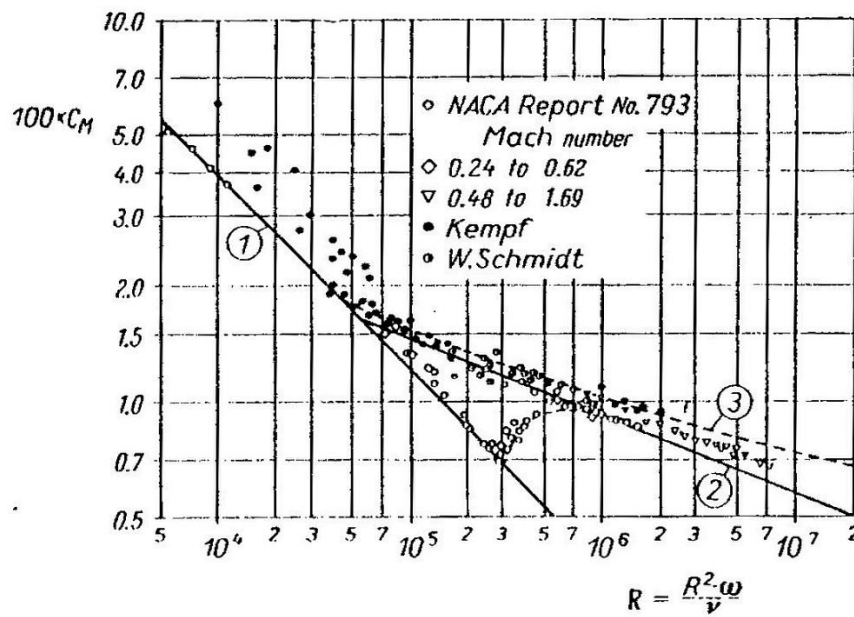
$$C_{MD} = \frac{1,9352}{\sqrt{Re}} \quad Re \leq 3 \cdot 10^5 \text{ (laminarno)} \quad (1.16)$$

$$C_{MD} = 0,073 \cdot Re^{-0,2} \quad Re < 7 \cdot 10^6 \text{ (turbulentno strujanje, glatki disk)} \quad (1.17)$$

$$C_{MD} = 0,491 \cdot (\log_{10} Re)^{-2,58} \quad Re > 7 \cdot 10^6 \text{ (turbulentno strujanje, glatki disk)} \quad (1.18)$$

$$C_{MD} = 0,054 \cdot \left(\frac{\varepsilon_s}{r_1}\right)^{0,272} \quad Re > 7 \cdot 10^6 \text{ (turbulentno strujanje, hrapavi disk, za relativnu hrapavost)} \quad (1.19)$$

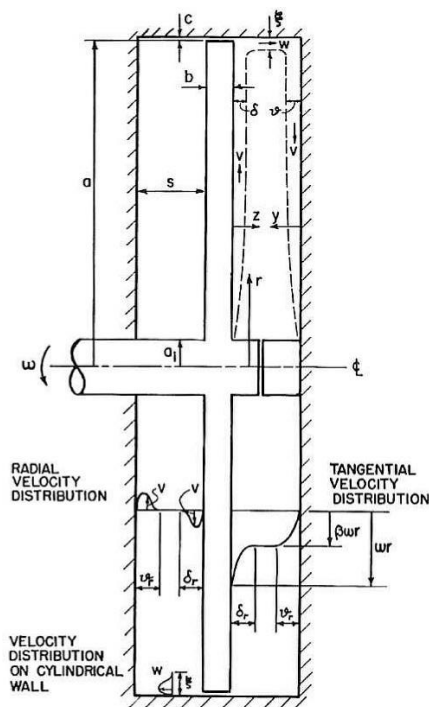
$125 < r_1/\varepsilon_s < 3000$



Slika 8 – koeficijent momenta  $C_{MD}$  za slobodni rotirajući disk; 1 – jednačba (1.16); 2 – jednačba (1.17); 3 – jednačba (1.18) [13]

### 1.2.2.2 Rotirajući disk u kućištu

Jasno je da se izrazi za slobodni disk ne mogu primijeniti na čeonu plohu rotora generatora budući da se rotor redovito nalazi unutar kućišta. Strujanje fluida oko rotirajućeg diska okruženog kućištem, kao što je to prikazano na slici 9, opisali su Daily & Nece u [5].

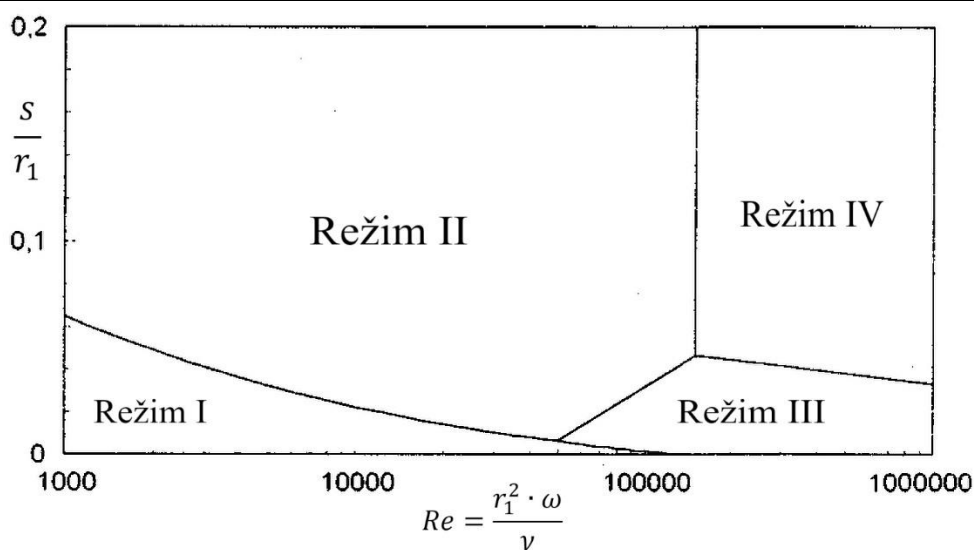


Slika 9 – shematski prikaz rotirajućeg diska u kućištu prema [5]

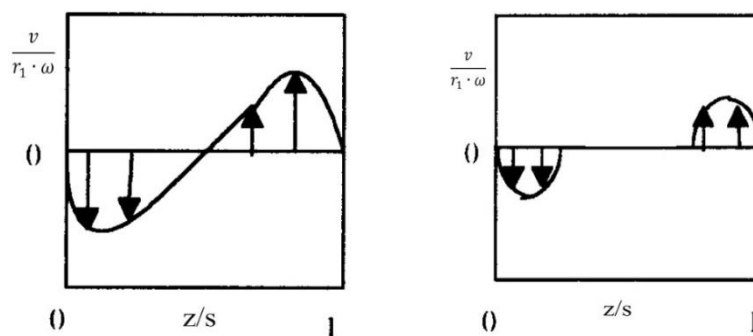
Eksperimentalno su utvrdili postojanje četiri režima strujanja koja ovise o aksijalnoj udaljenosti stijenke kućišta od rotirajućeg diska (označeno simbolom „s“ na slici 9) i iznosa Reynoldsova broja. Područja režima strujanja prikazana su na slici 10, a mogu se opisati kao što je prikazano u tablici 1.

Tablica 1 – opis režima strujanja prema Daily & Nece [5]

Režim strujanja	Opis
I	Laminarno strujanje; granični sloj diska i kućišta su spojeni; relativno konstantni gradijent tangencijalne komponente brzine kroz raspor „s“
II	Laminarno strujanje; razdvojeni granični slojevi diska i kućišta; između graničnih slojeva postoji jezgra u kojoj je promjena tangencijalne brzine zanemariva
III	Turbulentno strujanje; turbulentni ekvivalent režima I
IV	Turbulentno strujanje; turbulentni ekvivalent režima III



Slika 10 – režimi strujanja u ovisnosti u Re broju i aksijalnom razmaku između diska i kućišta [5]



Slika 11 – idealizirani profil radijalne komponente brzine za režime I i III (lijevo) te II i IV (desno)

Empirijski izrazi za koeficijent momenta za sva četiri režima pri strujanju oko glatkoga rotirajućeg diska potpuno okruženog kućištem, bez radijalnog prostrujavanja glase [15]:

$$\text{Režim I} \quad C_{MD} = \frac{\pi}{\frac{s}{r_2} \cdot Re} \quad (1.20)$$

$$\text{Režim II} \quad C_{MD} = \frac{1,85 \cdot \frac{s}{r_2}}{Re^{0,5}} \quad (1.21)$$

$$\text{Režim III} \quad C_{MD} = \frac{0,04}{\left(\frac{s}{r_2}\right)^{1/6} \cdot Re^{1/4}} \quad (1.22)$$

$$\text{Režim IV (Re} < 10^7) \quad C_{MD} = \frac{0,051 \cdot \left(\frac{s}{r_2}\right)^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad (1.23)$$

Za režim IV, Daily & Nece ističu da izraz (1.23) vrijedi za  $Re < 10^7$ , a za vrijednosti Reynoldsova broja iznad  $10^7$  preporučuju sljedeći implicitni izraz:

$$\text{Režim IV (Re} > 10^7) \quad \frac{1}{\sqrt{2 \cdot C_{MD}}} = 3,8 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{2 \cdot C_{MD}}) - 2,4 \cdot \left(\frac{s}{r_2}\right)^{\frac{2}{5}} \quad (1.24)$$

Vrijedno je primijetiti da u turbulentnom režimu strujanja, za režim III otpor diska pada s povećanjem aksijalne udaljenosti diska od čvrste stijenke ( $s/r_2$ ), dok u režimu IV porastom  $s/r_2$  otpor raste. Ovo upućuje na postojanje određenog odnosa  $s/r_2$  kod kojega je otpor diska najmanji. Bezdimenzijska aksijalna udaljenost rotirajućeg diska od kućišta kod kojega se može očekivati najmanji otpor može se izračunati prema [15]:

$$\left(\frac{s}{r_2}\right)_{min} = \left[0,7843 \cdot Re^{-\frac{1}{20}}\right]^{3,75} \quad (1.25)$$

U režimima III i IV površinska hrapavost povećava koeficijent momenta pa Daily & Nece daju sljedeći izraz za koeficijent otpora hrapavog diska:

$$\frac{1}{\sqrt{2 \cdot C_{MD}}} = 3,8 \cdot \log\left(\frac{r_2}{\varepsilon_s}\right) - 2,4 \cdot \left(\frac{s}{r_2}\right)^{\frac{2}{5}} \quad (1.26)$$

### 1.2.3 Otpor rotora generatora s istaknutim polovima

Iako se svi do sada prikazani izrazi za izračun koeficijenta momenta odnose na vrlo jednostavnu geometriju glatkog diska ili cilindra, vidljiva je složenost pojava i poteškoće da se ovi izrazi direktno povežu s problemom izračuna ventilacijskih gubitaka koje generira rotor generatora s istaknutim polovima. Literatura koja se bavi ventilacijskim gubicima generatora s istaknutim polovima vrlo je oskudna i najčešće ne ulazi u dubinu problema. Najiscrpniji dostupni izvori informacija na tom polju, su knjige objavljene 1969. [17] i 1985 [18]. U prvoj knjizi, ruski autori (Aljper & Sergievskaja) se bave upravo velikim hidrogeneratorima s istaknutim polovima te su sakupili i objavili rezultate analiza niza modelskih ispitivanja te ispitivanja generatora u naravi. Češki autori (Ondruška & Maloušek) obrađuju i ostale električne rotacijske strojeve i u određenoj mjeri proširuju preporuke za izračun ventilacijskih gubitaka sinkronih generatora s istaknutim polovima.

Aljper & Sergievskaja ukupne ventilacijske gubitke generatora s istaknutim polovima raščlanjuju na tri osnovne komponente kako je prikazano dolje:

$$P_v = P_Q + P_R + P_D \quad (1.27)$$

gdje su:

- $P_v$  - ukupni ventilacijski gubici
- $P_Q$  - komponenta ventilacijskih gubitaka koja nastaje uslijed prijenosa momenta zraku pri strujanju zraka kroz aktivne tlačne elemente
- $P_R$  - komponenta ventilacijskih gubitaka koji nastaju uslijed trenja zraka na površinama polova u zračnom rasporu
- $P_D$  - komponenta gubitaka koji nastaju uslijed trenja zraka o površine rotora u čeonom dijelu rotora

Komponenta gubitaka  $P_Q$  kod većine strojeva ima najveći udio u ukupnim ventilacijskim gubicima i obuhvaća ukupnu snagu koju svi elementi rotora, aktivni u pretvorbi energije kojom se ostvaruje potrebni protok rashladnog zraka, preuzimaju s vratila turbine. Ukupna energija preuzeta s vratila u jedinici vremena određena je Eulerovom jednadžbom za turbostrojeve i jednaka je zbroju umnožaka prirasta teoretskog totalnog tlaka koji je moguće ostvariti u pojedinom tlačnom elementu i protoka kroz te elemente. Prema [17], udio ovih gubitaka u ukupnim ventilacijskim gubicima kreće se od 20% do 90%.

$$P_Q = \sum_i^n Q_i \cdot \Delta p_{tot_i} \quad (1.28)$$



Filipov u [7] skreće pažnju na čestu pogrešku u percepciji ventilacijskih gubitaka, koja proizlazi iz nepovratnosti gubitaka energije u kanalima rashladnih putova unutar zatvorenog ventilacijskog kruga stroja (tj. na aerodinamičke otpore). Naime, činjenica da se cjelokupna količina energije uzeta s vratila turbine za ostvarivanje cirkulacije zraka u zatvorenom ventilacijskom krugu, u konačnici troši na svladavanje aerodinamičkih otpora, može navesti na pogrešan zaključak da bi se ta energija trebala računati kao zbroj gubitaka na pojedinačnim otporima. Ovakvim pristupom bilo bi vrlo teško, ako ne i nemoguće, obuhvatiti gubitke koji nastaju zbog raznih recirkulacija i zbog potrebe poznavanja unutarnjih otpora tlačnih elemenata, odnosno njihove efikasnosti.

S druge strane, budući da se teoretski prirast tlaka svakog tlačnog elementa može relativno pouzdano izračunati na temelju Eulerove jednadžbe za turbostrojeve, problem izračuna ventilacijskih gubitaka koje stvaraju tlačni elementi svodi se na problem izračuna protoka koji prolazi kroz njih. Valja imati na umu da se ukupni stvarni protok zraka kroz tlačne elemente rotora i protok kroz hladnjake razlikuju za iznos koji cirkulira kroz razne raspore (primjerice između radnog kola ventilatora i zaslona) i ne prolazi kroz hladnjake. Stoga gubitke  $P_Q$  za svaki tlačni element možemo raščlaniti na dvije komponente:

$$P_Q = P_{Qhl} + P_{Qr} \quad (1.29)$$

gdje je:

$P_{Qhl}$  - gubici koji nastaju u tlačnom elementu kao posljedica dijela zraka koji prolazi kroz hladnjake

$P_{Qr}$  - udio gubitaka koji nastaju u tlačnom elementu kao posljedica dijela zraka koji cirkulira između ulaza i izlaza iz tlačnog elementa

Prema [17], iznos gubitaka  $P_{Qr}$  kod pojedinih generatora u pogonu može dosegnuti od 50 do 70% ukupnih ventilacijskih gubitaka. Određivanje stvarnog protoka kroz tlačni element, a time i dijela gubitaka  $P_{Qr}$ , predstavlja veliki izvor nesigurnosti u analitičkim izračunima ventilacijskih gubitaka. To je, među ostalim, posljedica neodređenosti veličine zračnih raspore između nepokretnih zaslona i rotirajućih dijelova rotora ili ugrađenih ventilatora, posebice jer se u uvjetima montaže, ti raspore često izvode veći nego što su projektirani.

Ondruška & Maloušek [18] također se dotiču izračuna ventilacijskih gubitaka električnih rotacijskih strojeva s posebnim osvrtom na strojeve s istaknutim polovima. Oni za gubitke  $P_Q$  daju isti izraz kao i Aljper & Sergievskaja, uz dodatak koeficijenta recirkulacije,  $k_r$  i faktora klizanja,  $\varepsilon$  :

$$P_Q = \sum_i^n Q_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_{2i}^2 \cdot k_{r_i} \cdot \varepsilon_i \quad (1.30)$$

Koeficijent  $k_r$  ovisi o tipu stroja i načinu ventilacije, pa tako daju sljedeće vrijednosti za razne konfiguracije rotora:

- a)  $k_r =$  od 1,25 do 1,40 za brze sinkrone strojeve koji ispred međupolnog prostora imaju ugrađene aksijalne ventilatore
- b)  $k_r =$  od 1,80 do 2,20 za strojeve s istaknutim polovima s aksijalno-radijalnim lopaticama ispred ulaza u međupolni prostor
- c)  $k_r =$  od 2,20 do 2,30 za strojeve s istaknutim polovima bez ugrađenih pomoćnih ventilatora

Faktor klizanja  $\epsilon$ , odabire se na temelju geometrije tlačnog elementa i poznatih izraza iz literature, primjerice [19].

Za komponente ventilacijskih gubitaka koji nastaju u zračnom rasporu ( $P_R$ ) i na čeonim plohama rotora ( $P_D$ ) Aljper & Sergievskaja daju izraze izvedene iz izraza (1.6) i (1.15) koji glase:

$$P_R = C_{MC} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot D^4 \cdot L \quad (1.31)$$

za otpor/gubitke koji nastaju trenjem bočnih ploha polova u zračnom rasporu, i

$$P_D = C_{MD} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot D^5 \quad (1.32)$$

za otpor/gubitak koji nastaje uslijed trenja zraka o čeone površine rotora.

Iznosi koeficijenta otpora cilindra ( $C_{MC}$ ) dani su vrlo pojednostavljeno, i to:

- $C_{MC} = 1,5 \cdot 10^{-6}$  za slučaj kad se zrak u zračni raspor dovodi kroz ventilacijske kanale koji su ugrađeni u lančanom prstenu rotora
- $C_{MC} = 4,5 \cdot 10^{-6}$ , za slučaj kad se zrak u zračni raspor dovodi s čeone strane polova (aksijalno)

Koeficijent otpora diska dan je u rasponu  $2,5 \cdot 10^{-6} \leq C_{MD} \leq 2,5 \cdot 10^{-5}$  s tumačenjem da se manje vrijednosti odabiru u slučaju relativno glatke strukture čeonih ploha rotora, a veće, za relativno hrapavije površine. Ovdje treba imati na umu da se pojam hrapavost u slučaju rotora hidrogeneratora mora uvjetno shvatiti zbog toga što se na čeonim plohama diska vrlo često nalaze istaknuti konstrukcijski dijelovi raznih dimenzija i na različitim pozicijama, koji u značajnoj mjeri mogu stvarati otpor čiji je sumarni iznos vrlo teško definirati jednim općim koeficijentom.

Pored izvora koje smo gore obradili, istraživanja ventilacijskih gubitaka električnih rotacijskih strojeva s istaknutim polovima rijetko su objavljivana. Vrancik u [20] razvija metodu za izračun gubitaka cilindričnih rotora kojoj dodaje empirijski koeficijent koji u obzir uzima i istaknute polove (izrazi (1.33) i (1.34)).

$$P = \pi \cdot K \cdot C_{MC} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R^4 \cdot L \quad (1.33)$$

$$\frac{1}{\sqrt{C_{MC}}} = 2,04 + 1,768 \cdot \ln(Re \cdot \sqrt{C_{MC}}) \quad (1.34)$$

Empirijski koeficijent koji uzima u obzir istaknute polove računa se prema izrazu:

$$K = 8,5 \cdot \left(\frac{H}{r_2}\right) + 2,2 \quad (1.35)$$

gdje su:

K - koeficijent korekcije otpora zbog istaknutih polova, ( - )

H - radijalna dimenzija polova, (m)

$r_2$  - vanjski polumjer polova, (m)

Usporedba izmjerenih eksperimentalnih podataka i izračunatih vrijednosti gubitaka poklapaju se unutar  $\pm 10\%$ , ali je izvedeni izraz primjenjiv na male strojeve i uski raspon parametara obuhvaćenih studijom.

Zanimljiv pristup analizi ventilacijskih gubitaka proveo je McLaren u [21]. On je proveo eksperimentalnu studiju na modelu generatora (u mjerilu 1:5). Rotor je promatrao kao rotodinaimčku pumpu, a rezultate studije je usporedio s realnim pumpama iste specifične brzine. Zaključak studije je da se rotori generatora s istaknutim polovima mogu promatrati kao vrlo neefikasne pumpe s korisnošću manjom od 20%. No, autor se u studiji nije bavio metodama izračuna ventilacijskih gubitaka.

Porastom upotrebe računalne dinamike fluida (*engl. computational fluid dynamics, CFD*) sve češće se objavljuju članci u kojima autori koriste CFD u analizi strujanja zraka kroz generatore s istaknutim polovima. Ovdje je vrijedno spomenuti članke koje su objavili Moradnia et al., ([22], [23]) ili primjerice Torriano et al. ([24], [25]). Autori se u njima ne bave ventilacijskim gubicima, nego im je fokus na modeliranju strujanja zraka kroz generator u svrhu analize hlađenja generatora. No, vrijedno ih je spomenuti jer su pokazali da se računalna dinamika fluida može korisno upotrijebiti u dubinskoj analizi aerodinamičkih pojava unutar generatora s istaknutim polovima.

Zadnjih godina ventilacijski gubici električnih rotacijskih strojeva ponovo su u fokusu istraživanja, ali kod visokobrzinskih elektromotora s trajnim magnetima koji se sve češće koriste u autoindustriji. O toj temi objavljen je niz radova (primjerice [26], [27], [28]), no većinu njih nije moguće povezati sa specifičnim problemima koji postoje kod velikih generatora s istaknutim polovima.

## 1.3 Ciljevi i hipoteze

Cilj ovog rada je istražiti aerodinamičke pojave u zoni rotora generatora s istaknutim polovima, razlučiti utjecaj rasporeda i geometrijskih karakteristika najvažnijih konstrukcijskih elemenata na generiranje ventilacijskih gubitaka te odrediti nove korelacije za izračun faktora otpora najutjecajnijih konstrukcijskih elemenata u ovisnosti o osnovnim geometrijskim značajkama. Također, očekuje se da će se istraživanjem jasnije odrediti smjernice aerodinamičkog oblikovanja onih dijelova generatora koji su neizbježni u konstrukciji, a aktivno sudjeluju u generiranju ventilacijskih gubitaka.

Hipoteze rada su:

1. Uz pomoć računalne dinamike fluida moguće je utvrditi pojedinačni utjecaj glavnih konstrukcijskih i strujnih elemenata generatora s istaknutim polovima na ventilacijske gubitke.
2. Analizom rezultata numeričkih pokusa mogu se odrediti korelacijski izrazi koji će omogućiti točnije izračune ventilacijskih gubitaka u odnosu na one koji se sada provode.

## 1.4 Pregled sadržaja rada

Ovaj rad podijeljen je u sedam poglavlja. U prvom poglavlju prezentirana je motivacija za istraživanje te je dan pregled dosadašnjih spoznaja iz prijašnjih istraživanja drugih autora povezanih uz temu rada. Istaknuti su ciljevi istraživanja te su postavljene hipoteze.

U drugom poglavlju ukratko su opisani hidrogeneratori s istaknutim polovima te je opisana uloga glavnih konstrukcijskih elemenata u kontekstu ventilacije i hlađenja. Prikazane su sheme osnovnih sustava ventilacije te su shematski prikazani tokovi zraka za svaki sustav. Dodatno je provedena analiza osnovnih aerodinamičkih parametara te su statistički obrađeni rezultati mjerenja ventilacijskih gubitaka za skup od 27 izvedenih generatora. Na temelju izmjerenih ventilacijskih gubitaka i osnovnih geometrijskih parametara te nazivne brzine vrtnje predložena je empirijska korelacija za preliminarni izračun ventilacijskih gubitaka.

U trećem poglavlju opisane su metode analize ventilacijskih gubitaka te osnovne jednadžbe mehanike fluida koje se primjenjuju u modeliranju strujanja s težištem na pristupu koji je korišten u ovom istraživanju.

U četvrtom poglavlju opisan je odabrani pristup modeliranja strujanja zraka kroz modele generatora. Prikazani su rezultati validacije modela za dva slučaja iz literature. Za treći validacijski

slučaj (skup od 6 odabranih sinkronih generatora s istaknutim polovima) opisana je mjerna metoda, mjerni postav te je na jednom primjeru detaljno obrađen izračun mjerne nesigurnosti. Prikazani su osnovni rezultati simulacija strujanja za skup od šest generatora te je prikazan postupak izračuna procjene pogreške metodom određivanja indeksa konvergencije mreže. Rezultati mjerenja gubitaka uspoređeni su s rezultatima simulacija. Utvrđeno je dobro slaganje s mjerenjima te je tako potvrđena prva hipoteza ovog istraživanja.

U petom poglavlju provedena je detaljna analiza rezultata simulacija za svaki od šest odabranih modela generatora te je provedena rasprava o rezultatima simulacija. Na temelju analize otpora vijenca ukruta i matica koje se često ugrađuju na čeonu plohu rotora predloženi su empirijski izrazi za izračun koeficijenta otpora. Prodiskutiran je postojeći model za izračun tlačne karakteristike elemenata rotora koji se koriste kao izvori tlaka te je pokazano da se pojednostavljenim CFD modelima mogu dobiti pouzdanije karakteristike od onih koje se sada koriste. Na kraju su dani prijedlozi za izmjenu postojećih modela izračuna ventilacije u cilju povećanja pouzdanosti izračuna ventilacije i ventilacijskih gubitaka.

U šestom poglavlju dan je sažetak rezultata istraživanja s popisom izvornih znanstvenih doprinosa te je predložen smjer budućih istraživanja.

U sedmom poglavlju dan je zaključak o provedenom istraživanju.

## 2 HIDROGENERATORI S ISTAKNUTIM POLOVIMA

### 2.1 Uvod

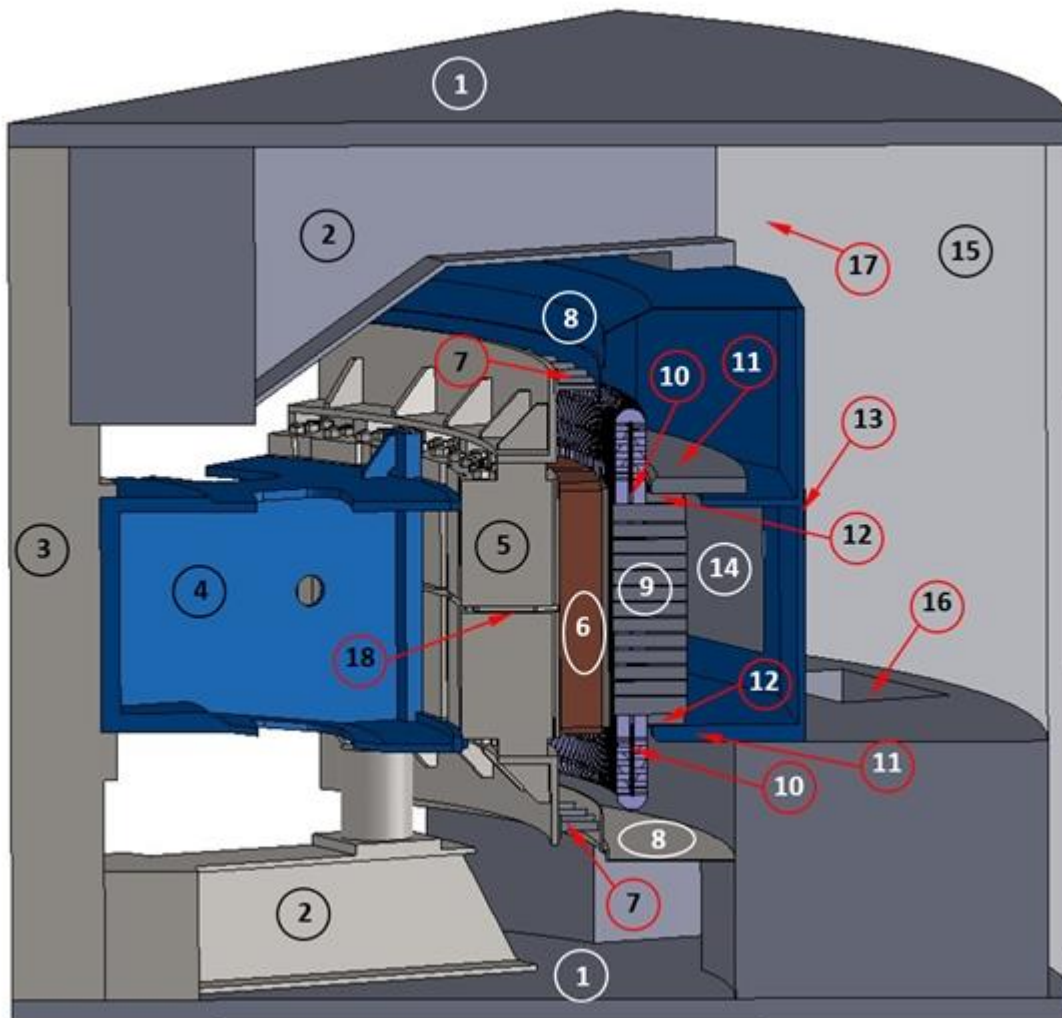
Hidrogeneratori s istaknutim polovima su električni rotacijski strojevi pogonjeni vodnim turbinama, koji mehaničku energiju turbine pretvaraju u električnu energiju. Najčešće se izrađuju u vertikalnim izvedbama, premda ni horizontalne nisu rijetke (primjerice, kod malih vodnih padova, turbine se izvide u horizontalnoj cijevnoj izvedbi kod koje generator i turbina čine cjelinu). Rotori hidrogenatora gotovo uvijek se izvide s istaknutim polovima. Cilindrični rotor se rjeđe izvide i redovito su manje nazivne snage („Končar - Generatori i motori“ cilindrične rotore izvide do snage ~10 MVA). Na slici 12 usporedno su prikazane slike tipičnog cilindričnog, i rotora s istaknutim polovima.



*Slika 12 – cilindrični rotor (lijevo) i rotor s istaknutim polovima (desno)*

## 2.1.1 Osnovni konstrukcijski elementi

Dva glavna sklopa generatora su rotor i stator. Na slici 13 označeni su glavni dijelovi rotora i statora, a u nastavku je opisana uloga svakog od njih s naglaskom na ventilaciju i hlađenje.



Slika 13 – prikaz tipičnog vertikalnog hidrogeneratora s oznakama glavnih dijelova

1. *Gornji i donji pokrov* - zatvaraju generatorsku bačvu s gornje i donje strane te odvajaju unutarnji ventilacijski krug od okoline
2. *Gornji i donji nosač* - u njima su smješteni vodeći i kombinirani klizni ležajevi koji uležišćuju vratilo i prenose težinu i ostale sile rotora na kućište
3. *Vratilo* - prenosi moment s turbine na rotor generatora
4. *Zvijezda rotora* - kod rotora srednjih i velikih promjera povezuje lančani prsten s vratilom; brzohodni strojevi manjih promjera ju nemaju jer se lančani prsten s vratilom spaja direktno; poprečne pregrade (ruke) zvijezde rotora tvore radijalne kanale koji mogu imati ulogu primitivnog ventilatora ako se u lančanom prstenu izrade radijalni kanali koji zrak distribuiraju u međupolni prostor; otvori za ulaz zraka smještaju se bliže vratilu kako bi se

maksimalno iskoristio potencijal za ostvarivanje prirasta tlaka; kod loše izvedene ventilacije može biti izvor velikih ventilacijskih gubitaka

5. *Lančani prsten* - ima ulogu u magnetskom krugu rotora; izrađuje se od segmentiranih limova; na njega se montiraju polovi; po visini lančanog prstena mogu se izraditi radijalni kanali koji imaju ventilacijsko djelovanje (ostvaruju prirast tlaka) i dovode zrak u međupolni prostor i zračni raspor;
6. *Polovi* - nose uzbudni namot koji stvara magnetno polje rotora; međupolni prostor ima ventilacijsko djelovanje koje najčešće nije dovoljno da se ostvari odgovarajuća količina rashladnog zraka pa su potrebni dodatni tlačni elementi (ventilatori i/ili kombinacija zvijezda rotora + radijalni kanali u lančanom prstenu);
7. *Ventilator* - aksijalni ili centrifugalni; mogu se ugraditi na rotor kako bi se ostvario dodatni prirast tlaka i osigurala dovoljna količina rashladnog zraka; ne ugrađuju se kod strojeva kod kojih se pomoću zvijezde rotora i radijalnih kanala u lančanom prstenu mogu ostvariti adekvatni iznosi i raspodjela protoka zraka; najčešće se ugrađuju u paru (na pogonskoj i slobodnoj strani stroja)
8. *Zaslon* - odvaja pretlačni od potlačnog dijela stroja; kroz raspore između rotora i zaslona postoji neželjena recirkulacija zraka; u praksi se, zbog jednostavnosti i cijene vrlo često izvode prilično grubo, što može rezultirati povećanom recirkulacijom zraka i porastom ventilacijskih gubitaka;
9. *Statorski paket* - ima ulogu u magnetskom krugu stroja; izrađuje se od lameliranog lima kako bi se smanjili magnetski gubici; u utorima je ugrađen armaturni namot; radi hlađenja namota i statorskog paketa najčešće ima izrađene radijalne kanale kroz koje struji rashladni zrak; kod specijalnih izvedbi, rashladni kanali mogu biti i aksijalni, no u tom slučaju se za ostvarivanje cirkulacije zraka koriste vanjski ventilatori
10. *Armaturni namot* - u njemu se inducira napon kao posljedica rotacije magnetskog polja rotora; zbog gubitaka koji nastaju zbog protjecanja struje potrebno ga je intenzivno hladiti
11. *Tlačna ploča* - dio statora izrađen od masivnog čelika koji preko tlačnih prstiju ostvaruje potreban tlak između limova statorskog paketa; ispod tlačne ploče, između tlačnih prstiju postoji prolaz za rashladni zrak prema hladnjacima
12. *Tlačni prsti* - ostvaruju tlak po cijelom presjeku statorskog paketa; zajedno s tlačnom pločom tvore radijalne kanale kroz koje prolazi zagrijani zrak prema hladnjaku
13. *Kućište statora* - objedinjuje strukturu statora; na njemu su po obodu smješteni hladnjaci zrak/voda u kojima se odvođe gubici koje je preuzeo rashladni zrak; na njega se oslanja gornji nosač



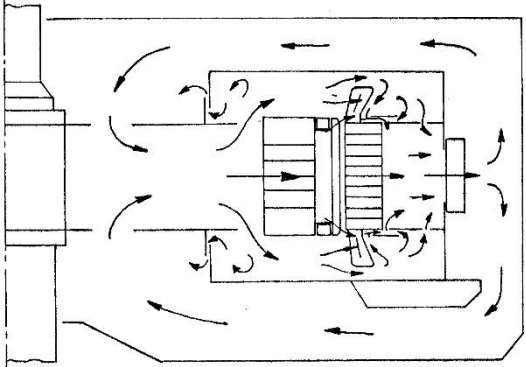
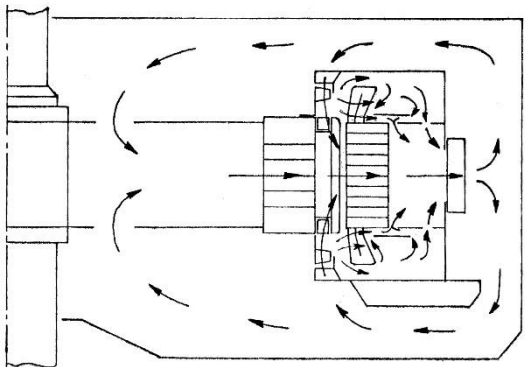
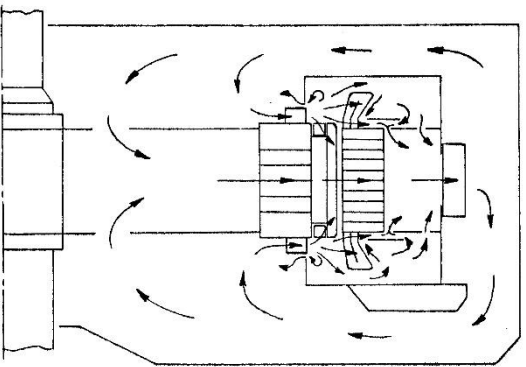
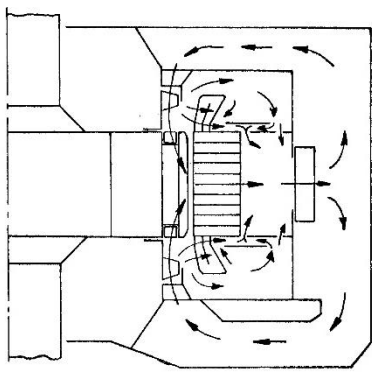
14. *Hladnjaci* - smješteni su po obodu kućišta statora; voda koja kroz njih struji preuzima toplinu s rashladnog zraka i odvodi ju izvan generatora
15. *Generatorska bačva* - struktura (najčešće izrađena od betona) koja zajedno s gornjim i donjim pokrovom odvaja generator i unutarnji ventilacijski krug od okoline
16. *Donji povratni putovi* - prolazi za zrak kojima se ohlađeni zrak dovodi u donju polovicu ventilacijskog kruga generatora
17. *Gornji povratni putovi* - prolazi za zrak kojima se ohlađeni zrak dovodi u gornju polovicu ventilacijskog kruga generatora
18. *Radijalni kanal rotora* - radijalni kanal u lančanom prstenu rotora; ima ventilacijsko djelovanje i dovodi rashladni zrak u zonu međupolnog prostora; izrađuje se ponekad kod generatora koji imaju zvijezdu rotora;

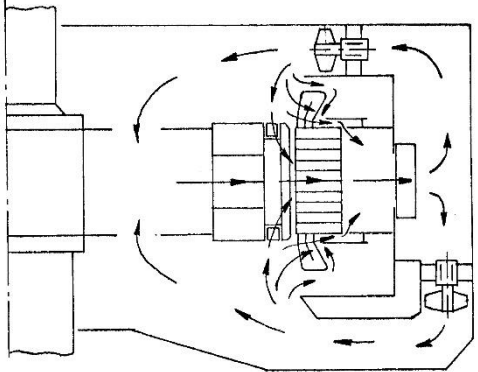
## **2.1.2 Hlađenje hidrogenatora**

### **2.1.2.1 Sustavi ventilacije**

Cilj dobro projektirane ventilacije generatora jest osigurati optimalnu količinu rashladnog zraka kojom će se temperature aktivnih dijelova zadržati neposredno ispod dopuštene granice za projektiranu klasu izolacije, uz minimalne ventilacijske gubitke. U skladu s onim što je već ranije rečeno, ovisno o načinu strujanja zraka kroz generator i o tome koji elementi stroja se koriste kao izvori tlaka, nekoliko je izvedbi ventilacije hidrogenatora. Sustav koji će se odabrati za određeni generator ovisi o brzohodnosti stroja, snazi ili o tipu konstrukcije. Konstrukciju generatora definiraju prije svega elektromagnetski i mehanički zahtjevi na stroj. Ovdje se nećemo detaljno baviti svakim od tipova ventilacije, ali ćemo ih pobrojati i shematski prikazati tok zraka kroz stroj. Sustave ventilacije sistematizirat ćemo onako kako je to uobičajeno u tvrtki Končar - Generatori i motori, d.d. i kao što je opisano u [29]. Oznake tipa ventilacije „A“ – „E“ koriste se u KONČARU i ovdje su pobrojane samo radi lakšeg referiranja u nastavku rada.

Tablica 2 – tipovi ventilacije generatora s istaknutim polovima prema Končarovoj sistematizaciji  
(izvor [29])

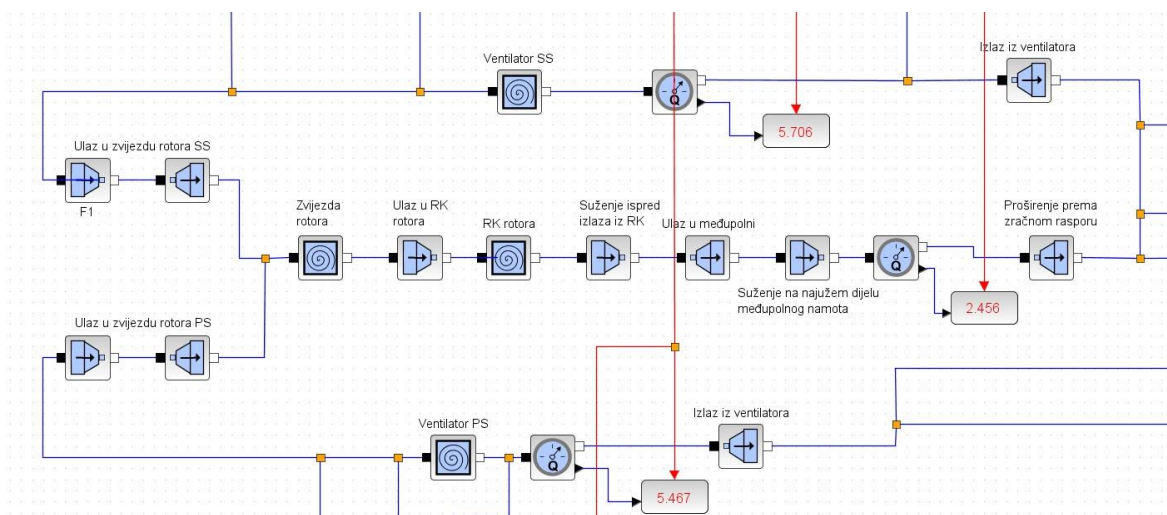
Tip ventilacije	Shematski prikaz toka zraka
<p>Radijalna ventilacija bez ventilatora (A)</p>	
<p>Aksijalno-radijalna ventilacija s aksijalnim ventilatorima (B)</p>	
<p>Radijalna ventilacija s centrifugalnim ventilatorima (C)</p>	
<p>Aksijalna ventilacija s aksijalnim ventilatorima (D)</p>	

Tip ventilacije	Shematski prikaz toka zraka
<p style="text-align: center;">Aksijalno radijalna ventilacija s vanjskim ventilatorima (E)</p>	

Kod projektiranja ventilacije generatora teži se jednostavnosti i pouzdanosti. Stoga se sustav ventilacije najčešće izvodi tako da ne postoji potreba za vanjskim izvorima tlaka (vanjski, neovisni ventilatori) nego se kao tlačni elementi koriste dijelovi generatora ili se na rotor ugrađuju aksijalni ili radijalni ventilatori.

Analitički proračuni ventilacije hidrogenatora baziraju se na ventilacijskim mrežama (*eng. lumped parameters models*) kojima se modeliraju otpori i izvori tlaka u generatoru.

Postavljanjem jednog takvog modela (Slika 14) dobiva se sustav nelinearnih jednadžbi koji se rješava iterativno. Rezultat takvog proračuna je distribucija zraka kroz generator te radne točke tlačnih elemenata u generatoru što predstavlja osnovu za kasniji analitički izračun ventilacijskih gubitaka.



Slika 14 – detalj jedne zamjenske ventilacijske mreže bazirane na SciLab/Modelica platformi

Standardni dijelovi generatora koji mogu imati tlačni učin su: polovi (međupolni prostor), zvijezda rotora, radijalni kanali u lančanom prstenu te radna kola aksijalnih ili centrifugalnih

ventilatora ugrađenih na čeonu površinu rotora. Ovdje treba još jednom istaknuti da polovi uvijek imaju određeni tlačni učin, no budući da je riječ o vrlo primitivnim i neučinkovitim izvorima tlaka, najčešće su potrebni dopunski tlačni elementi kojima se osigurava dovoljna količina zraka za hlađenje generatora.

### 2.1.3 Geometrijske i aerodinamičke osobitosti te statistička analiza gubitaka za niz hidrogenatora

Budući da su hidrogenatori primarno električni strojevi, aerodinamika unutar stroja u praksi je najčešće sekundarnog značaja i tradicionalno se nedovoljno pažnje posvećuje problemu strujanja zraka unutar stroja. Stoga konstrukciju generatora prvenstveno određuju elektromagnetski, mehanički, tehnološki i ekonomski kriteriji. Osnovni parametri generatora (snaga, brzina vrtnje i brzina pobjega) proizlaze iz raspoloživog hidropotencijala (protok i neto pad), odnosno definira ih proizvođač vodne turbine. Električni parametri stroja (napon, struja, faktor snage i sl.) posljedica su mrežnih zahtjeva te zahtjeva kupca koji se na kraju definiraju projektom. Na temelju tih vrijednosti određuju se glavne dimenzije, broj polova i svi ostali relevantni parametri koji definiraju generator. Da bi se dobio uvid u aerodinamičke osobitosti generatora s istaknutim polovima, u ovom radu se koriste podaci o 27 strojeva koje je proizvela ili revitalizirala tvrtka „Končar - Generatori i motori, d.d.“. Osnovni podaci na temelju kojih je provedena analiza prikazani su u tablici u Prilogu 1. Iako je riječ o proizvodu jedne tvrtke, smatramo da rasponi razmatranih veličina u velikoj mjeri dobro reprezentiraju generatore s istaknutim polovima. Iz ovoga skupa kasnije je odabrano šest generatora za koje su izrađeni CFD modeli i na kojima su provedene detaljne analize.

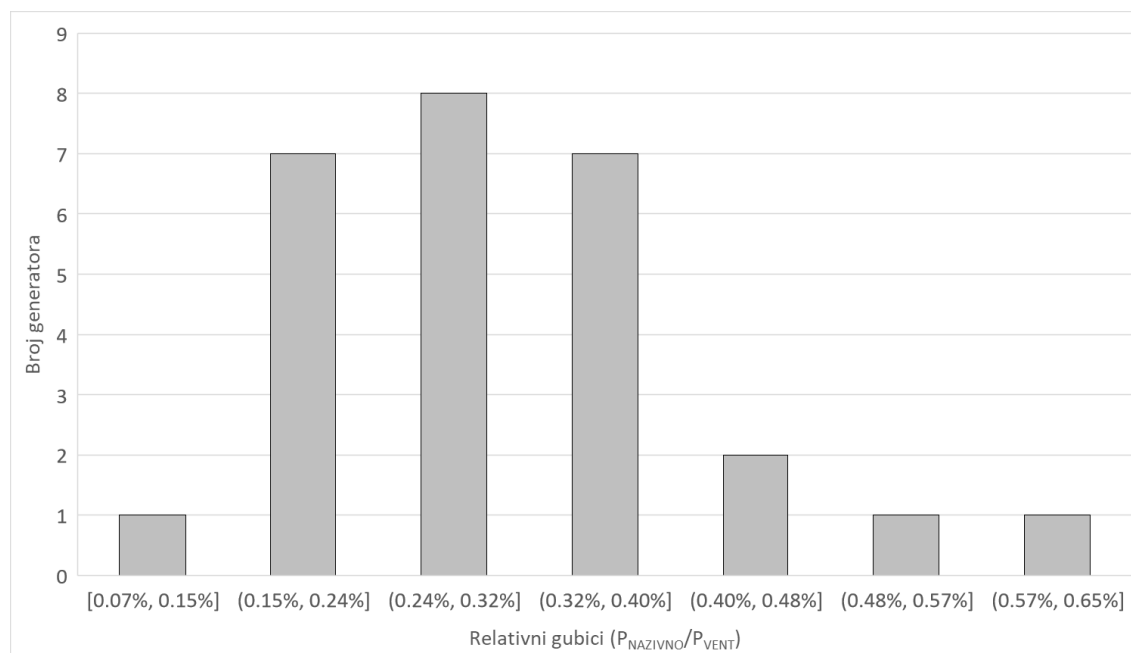
Da bismo mogli međusobno uspoređivati podatke o ventilacijskim gubicima za različite strojeve, praktično ih je svesti na nazivnu snagu generatora prema donjem izrazu:

$$P_{v-rel} = \frac{P_v}{P_{nazivno}} \quad (2.1)$$

Tablica 3 – statistička analiza relativnih ventilacijskih gubitaka odabranog kupa generatora

Prosječna vrijednost	0.293%
Standardna pogreška	0.022%
Medijan	0.284%
Standardna devijacija	0.1157%
Varijanca	1.34E-06
Raspon	0.577%
Minimum	0.000712
Maksimum	0.006479
Suma	0.07921
Broj uzoraka	27

Osnovna statistička analiza relativnih ventilacijskih gubitaka nad skupom od 27 generatora prikazana je u tablici 3 i pokazuje da prosječna vrijednost relativnih ventilacijskih gubitaka iznosi 0,293% sa standardnom devijacijom od 0,1157%. Histogram relativnih ventilacijskih gubitaka prikazan je na slici 15, odakle je vidljivo da nešto manje od 80% razmatranih generatora ima ventilacijske gubitke u rasponu od 0,15% do 0,40%.



Slika 15 – histogram relativnih ventilacijskih gubitaka

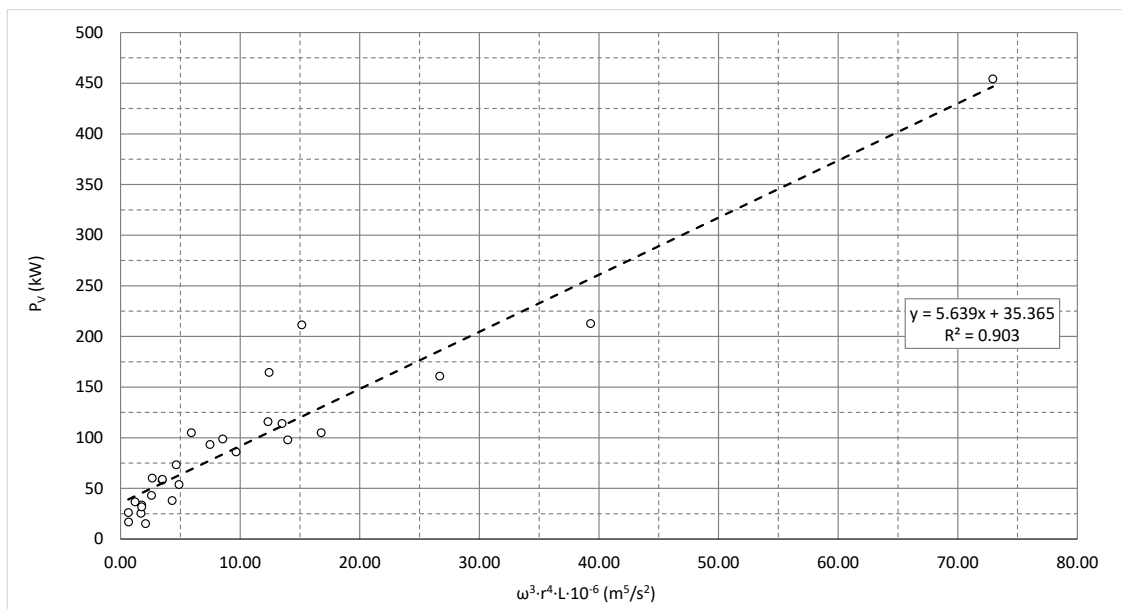
Jedan od najvažnijih parametara generatora koji umnogome određuje aerodinamiku unutar stroja jest obodna brzina polova. Nju je praktično prikazati pomoću bezdimenzijskih značajki Reynoldsova, odnosno Taylorova broja. U nastavku su prikazani rasponi obodne brzine te Reynoldsovog i Taylorovog broja za razmatrani skup generatora.

Tablica 4 – rasponi obodnih brzina te Reynoldsova i Taylorova broja za razmatrani skup generatora s istaknutim polovima

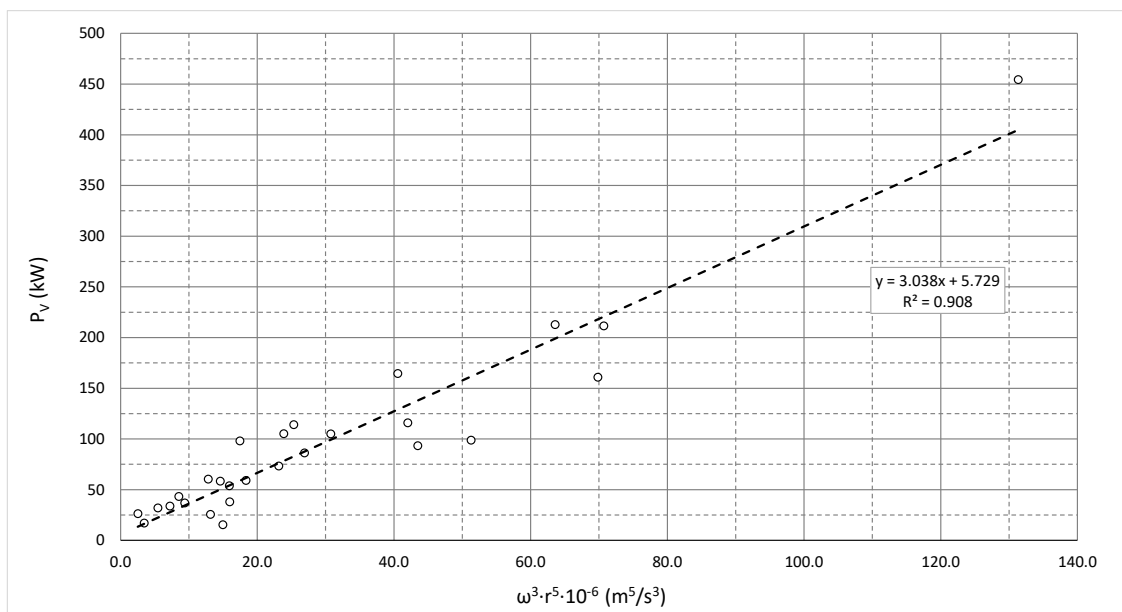
Veličina	Min.	Maks.
Obodna brzina polova [m/s]	25	103
Reynoldsov broj ( $Re_D$ - baziran na promjeru rotora)	$7,3 \cdot 10^6$	$2,8 \cdot 10^7$
Reynoldsov broj ( $Re_\delta$ - baziran na zračnom rasporu)	$8,0 \cdot 10^3$	$1,8 \cdot 10^5$
Taylorov broj ( $T_{a2}$ )	$1,2 \cdot 10^5$	$3,0 \cdot 10^8$

Zanimljivo je usporediti ovisnost izmjerenih ventilacijskih gubitaka niza generatora s istaknutim polovima o značajkama  $\omega^3 \cdot r^4 \cdot L$  i  $\omega^3 \cdot r^5$ . Ove značajke proizlaze iz jednadžbi (1.6) i (1.15)

i zapravo predstavljaju mjeru gubitaka bočnih i čeonih ploha rotora generatora. Pri tome  $r$  označava vanjski polumjer rotora (polova) u (m),  $L$  aksijalnu duljinu pola u (m), a  $\omega$  kutnu brzinu u ( $s^{-1}$ ). Dijagrami na slikama 16 i 17 prikazuju grupiranje izmjerenih vrijednosti oko pravca s korelacijskim koeficijentima 0,90, odnosno 0,91.

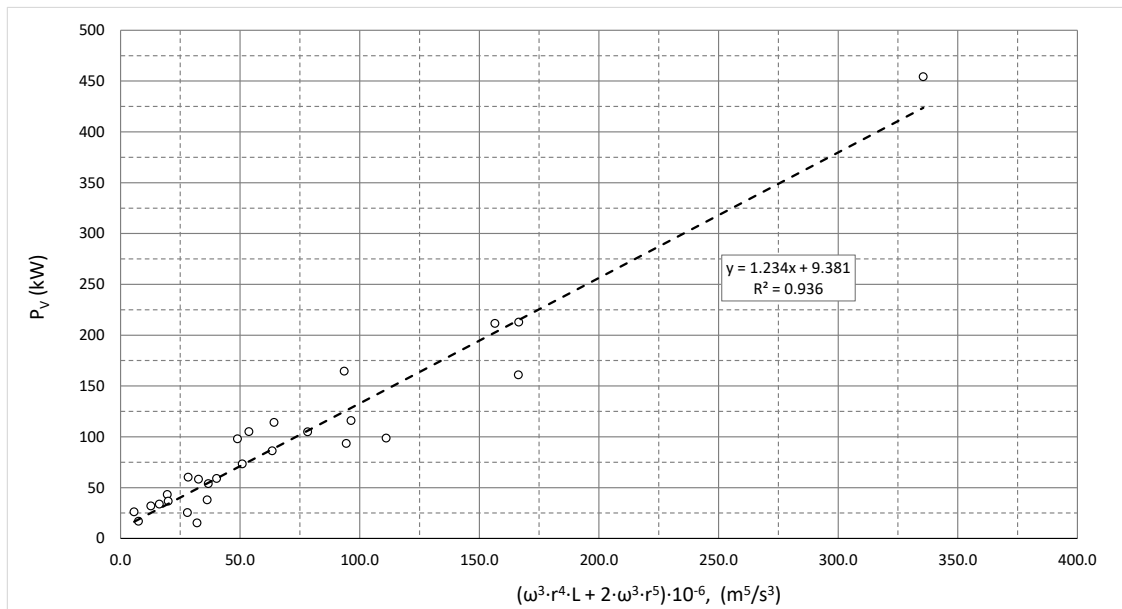


Slika 16 – izmjereni gubici ventilacije u ovisnosti o karakteristici  $\omega^3 \cdot r^4 \cdot L$  za niz izvedenih generatora



Slika 17 - izmjereni gubici ventilacije u ovisnosti o karakteristici  $\omega^3 \cdot r^5$  za niz izvedenih generatora

Budući da te značajke predstavljaju mjeru otpora dviju čeonih i jedne bočne plohe rotora, razumno je prikazati ovisnost ventilacijskih gubitaka i o zbroju dvostruke vrijednosti značajke  $\omega^3 \cdot r^5$  sa značajkom  $\omega^3 \cdot r^4 \cdot L$ .



Slika 18 - izmjereni gubici ventilacije u ovisnosti o karakteristici  $\omega^3 \cdot r^4 \cdot L + 2 \cdot \omega^3 \cdot r^5$  za niz izvedenih generatora

Dodatno je, uz gornje značajke, provedena prilagodba podataka izmjerenih ventilacijskih gubitaka na funkciju oblika:

$$P_v = a \cdot D^b \cdot L^c \cdot n^d \quad (2.2)$$

gdje su D vanjski promjer rotora u (mm), L duljina polova u (mm), n brzina vrtnje u ( $\text{min}^{-1}$ ). Odabir mjernih jedinica posljedica je praktičnih razloga, jer se uobičajeno koriste u inženjerskoj praksi. Parametre a, b c i d potrebno je odrediti kako bi gornja funkcija najbolje odgovarala izmjerenim ventilacijskim gubicima razmatranog skupa generatora. Pomoću Python funkcije `scipy.optimize.curve_fit()`, koja interno koristi nelinearnu metodu najmanjih kvadrata da bi prilagodila funkciju podacima, određeni su optimalni iznosi parametara a, b, c i d koji su prikazani u tablici 5.

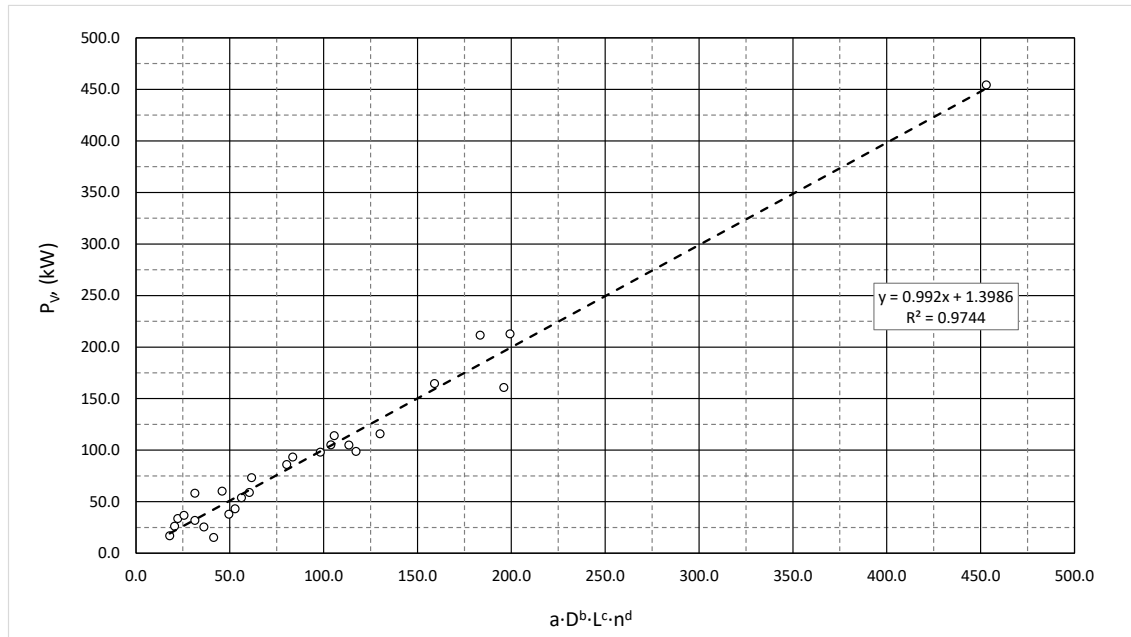
Tablica 5 – vrijednosti parametara a, b, c i d jednadžbe (2.2)

Parametar	Iznos parametra	Standardna devijacija
a	$1,3212 \cdot 10^{-15}$	$3,898 \cdot 10^{-15}$
b	2,660	0,3194
c	1,004	0,1357
d	1,682	0,1948

Uvrštenjem parametara, a, b, c i d u izraz (2.2) dobivamo:

$$P_v = 1,3212 \cdot 10^{-15} \cdot D^{2,660} \cdot L^{1,004} \cdot n^{1,682} \quad (2.3)$$

Na donjem dijagramu prikazana je ovisnost izmjerenih ventilacijskih gubitaka o vrijednostima izračunatim prema izrazu (2.3). Regresijski pravac provučen kroz izračunate točke pokazuje sasvim prihvatljivo slaganje s podacima uz korelacijski faktor  $R^2 = 0,974$ . Prema tome, izraz (2.3) pokazuje svoju praktičnu primjenu za prvu procjenu ventilacijskih gubitaka.

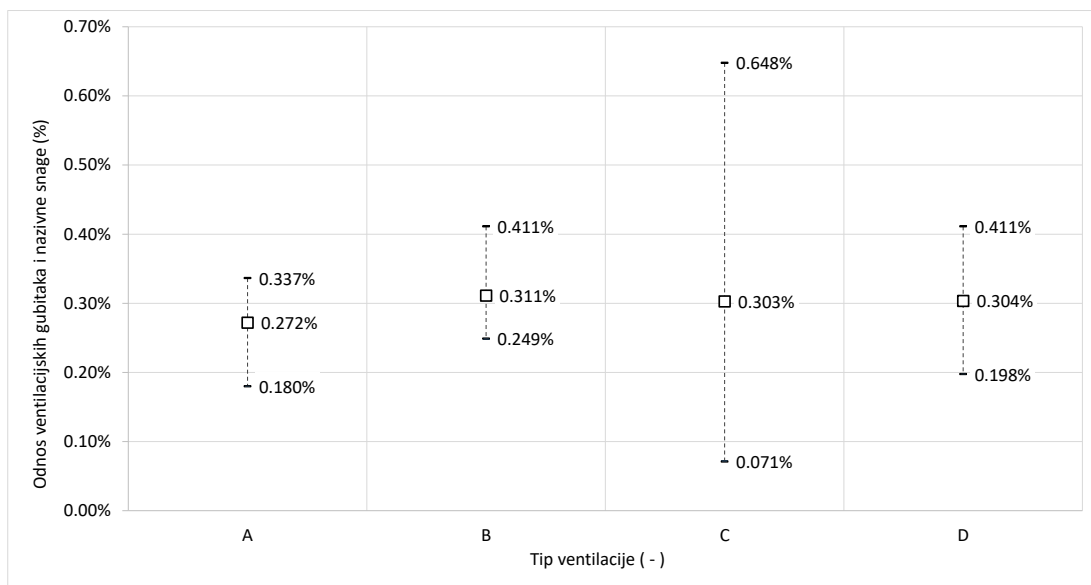


Slika 19 – usporedba ventilacijskih gubitaka izračunatih prema jednadžbi (2.2)

Premda gornja analiza naznačava određene korelacije s navedenim značajkama, rasipanja oko regresijskih pravaca neprihvatljiva su u kontekstu očekivane točnosti izračuna ventilacijskih gubitaka. To posebno dolazi do izražaja na lijevoj strani grafa za manje iznose značajki, gdje se zapravo nalazi najveći dio točaka. U poglavlju 5.1, gdje su provedene analiza i rasprava rezultata numeričkih simulacija pokazat će se koji su pravi razlozi za takvo rasipanje vrijednosti.

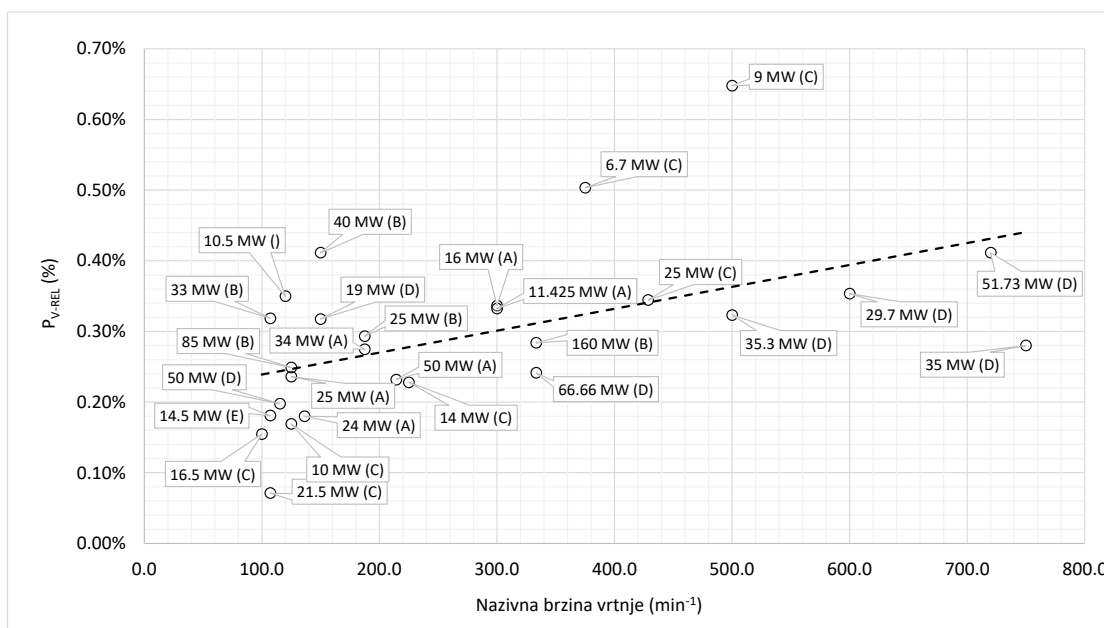
Prikažemo li relativne ventilacijske gubitke  $P_{v-rel}$ , u ovisnosti o tipu ventilacije (dijagram na slici 20), može se uočiti da za sva četiri tipa ventilacije prosječni relativni gubici iznose približno 0,30%, kao i za cijeli skup. Pri tome su najmanji za tip ventilacije „A“ za koji iznose 0,27%. Za taj tip ventilacije je i najmanji raspon između minimalne i maksimalne vrijednosti relativnih gubitaka (najmanje rasipanje). No, u ocjeni s kojim tipom ventilacije se postižu najmanji relativni gubici treba biti oprezan jer se tip ventilacije „A“ najčešće koristi kod sporohodnih strojeva kod kojih su u prosjeku relativni ventilacijski gubici nešto niži, kao što je to vidljivo na dijagramu na slici 21.



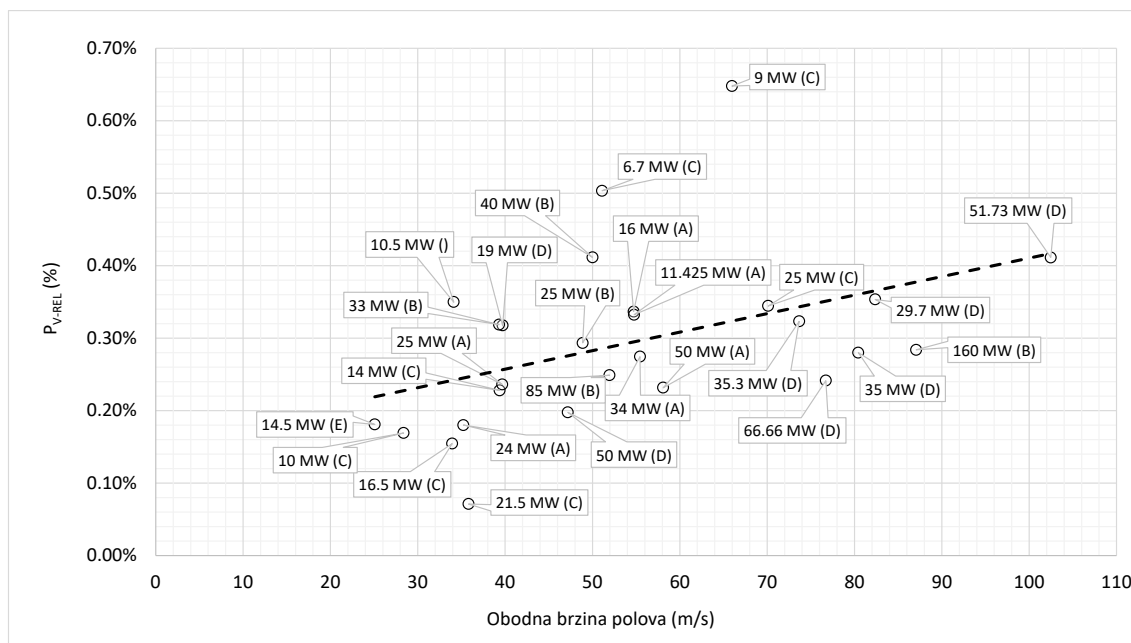


Slika 20 - minimalni, prosječni i maksimalni iznos relativnih ventilacijskih gubitaka za četiri glavna tipa ventilacije prema Končarovoj sistematizaciji (Tablica 2)

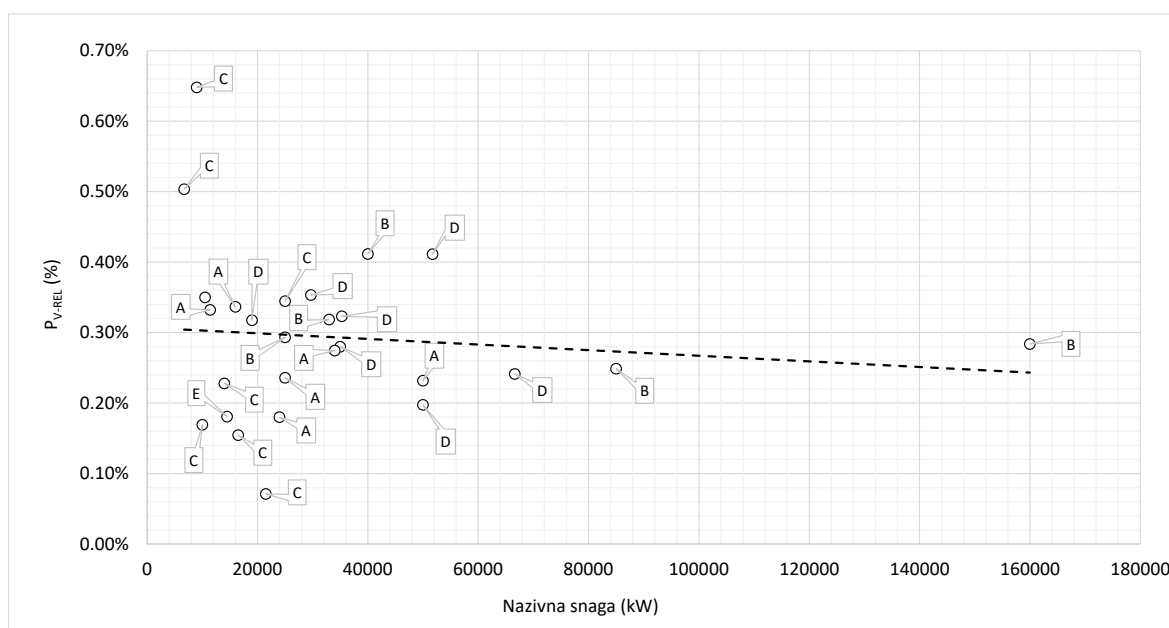
Na slikama 21 i 22 prikazana je ovisnost relativnih ventilacijskih gubitaka o nazivnoj brzini vrtnje i obodnoj brzini polova. Vidljiv je trend porasta relativnih ventilacijskih gubitaka s porastom brzine, no treba također uočiti veliko rasipanje vrijednosti oko pravca trenda i činjenicu da se za određene brzine vrtnje, za generatore približno istog iznosa nazivne snage i za isti tip ventilacije, javljaju dvije bitno različite vrijednosti relativnih ventilacijskih gubitaka. Uzroke tih razlika može se odrediti samo detaljnom analizom geometrije rotora i ukupnog iznosa i raspodjele protoka rashladnog zraka.



Slika 21 – ovisnost relativnih ventilacijskih gubitaka o brzini vrtnje s prikazom nazivne snage generatora i tipa ventilacije



Slika 22 – ovisnost relativnih ventilacijskih gubitaka o obodnoj brzini polova s naznačenom nazivnom snagom generatora i tipom ventilacije



Slika 23 – ovisnost relativnih gubitaka o nazivnoj snazi generatora

Ovisnost relativnih gubitaka o snazi generatora ne pokazuje neki očiti trend (Slika 23). Iako naizgled postoji trend smanjenja relativnih gubitaka s povećanjem nazivne snage, prije bismo ga mogli pripisati utjecaju dviju ekstremnih vrijednosti pri malim snagama (točke s vrijednostima 0,50% i 0,65%), nego stvarnoj ovisnosti iznosa relativnih ventilacijskih gubitaka o nazivnoj snazi generatora.

# 3 METODE ANALIZE VENTILACIJSKIH GUBITAKA

## 3.1 Uvod

Kao što je već rečeno u poglavlju 1.2.3, gledano s aspekta strujanja zraka kroz generator i ventilacijskih gubitaka, generator možemo promatrati kao primitivni ventilator [21]. Kao i kod ostalih takvih strojeva, tri su osnovna pristupa proučavanju i analizi pojava u njima:

1. Eksperimentalno, na homolognima modelima.
2. Eksperimentalno, na objektima u naravi.
3. Korištenjem računalne dinamike fluida.

Prva dva pristupa intenzivno su korištena sredinom i u drugoj polovici 20. stoljeća kada su na ovom području napravljeni najveći iskoraci. Oba nose sa sobom niz tehničkih problema i velike financijske troškove. Izrada homolognog modela zahtijeva kvalitetnu laboratorijsku infrastrukturu i mjernu opremu te izradu skupih modela, a za pripremu i provedbu ispitivanja na objektima u naravi potrebno je imati strojeve na raspolaganju više dana, što je vrlo teško u realnosti zbog velikih financijskih gubitaka koja nastaju zbog stajanja takvog agregata. Za ilustraciju, jedan dan stajanja generatora snage 50 MW može stvoriti gubitak elektrani od približno 60.000,00 €. Iako je tvrtka Končar sedamdesetih i osamdesetih godina provodila niz istraživanja i u naravi i na modelima, devedesetih je razvoj na tom području zamro i do danas se u izračunima i projektiranju ventilacije velikih generatora s istaknutim polovima koriste tadašnje spoznaje. Prema autorovim saznanjima, slično je bilo i u svijetu. Zadnjih godina može se primijetiti da su pojedina sveučilišta, u suradnji s industrijom, ponovno intenzivirala istraživanja na ovom području ([23]), [24], [25]) koja se baziraju na kombiniranju izrade fizikalnih modela i korištenja CFD-a. Snažan napredak računalne dinamike fluida kojem svjedočimo zadnjih petnaestak godina, a posebno pristupačnost snažnih računala pružio nam je mogućnosti koje do sada nismo imali: simuliranje strujanja zraka kroz cijeli generator. Budući

da se ovaj rad u najvećoj mjeri temelji upravo na korištenju CFD modela generatora, u idućim poglavljima opisani su osnovni principi koji se koriste u računalnoj dinamici fluida. Izrada mreže, sve simulacije i kasnija obrada rezultata provedeni su uz pomoć komercijalnog programskog paketa ANSYS Fluent®. Eksperimentalni dio rada, opisan je u poglavlju 4.4.

## 3.2 Simulacije strujanja fluida primjenom računalne dinamike fluida

Primjenom Newtonovih zakona mehanike na strujanje fluida dobiva se skup diferencijalnih jednadžbi koji opisuje tok fluida. Osnovna svojstva tih jednadžbi su nelinearnost i nepostojanje općeg analitičkog rješenja. Razvoj jeftinih, ali snažnih osobnih računala doveo je do ubrzanog razvoja posebne grane mehanike fluida: računalne dinamike fluida. Diskretizacijom prostorne domene te transformacijom diferencijalnih jednadžbi koje opisuju strujanje fluida u sustav algebarskih jednadžbi, omogućuje se njihovo numeričko rješavanje, što rezultira rješenjem za sva fizikalna polja koja opisuju strujanje fluida.

Primijenjena računalna dinamika fluida otvorila je nove horizonte u proučavanju interakcije fluida s okolinom te uvid u razne aspekte strujanja unutar promatrane domene koje je često vrlo teško, ili čak nemoguće mjeriti. Ovo posebno dolazi do izražaja kod strojeva složene geometrije, kao što su primjerice generatori s istaknutim polovima, kod kojih se javlja izraženo trodimenzionalno turbulentno strujanje. Iako se u općem slučaju računalna dinamika fluida može primijeniti na sve fluide, primjena u ovom radu odnosi se na nestlačivo izotermno strujanje Newtonovskih fluida. Budući da niti brzine zraka koje se javljaju u generatorima ne prelaze iznos Machovog<sup>1</sup> broja  $Ma \leq 0,3$ , niti je ostvaren prirast statičkog tlaka u tlačnim elementima kojim bi se značajnije promijenila gustoća zraka ( $p_2/p_1 \leq 1,1$ ), možemo smatrati da je zadovoljen kriterij nestlačivog strujanja fluida. Izotermnost zraka podrazumijeva da promatramo stacionarno stanje stroja nakon stagnacije svih temperatura, a fizikalna svojstva definirana su za srednju temperaturu zraka i očitana iz literature [30].

Iskustvo je pokazalo, a to će kasnije biti i demonstrirano, da je pažljivom izradom geometrije modela kojom su obuhvaćene sve bitne komponente generatora te odgovarajućom diskretizacijom domene i primjenom odgovarajućeg modela turbulencije, moguće s prihvatljivom točnošću izračunati integralne veličine kao što su protok zraka i ukupni ventilacijski gubici te razlučiti ulogu svakog konstrukcijskog elementa generatora u stvaranju ventilacijskih gubitaka.

---

<sup>1</sup> Machov broj predstavlja bezdimenzionalnu fizikalnu veličinu koja je omjer brzine  $v$  nekog tijela i brzine zvuka u istom sredstvu, uz jednake okolnosti. [59]

### 3.2.1 Osnovne jednađzbe mehanike fluida u modeliranju strujanja

U ovom poglavlju kratko su opisane osnovne jednađzbe strujanja fluida, dok se za detalje izvoda i implementaciju u CFD modele može poslužiti standardnom literaturom na tom području ([31], [32], [33], [34], [35] [36]). Strujanje fluida opisano je osnovnim zakonima očuvanja [36]<sup>2</sup>:

1. Zakon očuvanja mase (jednađzba kontinuiteta).
2. Zakon očuvanja količine gibanja.
3. Zakon očuvanja energije.

Dok je u proučavanju dinamike krutih tijela praktičniji princip materijalnog volumena koji se opisuje u Lagrangeovim koordinatama, u mehanici fluida češće se koristi pogodniji princip kod kojega se promatra tok fluida kroz kontrolni volumen u Eulerovim koordinatama [31]. Poveznica između ta dva principa je Reynoldsov transportni teorem koji glasi [31]:

$$\frac{D}{Dt} \int_{MV} \rho \phi dV = \frac{\partial}{\partial t} \int_{KV} \rho \phi dV + \int_{KP} \rho \phi (\vec{v} - \vec{v}_b) \cdot \vec{n} dA \quad (3.1)$$

gdje indeksi  $MV$ ,  $KV$  i  $KP$  označavaju materijalni i kontrolni volumen te kontrolnu površinu, varijabla  $\phi$  neku intenzivnu varijablu (primjerice  $\phi = 1$  za slučaj mase, ili  $\phi = v$  za količinu gibanja),  $v$  je brzina fluida, a  $v_b$  je brzina površine kontrolnog volumena.

Raspišemo li jednađzbu (3.1) za masu (kao što smo već ranije rekli, u tom slučaju  $\phi=1$ ) dobivamo integralni oblik jednađzbe kontinuiteta (uz pretpostavku da se kontrolni volumen ne pomiče,  $v_b=0$ ):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_{KV}} \rho dV + \int_{A_{KV}} \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dA = 0 \quad (3.2)$$

odnosno, primjenom teorema Gauss-Ostrogradskog na konvektivni član gornje jednađzbe, za infinitezimalno mali kontrolni volumen dobivamo diferencijalni oblik jednađzbe kontinuiteta (u indeksnoj notaciji):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.3)$$

Istom analogijom dolazimo i do preostale dvije diferencijalne jednađzbe:

jednađzbe očuvanja količine gibanja:

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_i v_j + p \delta_{ij} - \tau_{ji}) = 0 \quad (3.4)$$

---

<sup>2</sup> Skup ovih jednađzbi u širem smislu naziva se Navier – Stokesove jednađzbe [34]. U užem smislu, naziv NS jednađzbe odnosi se samo na jednađzbe očuvanja količine gibanja.

i jednadžbe očuvanja energije:

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_j e_0 + v_j p + q_j - v_i \tau_{ij}) = 0 \quad (3.5)$$

Za Newtonovske fluide, uz primjenu Stokesove hipoteze, vrijedi [13]:

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} = \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.6)$$

Općenito, ovim jednadžbama se pridodaje i Fouriereov zakon toplinske vodljivosti:

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.7)$$

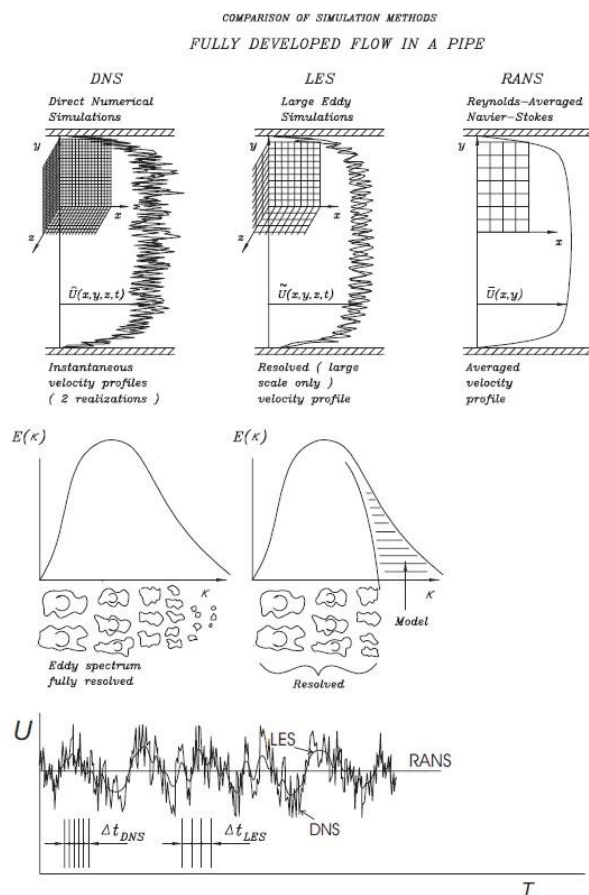
### 3.2.2 Turbulencija i modeliranje turbulencije

Iz osnova mehanike fluida poznato je da se strujanje fluida može podijeliti na laminarno i turbulentno. Dok *laminarno* strujanje karakterizira mirno, jednoliko usporedno gibanje svih slojeva fluida, kod *turbulentnog* strujanja gibanje fluida je nejednoliko, a karakterizirano je miješanjem slojeva kod kojega se vektori brzina čestica razlikuju u smjerovima i iznosima [37]. Većina strujanja u inženjerskoj praksi su turbulentna. Turbulentna strujanja karakterizirana su sljedećim svojstvima [31]: nestacionarnost, trodimenzionalnost, vrtložnost, stohastičnost, disipativnost, difuzivnost itd. Turbulentno strujanje javlja se pri većim Reynoldsovim brojevima kod kojih inercijalne sile postanu dominantne u odnosu na viskozne.

Najtočniji pristup simuliranja turbulentnog toka jest direktno numeričko rješavanje nestacionarnih Navier – Stokesovih jednadžbi bez korištenja bilo kakvog modela turbulencije (nema modelskih pretpostavki niti empirijskih korelacija). Ovakav pristup naziva se direktna numerička simulacija (*eng. direct numerical simulation, DNS*). Kod takvih simulacija rješava se cijeli raspon prostornih i vremenskih skala, što zahtijeva ekstremno gustu diskretizaciju domene i vrlo malene vremenske korake, što pak rezultira potrebom za enormnim računalnim resursima i nije pogodno za inženjersku primjenu. Posebice zato jer detalji turbulentnog toka fluida koji se dobivaju direktnim rješavanjem NS jednadžbi nisu značajni u inženjerskom smislu. Danas se DNS simulacije uglavnom koriste za proučavanje svojstava turbulencije relativno jednostavnih tokova fluida koja se kasnije koriste u definiranju različitih modela turbulencije.

Sljedeća razina simuliranja turbulentnog strujanja je primjena simulacija velikih vrtloga, tzv. LES simulacije (*engl. Large Eddy Simulations – LES*). Kod LES simulacija, veliki vrtlozi se direktno računaju, dok se manji vrtlozi modeliraju nekim modelom turbulencije (tzv. SGS modelima, *engl. sub grid scale models*). Kod ovakvih simulacija turbulentnog strujanja potrebna rezolucija mreže je manja nego ona za DNS simulacije, dok vremenski korak mora biti prilagođen rezoluciji mreže, odnosno vremenskoj skali najmanjih razriješenih vrtloga. Izradom gušće mreže, rezolucija razriješenih vrtloga LES simulacije se približava onoj DNS simulacija.

DES modeli (*engl. Detached Eddy Simulations*) predstavljaju međukorak između LES i nestacionarnih RANS simulacija (URANS). Kod ovog pristupa modeliranju turbulentnog strujanja, URANS modeli se koriste u graničnom sloju, dok se LES tretman primjenjuje u zonama odvojenog strujanja [3]. DES modeli su razvijeni za modeliranje strujanja s velikim Reynoldsovim brojevima gdje bi korištenje LES modela bilo ograničavajuće u pogledu računalnih resursa. No ipak, i ovakvi modeli zahtijevaju značajne resurse što može biti ograničavajući faktor kod industrijskih simulacija.



Slika 24 - usporedba DNS, LES i RANS pristupa simuliranju turbulentnih strujanja [38]

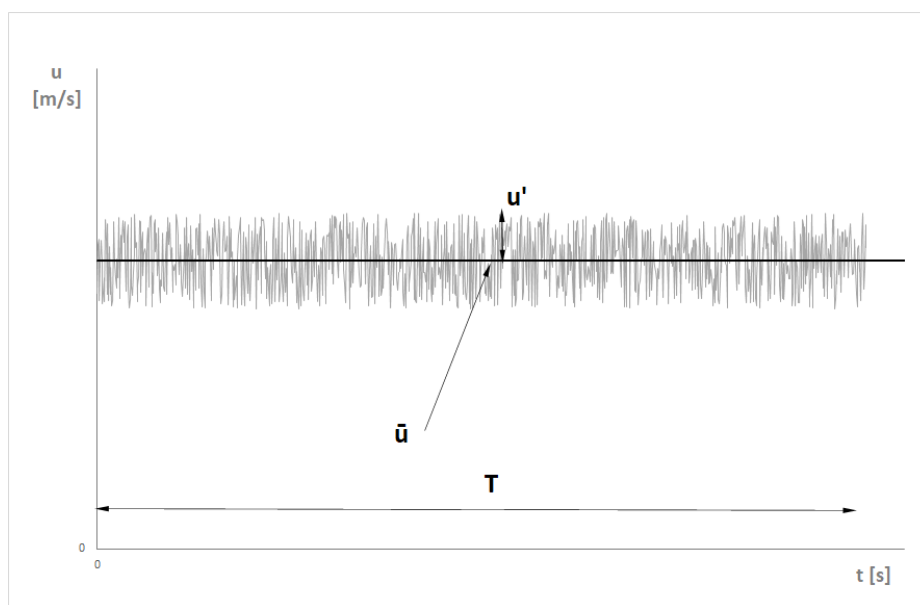
RANS modeli (*od engl. Reynolds Averaged Navier Stokes*) su najčešće korišteni modeli turbulencije u industrijskoj praksi. To proizlazi iz njihove jednostavnosti, relativne nezahitjevnosti u smislu računalnih resursa te prihvatljivosti rezultata koji se dobivaju. Ovakvi modeli temelje se na

vremenskom osrednjavanju Navier-Stokesovih jednadžbi. Budući da je ovaj rad temeljen na korištenju jednog RANS modela turbulencije, u nastavku ćemo se ovom pristupu modeliranja turbulentnog strujanja nešto detaljnije pozabaviti.

Ovdje se važno osvrnuti i na ulogu gustoće mreže konačnih volumena. Povećanje gustoće mreže (odnosno rezolucije prostorne domene) kod primjene LES i DES modela vodi ka rješenjima koja su detaljnija u smislu rezolucije turbulentnih svojstava, pa utoliko gušća mreža, osim na numeričku točnost, ima utjecaj i na fizikalni karakter rješenja. Nasuprot tome, progušćivanje mreže kod primjene RANS modela utječe samo na numeričko rješenje, a ne i na njegov fizikalni karakter.

### 3.2.2.1 RANS modeli turbulencije

U inženjerskoj praksi uobičajeno nas ne zanimaju svi detalji turbulentnih oscilacija fizikalnih veličina, nego smo usredotočeni na određene posljedice turbulentnih tokova, kao što su primjerice prosječna aerodinamička sila na čvrsto tijelo, miješanje dviju struja fluida ili transport krutih čestica u turbulentnoj struji fluida [31].



Slika 25 – vremensko osrednjavanje statistički stacionarnog strujanja (tzv. Reynoldsovo osrednjavanje)

Kako bi se pojednostavilo rješavanje turbulentnog strujanja, koristi se tzv. Reynoldsovo osrednjavanje<sup>3</sup> kod kojega se sve nestacionarnosti osrednjavaju, tj. odvađa se osrednjena vrijednost neke fizikalne veličine  $\bar{\phi}$  (recimo brzine  $u$ ) od njenih fluktuacija  $\phi'$  (Slika 25) [31].

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (3.8)$$

<sup>3</sup> Nazvano prema irskom matematičaru i fizičaru Osbornu Reynoldsu koji je prvi predložio takav pristup analizi turbulentnog strujanja.



gdje je

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t) dt \quad (3.9)$$

Iz jednadžbe (3.9) proizlazi da je  $\bar{\phi}' = 0$ . Odatle slijedi da osrednjavanje bilo kojeg linearnog člana u jednadžbama očuvanja daje identičan član za uprosječenu veličinu. Za kvadratne nelinearne članove dobivamo dva člana: produkt prosječnih vrijednosti i kovarijancu (pulsirajući član):

$$\overline{u_i \phi} = \bar{u}_i \bar{\phi} + \overline{u_i' \phi'} \quad (3.10)$$

Zadnji član u gornjoj jednadžbi je nula samo ako među tim varijablama ne postoji korelacija, što je, prema [31], za turbulentno strujanje vrlo rijetko. Posljedica toga je egzistiranje novih nepoznanica koje rezultiraju, za slučaj da je  $\phi$  skalar, vektorskim poljem, a za slučaj da je  $\phi$  vektor, tenzorom drugog reda.

Za osrednjene varijable, jednadžbe očuvanja mase i količine gibanja za nestlačivo strujanje (kakvim se u ovom radu bavimo) glase:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\rho u_i' u_j'}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.12)$$

gdje član  $\bar{\tau}_{ij}$  predstavlja komponente srednjeg viskozno napreznja:

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.13)$$

a dodatni član u jednadžbi (3.12),  $\overline{u_i' u_j'}$ , naziva se turbulentno ili Reynoldsovo napreznje i uvodi dodatne nepoznanice u sustav jednadžbi. Reynoldsova napreznja su simetrični tenzor drugog reda, a problem zatvaranja Reynoldsovih jednadžbi u literaturi se naziva „*closure problem*“ i uobičajeno se rješava uvođenjem koncepta turbulentne viskoznosti (prema Boussinesqu). Na ovaj način povezuje se Reynoldsov tenzor s osrednjenim poljem brzine.

$$-\overline{u_i' u_j'} = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2 \bar{u}_k}{3 x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.14)$$

pri čemu je  $\nu_t$  kinematička turbulentna viskoznost, a  $k$  je specifična turbulentna kinetička energija:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (3.15)$$

Uz pretpostavku nestlačivog strujanja ( $\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} = 0$ ) jednačba (3.15) svodi se na:

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.16)$$

Vrijedno je spomenuti da turbulentna viskoznost nije fizikalno svojstvo fluida, nego je koncept koji je uveden kako bi se pojednostavilo modeliranje turbulentnog strujanja i posljedica je režima strujanja te predstavlja mjeru turbulentne difuznosti količine gibanja.

Da bi se pomoću RANS jednačbi omogućilo simuliranje turbulentnog strujanja potrebno je razviti modele turbulencije koji će povezati osrednjeni tok fluida s tenzorom Reynoldsovih naprežanja. Najčešće korišteni RANS modeli turbulencije klasificiraju se na bazi broja dodatnih transportnih jednačbi koje uvodimo. Možemo ih podijeliti na:

- Algebarske modele
- Modele s jednom jednačbom (npr. Spalart-Almaras model)
- Modele s dvije jednačbe (npr.  $\kappa - \varepsilon$ ,  $\kappa - \omega$  ili  $\kappa - \omega$  SST model)
- Modele s tri jednačbe

### 3.2.2.2 $\kappa - \omega$ SST model turbulencije

Ovaj model turbulencije temelji se na transportu turbulentne kinetičke energije ( $\kappa$ ) i specifične disipacije ( $\omega$ ). Postoji nekoliko verzija  $\kappa - \omega$  modela od kojih je najpoznatiji i najupotrebljavaniji  $\kappa - \omega$  SST (*engl. share stress transport*) model. Svi se oni baziraju na originalnom Kolmogorovljevom i modificiranom Wilcoxovom  $\kappa - \omega$  modelu opisanom u [39]. Budući da je Wilcoxov model turbulencije pokazao značajnu osjetljivost na rubne uvjete u slobodnoj struji fluida (poglavito za  $\omega$ ) i da je, zbog prevelikih smičnih naprežanja na stijenki koja su se dobivala primjenom tog modela, loše predviđao odvajanje strujanja na glatkim zidovima, uvedene su modifikacije kojima se pokušalo doskočiti tom problemu. Jedan od poznatijih pokušaja je tzv. BSL (*baseline*)  $\kappa - \omega$  model kojega je predložio Menter [40]. Ovaj model uspješno kombinira formulaciju Wilcoxovog  $\kappa - \omega$  modela u blizini stijenke s neovisnošću  $\kappa - \varepsilon$  modela o rubnim uvjetima u slobodnoj struji. Da bi se to postiglo Menter je  $\kappa - \varepsilon$  model transformirao u  $\kappa - \omega$  formulaciju te uveo funkciju miješanja (*engl. blending function*). Njena je vrijednost u blizini stijenke jednaka 1, čime se aktivira  $\kappa - \omega$  model, a 0 podalje od nje, što aktivira  $\kappa - \varepsilon$  model turbulencije [3]. Ovakvom kombinacijom dobivena je manja ovisnost modela o rubnim uvjetima u slobodnoj struji u odnosu na originalni Wilcoxov, no i dalje su postojali problemi sa strujanjem pri suprotnom gradijentu tlaka (*engl. adverse pressure gradient*). Ovaj problem Menter je riješio uzimanjem u obzir efekata transporta turbulentnog smičnog naprežanja [40]. U SST modelu dodatno je uveden limiter za turbulentnu viskoznost čime se dobiva

bolje slaganje rezultata simulacija s eksperimentom kod strujanja oko glatke stijenke kod koje dolazi do odvajanja strujanja.

Transportne jednačbe za  $\kappa$  i  $\omega$  kod SST modela koji je ugrađen u ANSYS Fluent glase [3] glase:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega + G_{\omega b} \quad (3.18)$$

U gornjim jednačbama  $G_k$  i  $G_\omega$  predstavljaju produkciju turbulentne kinetičke energije i produkciju specifične disipacije,  $\Gamma_k$  i  $\Gamma_\omega$  efektivnu difuzivnost  $\kappa$  i  $\omega$ , a  $Y_k$  i  $Y_\omega$  disipaciju  $\kappa$  i  $\omega$  zbog turbulencije.  $D_\omega$  je dodatni član u transportnoj jednačbi za  $\omega$  u odnosu na Wilcoxov  $\kappa$ - $\omega$  model i predstavlja međudifuziju (*engl. cross-diffusion*) između  $\kappa$  i  $\omega$  prema jednačbi:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.19)$$

Gdje  $F_1$  predstavlja funkciju miješanja koja omogućuje glatki prijelaz između  $\kappa$ - $\omega$  i  $\kappa$ - $\epsilon$  modela:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (3.20)$$

Funkcija  $\phi_1$  ovisi o udaljenosti do zida i glasi:

$$\phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{\kappa}}{0.09 \omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\kappa}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (3.21)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.22)$$

Ista funkcija miješanja  $F_1$ , koristi se i za kontinuirani prijelaz između konstanti  $\kappa$ - $\omega$  i  $\kappa$ - $\epsilon$  modela:

$$\phi = F_1 \phi_\omega + (1 - F_1) \phi_\kappa \quad (3.23)$$

gdje  $\phi_\omega$  i  $\phi_\kappa$  predstavljaju pojedinu konstantu  $\kappa$ - $\omega$  i  $\kappa$ - $\epsilon$  modela. U nastavku slijede i izrazi za preostale članove transportnih jednačbi (3.17) i (3.18).

Efektivna difuzivnost:

$$\Gamma_\kappa = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \quad (3.24)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (3.25)$$

Gdje su  $\sigma_{\kappa}$  i  $\sigma_{\omega}$  turbulentni Prandtlovi brojevi koji se računaju prema izrazima:

$$\sigma_{\kappa} = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\kappa,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\kappa,2}}} \quad (3.26)$$

$$\sigma_{\omega} = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (3.27)$$

Produkcija turbulentne kinetičke energije  $G_{\kappa}$  i specifične disipacije  $G_{\omega}$ :

$$G_{\kappa} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \mu_t S^2 \quad (3.28)$$

$$G_{\omega} = \frac{\alpha \alpha^*}{\nu_t} G_{\kappa} \quad (3.29)$$

Disipacija zbog turbulencije:

$$Y_{\kappa} = \rho \beta^* \kappa \omega \quad (3.30)$$

$$Y_{\omega} = \rho \beta \omega^2 \quad (3.31)$$

Svi gornji izrazi jednaki su za BSL i SST model turbulencije. Nedostaci BSL modela koji se očituju u lošoj predikciji pojave i iznosa odvajanja toka od glatke stijenke u SST modelu su ispravljani uvođenjem limitera u formulaciji turbulentne viskoznosti [3]:

$$\mu_t = \frac{\rho \kappa}{\omega} \cdot \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right]} \quad (3.32)$$

Konstante SST modela [3]:

$$\sigma_{\kappa,1}=1,176; \sigma_{\omega,1}=2,0; \sigma_{\kappa,2}=1,0; \sigma_{\omega,2}=1,168; \alpha_1=0,31; \beta_{i,1}=0,075; \beta_{i,2}=0,0828;$$

Za sve  $\kappa$ - $\omega$  modele ugrađene u ANSYS Fluent, pa tako i za SST model, ugrađena je formulacija za tretman u blizini zida koja omogućuje konzistentnu tranziciju od laminarnog podsloja prema logaritamskom sloju ovisno o gustoći mreže u blizini zida. Ono na što treba paziti kod izrade mreže jest broj slojeva i ukupna debljina sloja prizmi u blizini zida. Preporuka [3] je da broj slojeva

prizmi bude minimalno 10 (poželjno 20) i da debljina sloja prizmi bude veća od debljine graničnog sloja kako bi se dobili zadovoljavajući rezultati.

Rubni uvjeti modela na zidu za turbulentnu kinetičku energiju (u slučaju kad prva ćelija pada u logaritamski sloj):

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0 \quad (3.33)$$

Za laminarni podsloj:

$$k = 0 \quad (3.34)$$

a za specifičnu disipaciju:

$$\omega_{wall} = \frac{\rho(u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (3.35)$$

gdje je  $\omega^+$  za laminarni podsloj:

$$\omega^+ = \frac{6}{\beta_i (y^+)^2} \quad (3.36)$$

a za logaritamski sloj:

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta_i^*}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (3.37)$$

### 3.2.3 Modeliranje rotacije

Relativno gibanje rotora u odnosu na nepomične dijelove stroja može se modelirati na dva osnovna načina:

1. Metodom pomične mreže (*engl. sliding mesh*),
2. Metodom pomičnog referentnog sustava (*engl. moving reference frame*).

Bez obzira na odabrani model, računsku domenu potrebno je podijeliti na rotirajuće i mirujuće zone koje su međusobno spojene pažljivo definiranim sučeljem (*engl. interface*).

Kod metode pomične mreže, zona rotirajućeg fluida se u diskretnim vremenskim koracima pomiče (rotira) u odnosu na statorske dijelove. Ovaj pristup koristi se u slučajevima izražene interakcije između statora i rotora i u slučajevima kada su u fokusu analize tranzijentne pojave koje se na drugi način ne mogu simulirati. U tom slučaju simulacije su računalno vrlo zahtjevne, posebno kada je riječ o velikim domenama. Da bi se vrijeme i resursi potrebni da se dođe do prihvatljivog

rješenja smanjili, vrlo često se, u situacijama kad je to fizikalno opravdano, koristi metoda pomičnog referentnog sustava.

Kod takvog pristupa, u računskoj domeni definiraju se inercijalni (povezani s mirujućim zonama fluida) i neinercijalni koordinatni sustavi (povezani s pomičnim, rotirajućim zonama). Prilagodбом osnovnih jednađbi strujanja svakom koordinatnom sustavu postiže se transformacija nestacionarnog problema u inercijalnom sustavu u stacionarni u neinercijalnom. Kod primjene ove metode ne postoji relativno gibanje između rotirajuće i mirujuće domene pa se ovaj pristup često naziva i pristup „smrznutog rotora“ (*engl. frozen rotor approach*). Iz svega navedenog, vidljivo je da je riječ o aproksimaciji i da je ta aproksimacija to lošija, što je izraženija interakcija između rotora i statora. Na sučeljima između mirujuće i „rotirajuće“ zone provodi se lokalna transformacija polja brzine iz jednog u drugi referentni sustav što omogućuje da se varijable protoka u jednoj zoni koriste za izračunavanje toka na granici susjedne zone. Dva su načina kako se to u praksi provodi:

- a) Višestrukim referentnim sustavom (*engl. multiple reference system – MRF*)
- b) Modelom ravnine miješanja (*engl. mixing plane model - MP*)

Kod MP pristupa, podaci o svim fizikalnim poljima između susjednih zona prenose se u ravnini miješanja kao rubni uvjeti koji su prostorno uprosječeni (izmiješani). Na ovaj način „zaglađuju“ se sve neravnomjernosti koje nastaju kao posljedica obodnih varijacija zbog prolaza rotora kraj statora i dobivaju se prihvatljive aproksimacije vremenski i prostorno usrednjenih veličina. Praksa je pokazala da je ovaj pristup vrlo nestabilan pri izračunu i da je teško postići konvergenciju primjenom takvog pristupa pa je stoga u simuliranju strujanja kroz hidrogeneratore korišten MRF pristup koji će u nastavku biti nešto detaljnije opisan.

### 3.2.3.1 Metoda višestrukih referentnih sustava

Kao što je već rečeno, glavni razlog korištenja MRF je da se nestacionarni problem u stacionarnom (inercijalnom) sustavu, učini stacionarnim u odnosu na pomični (neinercijalni) sustav.

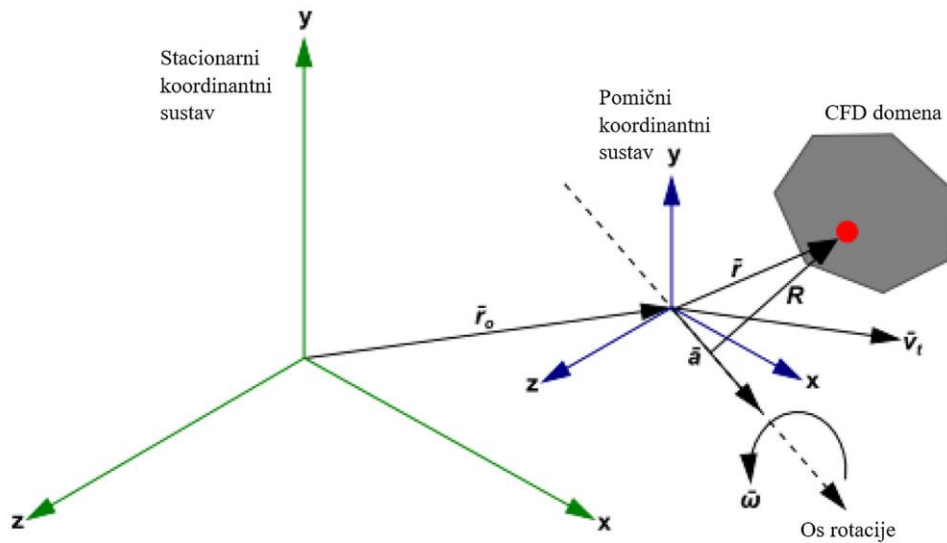
U općem slučaju, to se postiže sljedećim transformacijama:

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \quad (3.38)$$

gdje je:

$$\vec{u}_r = \vec{v}_t + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.39)$$

U gornjim jednađbama,  $\vec{v}_r$  je relativna brzina (gledano iz pomičnog koordinatnog sustava),  $\vec{v}$  je apsolutna brzina,  $\vec{u}_r$  je brzina pomičnog koordinatnog sustava,  $\vec{v}_t$  je translacijska brzina pomičnog koordinatnog sustava, a  $\vec{\omega}$  kutna brzina.



Slika 26 – stacionarni i pomični koordinatni sustavi (izvor [3])

Kad se jednadžbe gibanja raspišu u pomičnom koordinatnom sustavu, proširuju se s dodatnim članovima koji su posljedica tih transformacija. Te jednadžbe moguće je formulirati na dva načina: izražavanjem jednadžbi gibanja pomoću relativnih brzina kao ovisnih varijabli i pomoću apsolutnih brzina kao ovisnih varijabli. U našem slučaju korištena je apsolutna formulacija koja je za gibanje konstantnom brzinom vrtnje opisana u nastavku.

Jednadžba kontinuiteta:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad (3.40)$$

Jednadžba količine gibanja:

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \vec{v} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{F} \quad (3.41)$$

Gdje član  $\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)$  predstavlja Coriolisovo i centripetalno ubrzanje.

Transformacije iz jednog u drugi referentni sustav na sučelju između dviju zona primjenjuju se kod relativne formulacije i to samo za brzine i gradijente brzina, budući da je riječ o vektorskim veličinama koje se mijenjaju ovisno o tome iz kojeg referentnog sustava ih promatramo. Skalarnе veličine, poput tlaka, turbulentne kinetičke energije i sl. kroz sučelje između dviju zona prolaze bez lokalne transformacije. Kada se koristi formulacija apsolutne brzine, jednadžbe se u svakoj pod domeni zapisuju s obzirom na referentni sustav te pod domene, ali se brzine pohranjuju u apsolutnom sustavu. Stoga nije potrebna posebna transformacija na sučelju između dvije pod domene.

## 4 PRIMIJENJENI CFD MODEL I NJEGOVA VALIDACIJA

Da bismo se mogli pouzdati u rezultate istraživanja koje se bazira na numeričkim simulacijama potrebno je provesti temeljitu validaciju primijenjenog modela. Pod pojmom model, ovdje podrazumijevamo sveukupne parametre koji čine jedan CFD model, a koji su korišteni u ovom radu: mreža konačnih volumena, model turbulencije, pristup modeliranju rotacije, teza o izotermnosti i nestlačivosti fluida, rubni uvjeti, stacionarne ili nestacionarne simulacije i sl.

U provedenoj validaciji poslužili smo se rezultatima dva javno dostupna eksperimentalna istraživanja ( [5] i [6] ) kod kojih je eksperiment dobro dokumentiran, sa svim važnim detaljima eksperimentalnog postava te šest vlastitih eksperimenata na izvedenim generatorima u naravi kod kojih je kalorimetrijsko mjerenje ventilacijskih gubitaka provedeno do kraja i bez značajnih oscilacija mjerenih veličina. Validacijski modeli odabrani su u rasponu od jednostavnog, dvodimenzionalnog strujanja (validacijski model V1), preko geometrijski relativno jednostavnog 3d modela kod kojega je strujanje izrazito trodimenzionalno (validacijski model V2) pa sve do najstroženijih modela koji zapravo predstavljaju nekoliko tipičnih velikih hidrogenatora s istaknutim polovima (skup validacijskih modela V3). Valja napomenuti da fokus validacije nije bio na odabiru adekvatnog modela turbulencije (što se u drugim radovima često provodi), jer bi to dodatno opteretilo rad, a autor se na temelju višegodišnjeg korištenja CFD simulacija u analizi strujanja kroz hidrogenatore uvjerio da se primijenjeni  $k-\omega$  SST model turbulencije pokazao optimalan u odnosu na ostale popularne RANS modele turbulencije, što će pokazati i rezultati validacije.

Prije nego što se prikažu rezultati validacije, valja napraviti distinkciju između pojmova validacije i verifikacije. Roache u [4] na zanimljiv način opisuje razliku između ova dva pojma. Verifikaciju opisuje kao „rješavanje jednadžbi ispravno“, a validaciju kao „rješavanje ispravnih jednadžbi“. Drugim riječima, kod se ne može validirati. Samo se rezultati simulacija dobivenih



određenim kodom mogu validirati. Kod komercijalnih programa za CFD možemo se pouzdati da je proizvođač softvera proveo verifikaciju modela ugrađenih u softver, no validaciju odabranog pristupa modeliranju određenog fizikalnog problema treba provesti za svaki pojedini problem kako bi se izvori pogrešaka sveli na najmanju moguću mjeru.

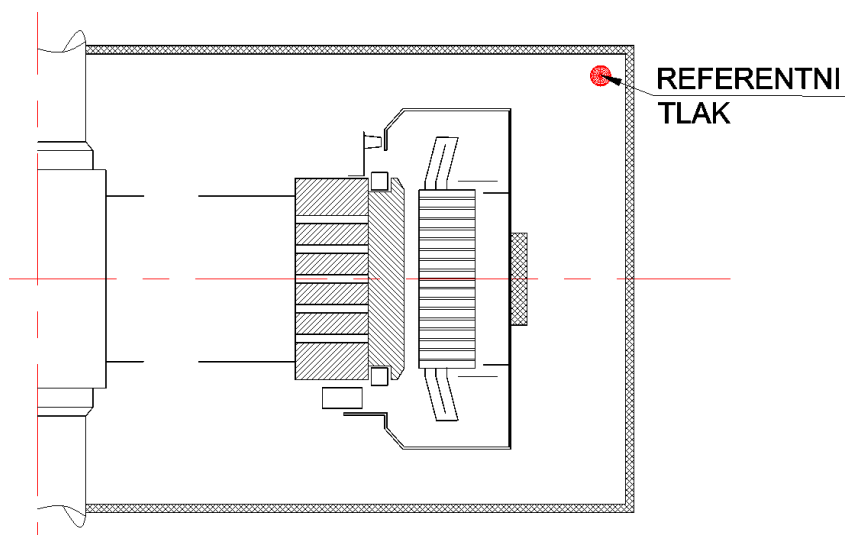
## 4.1 Odabrani pristup modeliranja strujanja kroz generator

Neke specifičnosti hidrogeneratora s istaknutim polovima značajno ograničavaju odabir pristupa modeliranju strujanja kroz generator. Naime, riječ je o velikim strojevima: promjeri rotora analiziranih strojeva kreću se u rasponu 2600 do 6400 mm, duljina polne papuče 635 mm do 2770 mm, a zračni raspor od 8,5 do 31 mm. Uzme li se u obzir da se širina radijalnih kanala statora kreće od 4 do 8 mm vidljivo je da je potrebno modelirati veliki raspon dimenzija. Pokušaji da se radijalni kanali statora zamijene nekim drugim rubnim uvjetima, primjerice poroznim otporom, (*engl. porous jump*) nisu urodili zadovoljavajućim rezultatima pa se od toga odustalo. Zbog razlike između periodičnosti polova, utora statora, hladnjaka i povratnih kanala na pogonskoj strani stroja, cirkularnu periodičnost koja prirodno postoji kod ovih strojeva nije lako postići za samo jedan pol, pa se ta periodičnost najčešće postiže za više polova. Dodatno, približna aksijalna simetrija koja naizgled postoji u stroju zapravo ne postoji i iskustvo je pokazalo da primjena simetričnog rubnog uvjeta u aksijalnom smjeru dovodi do značajnih odstupanja u izračunatom polju brzine i tlaka što unosi velike pogreške u rezultate.

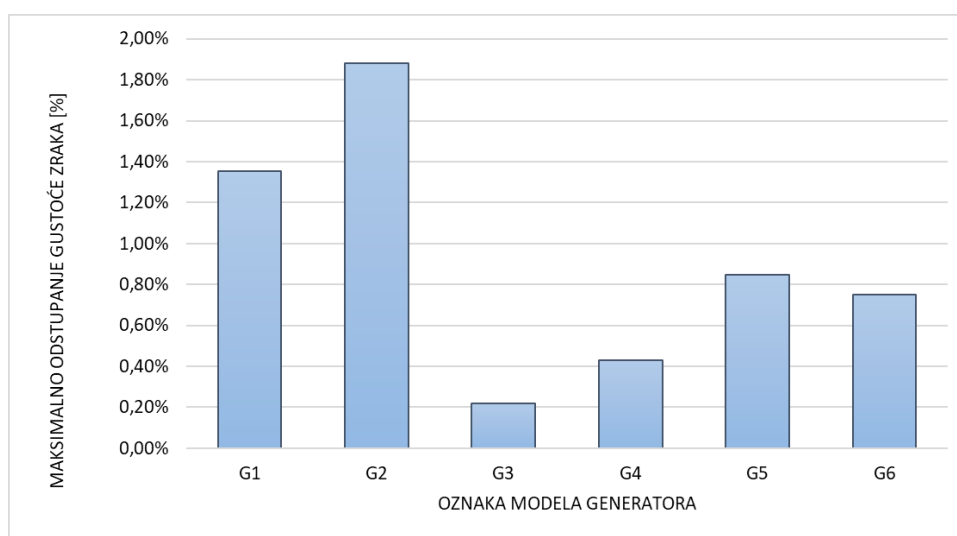
Sve to u konačnici vodi ka vrlo velikim modelima koji se sastoje od više desetaka milijuna konačnih volumena. Simulacije s tako velikim modelima iziskuju veliku računalnu snagu (u smislu broja procesora i memorije) i otežavaju provedbu ovakvih analiza. Za tako velike modele nepraktično je koristiti nestacionarne modele kod kojih se rotacija simulira stvarnom rotacijom domene rotora, ili primjerice LES ili DES modele turbulencije kod kojih je potrebno izraditi vrlo gustu mrežu i koristiti malene vremenske korake.

Stoga se u odabiru pristupa modeliranju težilo ka najjednostavnijim rješenjima za koja će biti moguće provesti simulacije u razumnom roku s prihvatljivom točnošću rezultata. Iskustvo je pokazalo, a to će se pokazati i u nastavku, da se primjenom stacionarnih simulacija, nestlačivog i izotermnog newtonovskog fluida uz korištenje MRF pristupa u modeliranju rotacije fluida i RANS  $k-\omega$  SST model turbulencije, dobivaju prihvatljiva odstupanja izračunatih vrijednosti protoka zraka i momenta (odnosno ventilacijskih gubitaka). Kod svih modela generatora korišten je rotacijski periodički rubni uvjet, a domena je bila zatvorena, bez ulaznih i izlaznih rubnih uvjeta. Umjesto toga, korišten je pristup tzv. potpuno prediktivnog modela (*engl. fully predictive approach*) [22]. Osnovna ideja ovog pristupa je izraditi model sa zatvorenim krugom zraka u kojemu se strujanje zraka uspostavlja kao posljedica rotacije rotora, a ne nekog proizvoljnog rubnog uvjeta. Da bi takvi modeli

bili potpuno definirani, potrebno je negdje unutar domene odrediti lokaciju referentnog tlaka koji je za sve modele generatora iznosio 0 Pa. Na svim modelima generatora lokacija referentnog tlaka bila je smještena u gornjem vanjskom kutu povratnih putova na SS strani generatora, kao što je to pokazano na slici 27.



Slika 27 – lokacija referentnog tlaka u „potpuno prediktivnim“ modelima generatora



Slika 28 – maksimalno odstupanje gustoće zraka u odnosu na srednju gustoću za razmatrane modele generatora tijekom kalorimetrijskih ispitivanja

U svim modelima generatora pretpostavljeno je da je zrak nestlačiv, a njegova gustoća konstantna. Vrijednost gustoće zraka za svaki razmatrani model generatora definirana je kao prosječna temperatura toplog i hladnog zraka (ispred i iza hladnjaka) tijekom pokusa mjerenja gubitaka u mehaničkoj vrtnji. Budući da je za razmatrani skup generatora maksimalna razlika temperature zraka iznosila 11,9 °C (kod modela G2), proizlazi da je pogreška koja je posljedica rada

s gustoćom određenom na temelju srednje temperature zraka manja od 2%, kao što je to prikazano na dijagramu na slici 28. Kriterij nestlačivosti zraka pri strujanju je  $Ma < 0,3$  [13]. S obzirom na to da je maksimalni Machov broj u razmatranom skupu generatora 0,26, pretpostavka nestlačivog strujanja je utemeljena.

U sljedećoj tablici popisani su osnovni parametri svih CFD modela koji su korišteni u ovom radu.

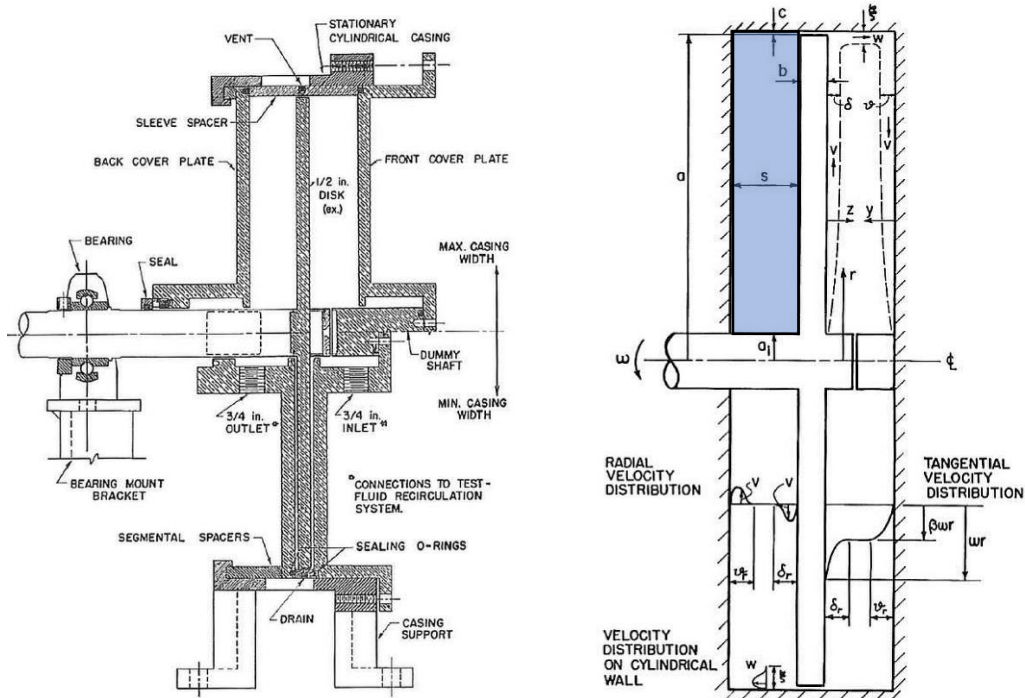
Tablica 6 – osnovne osobine korištenih CFD modela

Model turbulencije	RANS k- $\omega$ SST
Vrsta mreže	Nestrukturirana poliedarna s heksaedarnom jezgrom ( <i>engl. polyhexcore</i> )
Broj prizmi uz zidove	10 – 24
Rubni uvjeti	Rotacijska periodičnost na bočnim stijenkama modela, „no-slip“ (na zidovima); „non-conformal interface“ (između mirujućih i rotirajućih zona modela); „radiator“ (pad tlaka na hladnjaku)
Modeliranje rotacije	Višestruki referentni sustav ( <i>engl. multiple reference frame - MRF</i> )
Fluid	Zrak (nestlačivo, izotermno strujanje)
Vrsta simulacija	Stacionarna
Numerička shema	Linearno uzvodna shema ( <i>engl. second order upwind</i> )
Rješavač ( <i>engl. solver</i> )	Razdvojeni sa SIMPLE algoritmom ( <i>engl. segregated with SIMPLE algorithm</i> )
Kriterij konvergencije rješenja	Konvergencija ukupnog momenta i protoka kroz hladnjak

## 4.2 Validacijski slučaj 1: strujanje rotirajućeg diska u kućištu

Validacija izračuna otpora rotirajućeg diska provedena je na podacima koje su objavili Daily & Nece [5]. Eksperiment je u članku detaljno opisan i moguće ga je kvalitetno rekonstruirati.

Skica ispitnog postrojenja prikazana je na donjoj slici:



Slika 29 – ispitno postrojenje (lijevo) i shematski prikaz rotirajućeg diska (desno) s označenom domenom koja je simulirana CFD modelom (plavi okvir) prema [5]

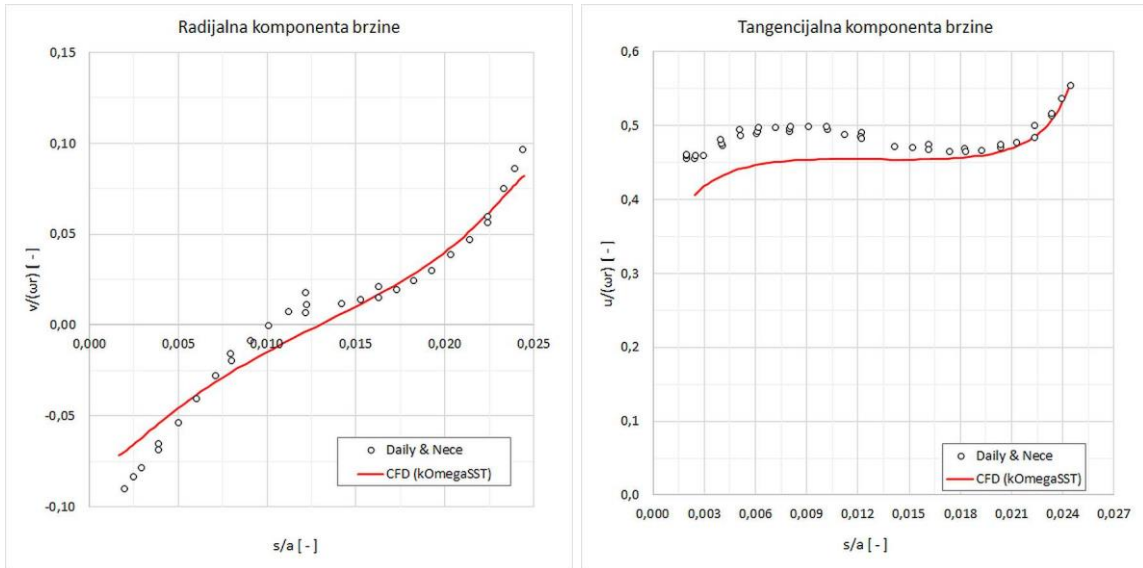
Ovdje su prikazani rezultati samo dijela opsežnijeg eksperimenta koji su u članku [5] detaljnije opisani. Budući da je u provedenom eksperimentu osigurana dvodimenzionalnost fizikalnih polja (brzine i tlaka), simulacije su provedene pomoću 2d modela. Modelom je obuhvaćena samo zona fluida (na slici 29 označen plavom bojom) i okolni zidovi.

Kao što je opisano u poglavlju 1.2.2.2, kod rotacije glatkog diska u kućištu javljaju se četiri osnovna tipa strujanja od kojih su za naš problem relevantni režimi III i IV. Simulacije strujanja viskozno, nestlačivog i izotermnog fluida provedeno je na strukturiranoj 2d mreži s  $5 \cdot 10^4$  konačnih volumena.

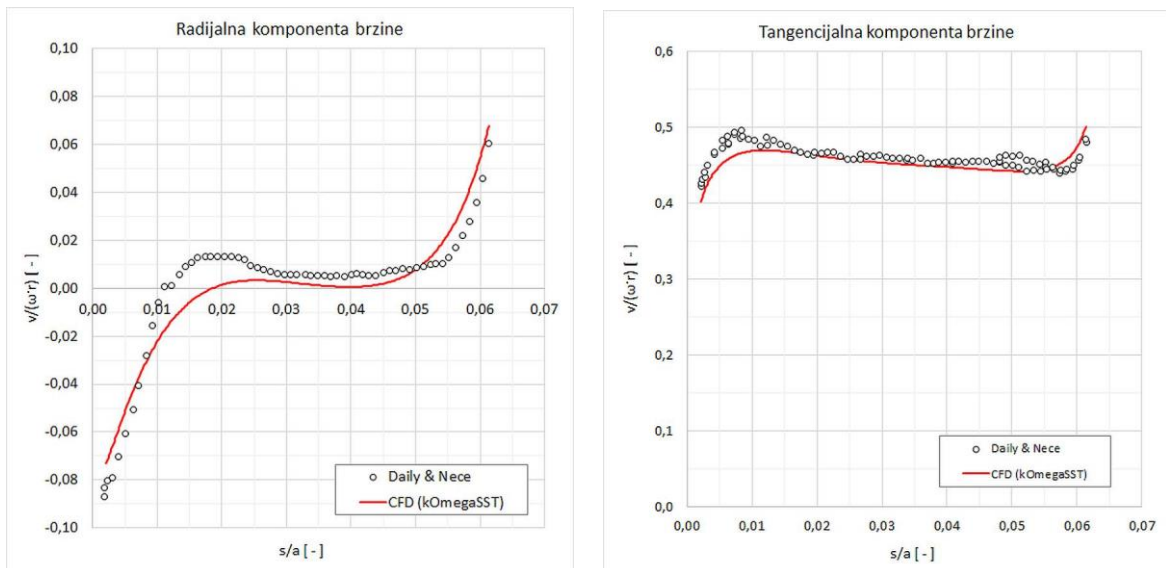
Na slikama 30 i 31 usporedno su prikazani izračunati profili radijalne i tangencijalne komponente brzine u jednom radijalnom presjeku s izmjerenim rezultatima mjerenja brzine dok su rezultati izračuna koeficijenta momenta ( $C_m$ ) prikazani u tablici 7.

Tablica 7 – usporedba izračunatog i izmjerenog koeficijenta momenta za razmatrane režime strujanja prema [5]

Režim strujanja	$C_{MD-Daily\&Nece}$	$C_{MD-CFD}$	$\Delta$
(III) – $Re=4,4e6$ ; $s/a=0,0255$ ; $r/a=0,765$	0,00322	0,00332	3,1%
(IV) – $Re=4,4e6$ ; $s/a=0,0637$ ; $r/a=0,765$	0,00363	0,00377	3,7%



Slika 30 - usporedba izračunatog i izmjerenog profila brzine za režim strujanja III ( $Re=4,4e6$ ;  $s/a=0,0255$ ;  $r/a=0,765$  – prema oznakama sa slike 29)

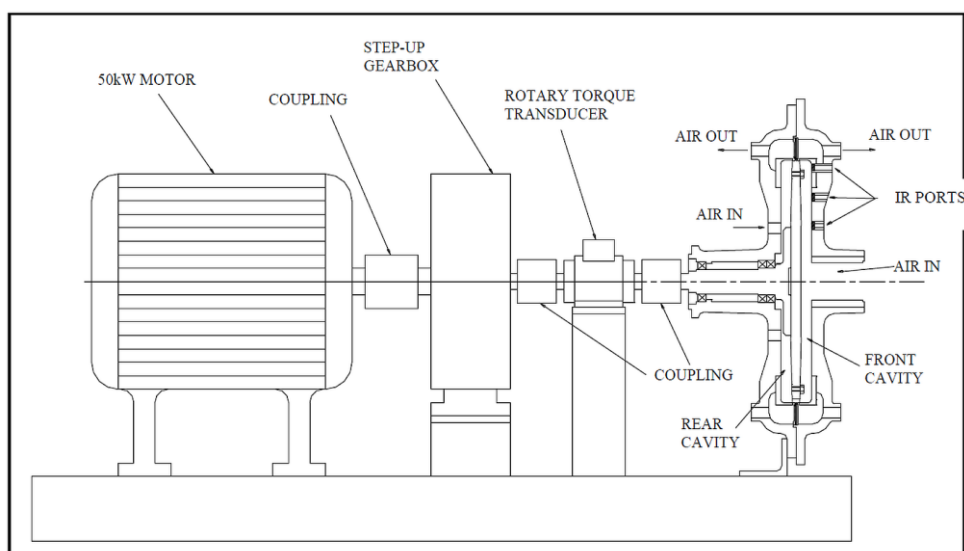


Slika 31 – usporedba izračunatog i izmjerenog profila brzine za režim strujanja IV ( $Re=4,4e6$ ;  $s/a=0,0637$ ;  $r/a=0,765$  – prema oznakama sa slike 29)

Uzmemo li u obzir da u CFD modelu nije modeliran raspored između rotora i kućišta odstupanje izračunatog profila brzine od izmjerenog prikazano na slikama 30 i 31 možemo smatrati prihvatljivim. Izračunati koeficijenti momenta podjednako se razlikuju od izmjerenih vrijednosti za oba razmatrana režima strujanja (Tablica 7) i iznose oko 3,5%. Sveukupno, možemo zaključiti da je odabrani pristup modeliranju ovakvih problema adekvatan i da daje zadovoljavajuća odstupanja od mjerenja.

### 4.3 Validacijski slučaj 2: rotirajući disk s ugrađenim izbočinama

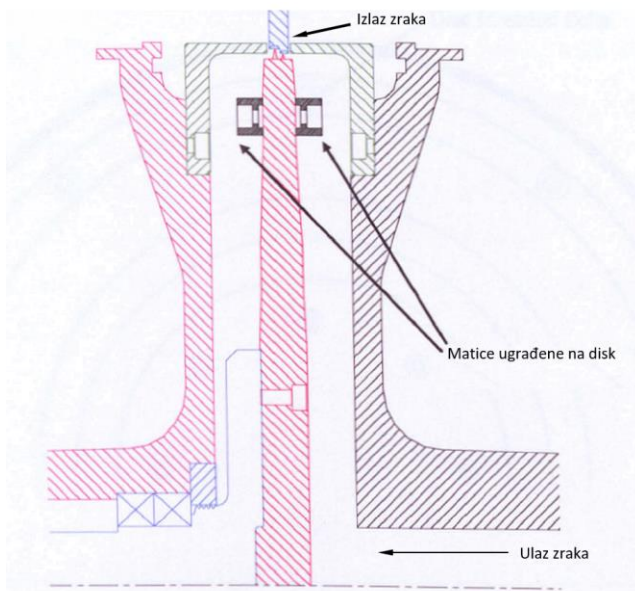
Za drugi validacijski slučaj iskorišteni su podaci o mjerenjima koja su provedena u sklopu izrade doktorske disertacije na sveučilištu Sussex [6]. Na fizikalnom modelu rotirajućeg diska s ugrađenim izbočinama u obliku pravilnih šesterokutnih matrica, autorica je provela niz mjerenja kako bi analizirala utjecaj dimenzija, razmaka (cirkularnog) i radijalne pozicije izbočina te narinutog protoka zraka na moment. Kao i u prethodnom slučaju, mjerenja su dobro dokumentirana i bilo ih je moguće rekonstruirati. Za validaciju je odabrana jedna geometrijska konfiguracija (18 jednoliko raspoređenih matrica, visine 11 mm i promjera upisane kružnice 16 mm, ugrađenih na promjeru diska 400 mm) za četiri brzine vrtnje uz konstantni maseni protok zraka.



Slika 32 – ispitni model (preuzeto iz [6])

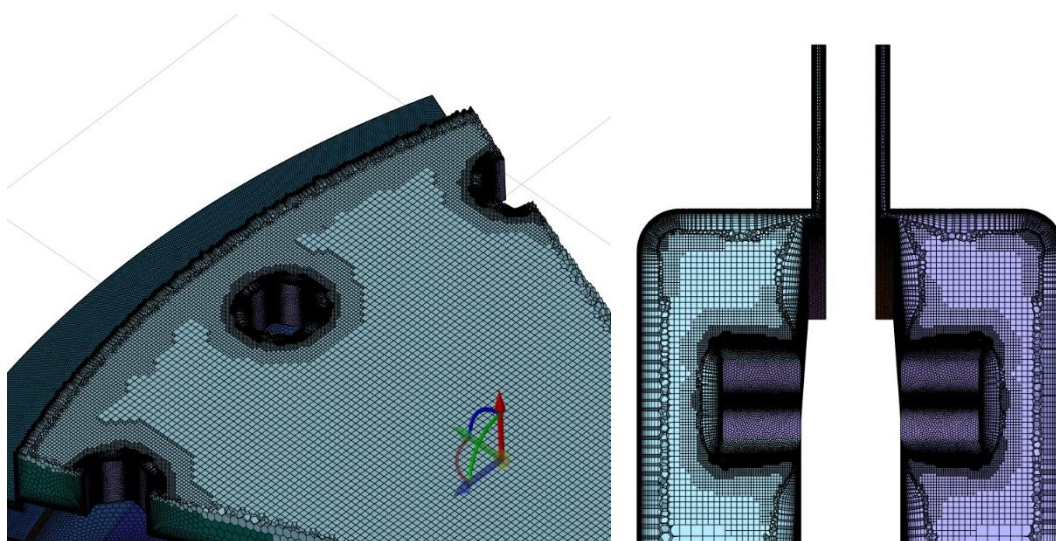
Ispitni model i shematski prikaz presjeka diska prikazani su na slikama 32 i 33. Pokus je proveden uz maseni protok 0,4 kg/s stlačenog zraka pri tlaku ~5.9 bar. Brzine vrtnje kretale su se od 2000 min<sup>-1</sup> do 8600 min<sup>-1</sup>. Raspon Reynoldsovog broja iznosio je od 0,362·10<sup>7</sup> do 1,323·10<sup>7</sup>.

Deklarirana mjerna nesigurnost za mjerene veličine iznosila je 1,12 Nm za moment i  $32,5 \text{ min}^{-1}$  za brzinu vrtnje za sve navedene mjerne točke.

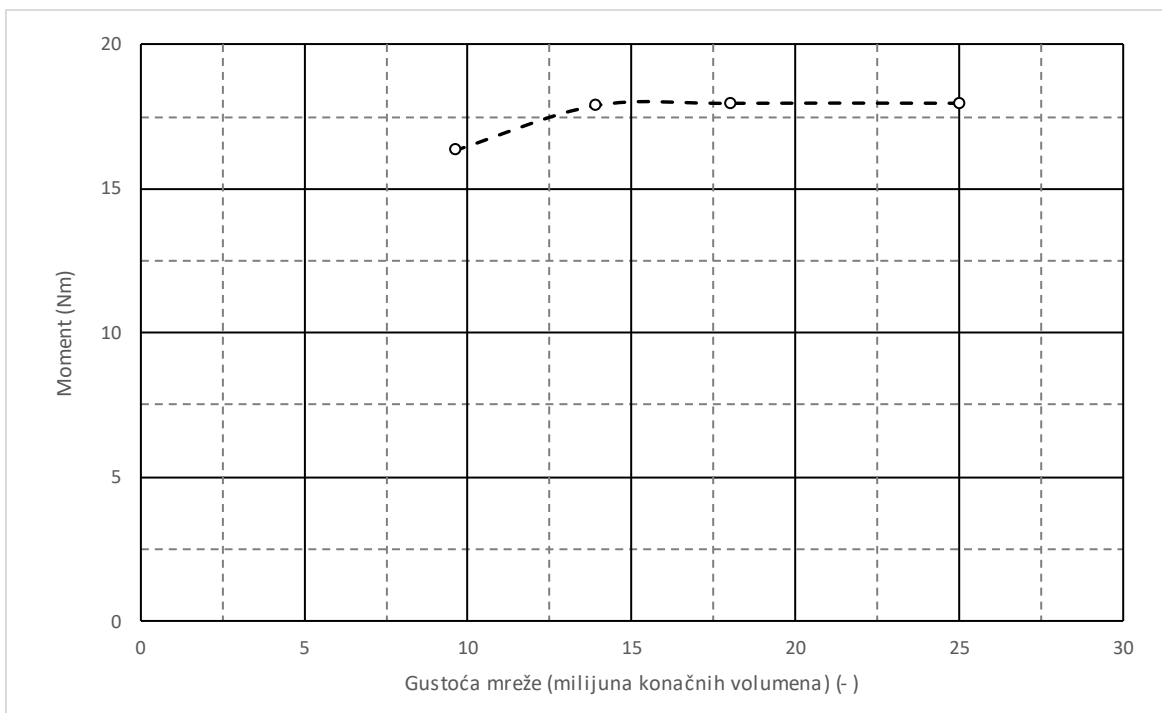


Slika 33 – shematski prikaz presjeka modela (preuzeto iz [6])

CFD modelom obuhvaćena je 1/9 rotirajuće domene. Na ulazu u domenu primijenjen je rubni uvjet masenog protoka, na izlazu statičkog tlaka, a na bočnim plohama 1/9 domene periodički rubni uvjet. Modelirana je samo zona fluida. Studija neovisnosti rješenja o gustoći poliedarne mreže s 24 prizme uz zidove (Slika 34) provedena za jednu radnu točku pokazala je da se s mrežom od 13.9 milijuna konačnih volumena dobiva rješenje neovisno o gustoći mreže (Slika 35).

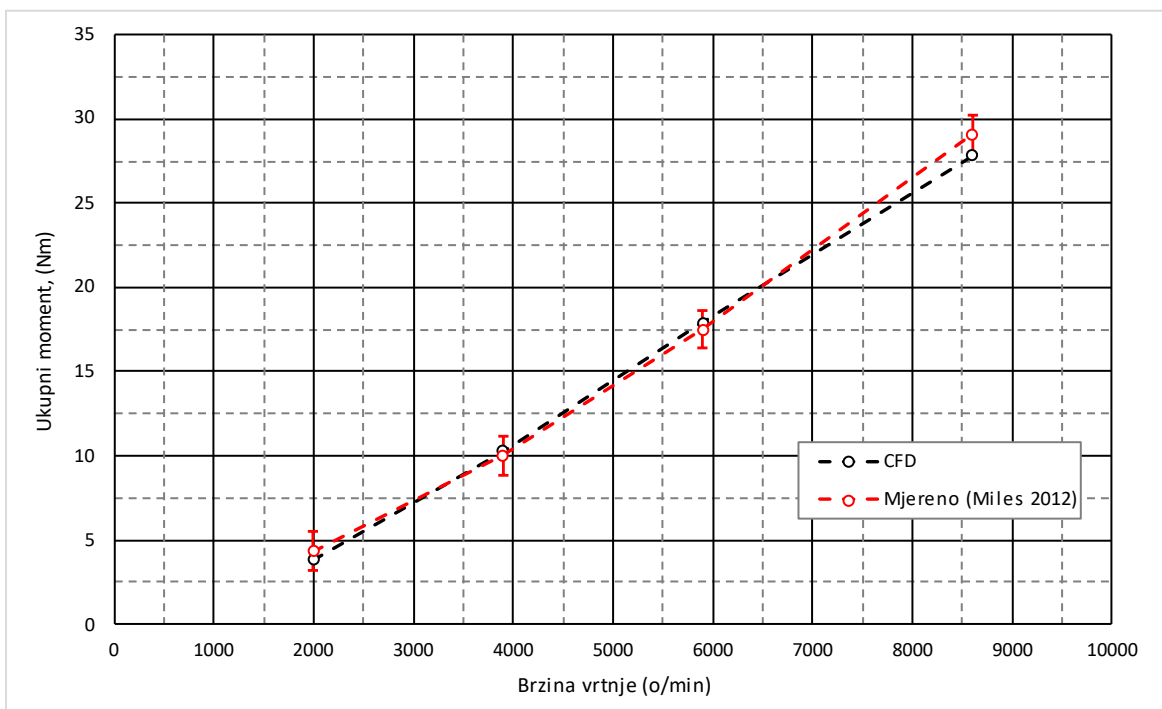


Slika 34 – poliedarna mreža CFD modela koji je korišten pri validaciji



Slika 35 – studija neovisnosti rješenja o gustoći mreže

Simulacije su provedene za navedene četiri radne točke, a kriterij konvergencije bila je konvergencija rješenja za ukupni moment koji je praćen tijekom simulacija. U nastavku su usporedno prikazane izračunate i izmjerene vrijednosti momenta.



Slika 36 – dijagramski prikaz izmjerenih i izračunatih (CFD) vrijednosti momenta s prikazom mjerne pogreške za moment prema [6]



Tablica 8 – usporedba izmjerenih i izračunatih iznosa momenta

<b>n</b>	<b>Re<sub>φ</sub></b>	<b>M<sub>mjereno</sub></b>	<b>M<sub>CFD</sub></b>	<b>Razlika</b>
[ min <sup>-1</sup> ]	[ - ]	[ Nm ]	[ Nm ]	[ % ]
2000	0,362 · 10 <sup>7</sup>	4,35	3,81	-12,4%
3900	0,668 · 10 <sup>7</sup>	10,01	10,27	2,6%
5900	1,00 · 10 <sup>7</sup>	17,51	17,88	2,1%
8600	1,32 · 10 <sup>7</sup>	29,07	27,85	-4,2%

Podaci prikazani na slici 36 i tablici 8 pokazuju da se iznosi ukupnog momenta dobivenog simulacijama odlično poklapaju s izmjerenim vrijednostima. Svi izračunati momenti su unutar granice mjerne nesigurnosti, a najveće relativno odstupanje od izmjerene vrijednosti zabilježeno je za radnu točku pri 2000 min<sup>-1</sup> i iznosi -12,4%. Za sve preostale radne točke relativno odstupanje manje je od ±4,3%. Valja reći da se i autorica u svom radu u određenoj mjeri ogradila od rezultata pri manjim brzinama vrtnje zbog relativno velike mjerne nesigurnosti pri mjerenju momenta trenja u ležajevima modela koji je trebalo odbiti od svake radne točke, a koji pri manjim brzinama ima relativno veliki udio.

#### 4.4 Validacijski slučaj 3: generatori s istaknutim polovima

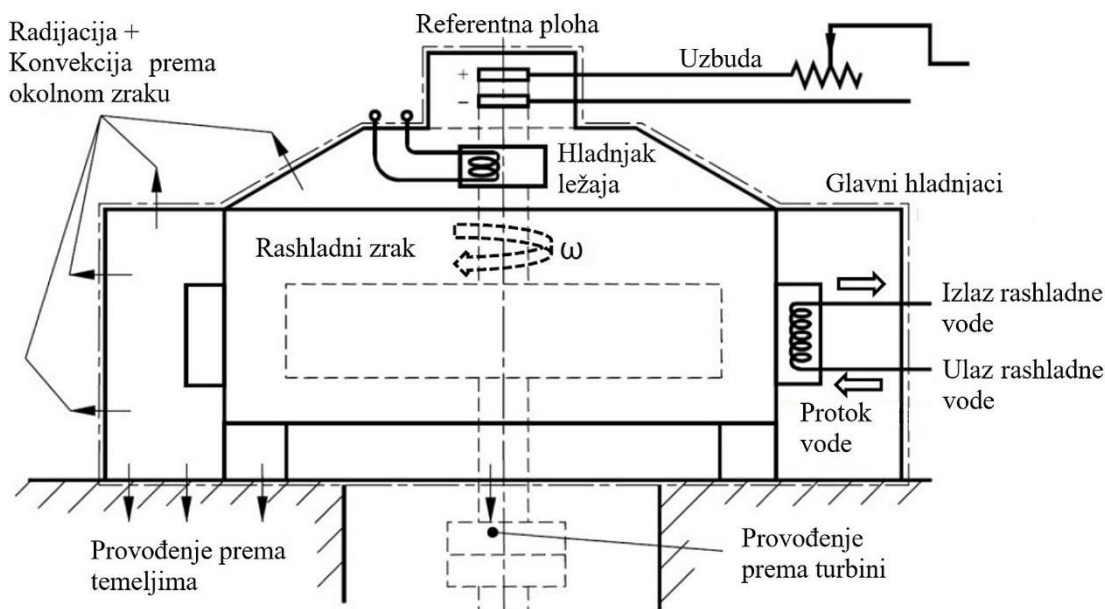
Treći validacijski slučaj odnosi se zapravo na niz od 6 izvedenih generatora na kojima je provedeno kvalitetno kalorimetrijsko mjerenje ventilacijskih gubitaka u pogonskim uvjetima. Odabrani generatori pokrivaju sva četiri osnovna tipa ventilacije (opisana u poglavlju 2.1.2.1). Ovi validacijski slučajevi istodobno su i modeli na kojima su provedene osnovne analize utjecaja pojedinih komponenata rotora na generiranje ventilacijskih gubitaka, što će kasnije biti prodiskutirano u poglavlju 5. Riječ je zapravo o najsloženijim validacijskim slučajevima kojima se željelo potvrditi prihvatljivost odabranog pristupa za izračun ventilacijskih gubitaka generatora. Popis, oznake i osobine osnovnih modela generatora prikazani su u tablici 9. Osim tih modela, za pojedine modele generatora izrađeni su dodatni modeli s preinakama na konstrukciji čija svrha je bila istražiti određene pojave u generatoru koje su uočene analizom osnovnog slučaja. U nastavku je na primjeru generatora G1 detaljno opisana kalorimetrijska metoda koja je korištena pri mjerenju gubitaka svih generatora, mjerna oprema i izračun mjerne nesigurnosti te su prikazani detaljni podaci i provedena analiza rezultata mjerenja. Zatim su za generatore G1 i G2 prikazani rezultati GCI analize (*engl. grid convergence index*) kako bi se procijenila numerička pogreška izračuna koja je posljedica diskretizacije domene te kako bi se definirala minimalna potrebna gustoća mreže, što je kasnije poslužilo pri izradi mreže za preostale modele. Na kraju su, u tablici 17 usporedno prikazani rezultati izračunatih ventilacijskih gubitaka i protoka zraka svih modela s rezultatima mjerenja.

Tablica 9 – lista i karakteristike osnovnih modela generatora

Oznaka modela	G1	G2	G3	G4	G5	G6
Nazivna snaga [MW]	160	25	21,5	6,7	66,7	34
Broj polova [ - ]	18	14	56	16	18	32
Nazivni broj okretaja [min <sup>-1</sup> ]	333,3	428,6	107,1	375	333,3	187,5
Vanjski promjer rotora [mm]	4988	3124	6383	2602	4396	5647
Unutarnji promjer statora [mm]	5050	3150	6400	2620	4440	5670
Vanjski promjer statora [mm]	5900	3820	6860	3150	5180	6300
Duljina polne papuče [mm]	2770	1120	890	635	1680	970
Zračni raspор [mm]	31	13	8,5	9	22	11,5
Obodna brzina pola [m/s]	87,0	70,1	35,8	51,1	76,7	55,4
Reynoldsov broj (Re <sub>6</sub> ) [ - ]	171007	57756	19281	29139	106957	40403
Taylorov broj (Ta <sub>2</sub> ) [ - ]	3,63·10 <sup>8</sup>	2,78·10 <sup>7</sup>	9,90·10 <sup>5</sup>	5,87·10 <sup>6</sup>	1,15·10 <sup>8</sup>	6,65·10 <sup>6</sup>
Tip ventilacije	B	C	C	C	D	A
Ventilator (c-centrifugalni; a-aksijalni)	a	c	c	c	a	-
Vanjski promjer ventilatora [mm]	4562	2790	5800	2285	4103	-
Unutarnji promjer ventilatora [mm]	4364	2290	5500	1820	3873	-
Širina ventilatora (aksijalno) [mm]	-	80	60	80	-	-
Broj lopatica ventilatora [ - ]	54	28	45	16	54	-
Kut postavljanja lopatice ventilatora [ ° ]	20°	45°	20°	35°	20°	-
Broj radijalnih kanala u jarmu rotora (aksijalno) [ - ]	4	-	-	-	-	5
Širina radijalnog kanala rotora (aksijalno) [mm]	40	-	-	-	-	30
Unutarnji promjer radijalnog kanala rotora	3200	-	-	-	-	3994
Vanjski promjer radijalnog kanala rotora [mm]	4378	-	-	-	-	5224

#### 4.4.1 Mjerna metoda

Sva mjerenja ventilacijskih gubitaka generatora u ovom radu provedena su u sklopu primopredajnih ispitivanja primjenom kalorimetrijske metode prema normi IEC 60034-2-2:2012 [41]. Shematski prikaz metode prikazan je na slici 37.



Slika 37 – shematski prikaz generatora za vrijeme kalorimetrijske metode mjerenja gubitaka s označenim referentnim presjecima i plohama (izvor: [41])

Tijekom pokusa, neuzbuđeni rotor rotira sinkronom brzinom u mehaničkoj vrtnji (prema IEC normi brzina vrtnje smije varirati  $\pm 1$  % od nazivne). Toplina koja nastaje zbog ventilacijskih gubitaka podiže temperaturu rashladnog zraka koji cirkulira u zatvorenom rashladnom krugu i pri tome na svom putu zagrijava dijelove generatora (stator, rotor, zidove generatorske bačve itd.), a suvišak topline predaje rashladnoj vodi koja prolazi kroz izmjenjivače topline voda-zrak ugrađene na kućište generatora. Na izmjenjivačima topline mjere se protok vode te temperatura na ulazu i izlazu iz hladnjaka. Istovremeno se mjere i temperature vanjskih zidova generatorske bačve te okolnog zraka, kako bi se mogla izračunati/procijeniti disipacija topline s referentne plohe prema okolini (Slika 37). Nakon što se postigne stacionarno stanje sustava (za što uobičajeno treba 10-30 sati, ovisno o veličini i početnom stanju stroja te uvjetima hlađenja) pokus se smatra završenim. Kriterij postizanja stacionarnog stanja sustava jest da je promjena svih temperatura unutar posljednja dva sata manja od  $1$  °C, i da su mjereni (i izračunati) gubici tijekom dva uzastopna sata u granicama  $\pm 1$  %. Kao što će kasnije biti pokazano, ovi kriteriji su na kraju pokusa značajno premašeni što garantira kvalitetu izmjerenih rezultata koji će se kasnije koristiti za validaciju primjene CFD modela za izračun ventilacijskih gubitaka. Na isti način izmjereni su gubici svih generatora koji su kasnije modelirani i korišteni u analizama.

Ukupni ventilacijski gubici stroja računaju se iz umnoška masenog protoka rashladne vode i razlike temperatura vode na ulazu i izlazu iz hladnjaka kojemu se doda/oduzme toplina disipirana na okolinu kroz referentnu plohu, kao što je to prikazano na slici 37. Prema tome, ukupni ventilacijski gubici računaju se prema izrazu:

$$P_v = c_p \cdot Q_w \cdot \rho_w \cdot \Delta T_w + \sum \alpha \cdot A \cdot \Delta T_s \quad (4.1)$$

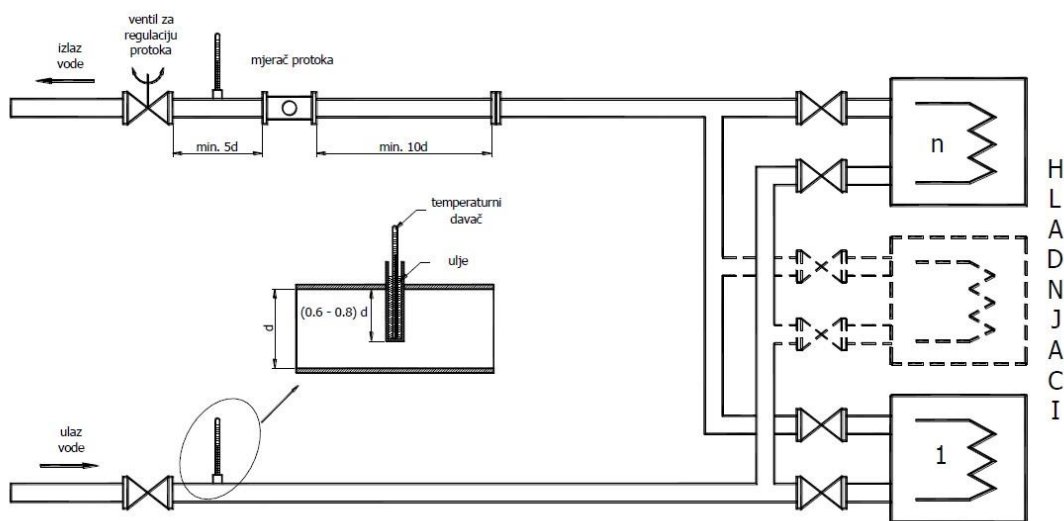
gdje su:

- $c_p$  - specifični toplinski kapacitet vode (J/kgK)
- $Q_w$  - volumni protok rashladne vode (m<sup>3</sup>/s)
- $\rho_w$  - gustoća vode (kg/m<sup>3</sup>)
- $\Delta T_w$  - razlika temperature vode na ulazu i izlazu iz hladnjaka (°C)
- $\alpha$  - koef. prijelaza topline između plašta generatora i okoline (W/m<sup>2</sup>K)
- $A$  - površina oplošja plašta generatora (m<sup>2</sup>)
- $\Delta T_s$  - razlika temperatura stijenke oplošja generatora i okolnog zraka (°C)

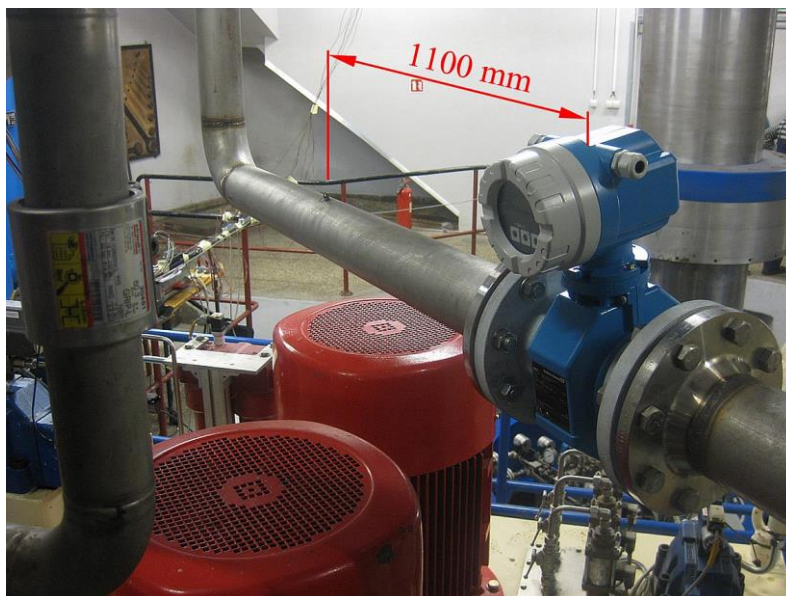
Prema [41], da bi se mjerenje smatralo ispravnim, toplina disipirana na okolinu kroz referentnu plohu treba biti manja od 5% ukupnih gubitaka.

#### 4.4.2 Mjerna oprema i mjerni postav (generator G1)

Prilikom mjerenja korištena je umjerena mjerna oprema visoke točnosti, a sva mjerna mjesta izvedena su u skladu sa zahtjevima norme IEC 60034-2-2:2012. Protok vode mjeren je pomoću elektromagnetskog mjerača protoka Promag 10W, proizvođača Endress & Hauser, s deklariranom mjernom nesigurnosti  $\pm 0,5\%$  očitavanja. Protokomjer je na cijev promjera 100 mm postavljen na udaljenosti 1100 mm od uzvodnog poremećaja te  $>500$  mm od nizvodnog poremećaja, što je u skladu s preporučenim razmacima za tu vrstu mjerenja (10D, odnosno 5D; Slika 38 i Slika 39).



Slika 38 – shematski prikaz rashladnog kruga generatora i smještaja mjerne opreme

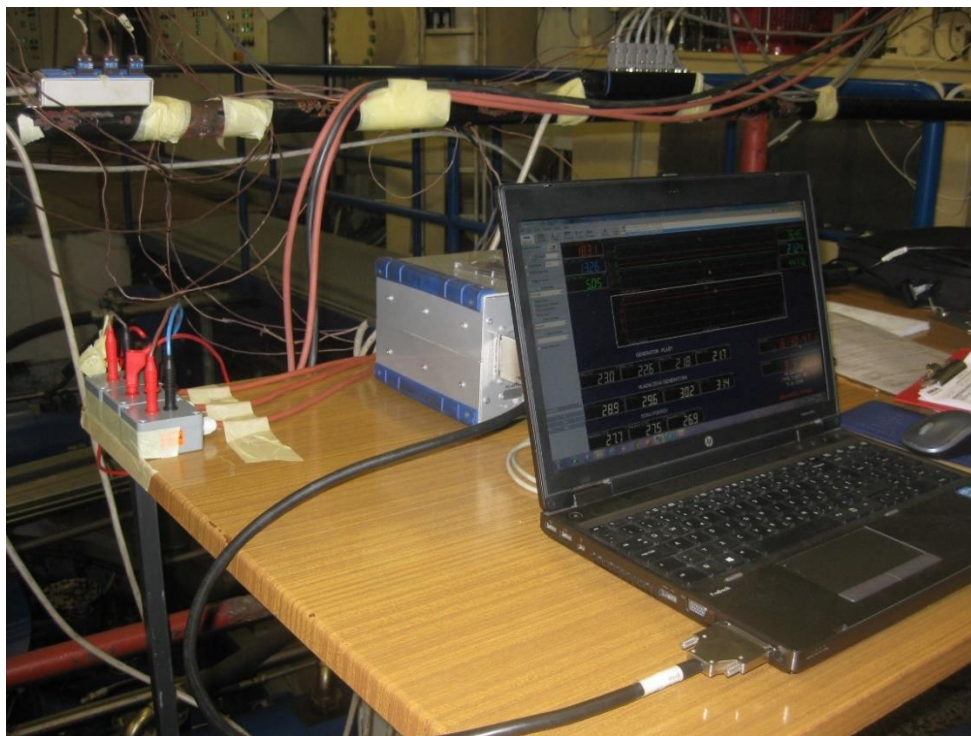


Slika 39 – mjerač protoka s ravnim dijelom cijevi te mjernim mjestom za mjerenje temperature odlazne rashladne vode generatora (udaljenost 1100 mm  $>$  10d)

Temperatura ulazne i izlazne vode iz hladnjaka mjerena je pomoću umjerenih Pt100 sondi koje su umetnute u uljne džepove u posebno pripremljeni ravni segment cijevi ugrađen na dovodnu i odvodnu cijev kao što je to prikazano na slikama 38 i 39. Da bi se pogreška mjerenja razlike temperatura ulazne i izlazne vode smanjila na najmanju moguću mjeru, uparene su dvije Pt100 sonde koje su imale isto odstupanje od kalibrirane vrijednosti.

Za mjerenje temperatura aktivnih dijelova generatora (namot u utoru i statorski paket) korištene su standardne ugrađene Pt100 sonde. Temperatura statorskog namota mjerena je u 9 (3 x 3 faze), a statorskog paketa u 6 (2 x 3 paketa) mjernih presjeka. Na taj način dobivena je vrlo kvalitetna temperaturna slika statora.

Preostale temperature (oplošje generatorske bačve, okolni zrak) mjerene su pomoću termoparova tipa "T", klase 1, čija je deklarirana točnost 0,5 °C. Ovdje treba napomenuti da su svi termoparovi uzeti s istog koluta žice, pa je očekivana točnost *razlike temperatura* (između okolnog zraka i zidova oplošja generatorske bačve) još veća. Cijeli mjerni lanac za mjerenje temperatura umjeren je, a podaci sa svih mjernih uređaja prikupljeni su pomoću sustava za prikupljanje podataka Dewesoft koji je također umjeren.



*Slika 40 – Dewesoft sustav za prikupljanje podataka*

### 4.4.3 Mjerna nesigurnost

Svaki rezultat mjerenja izražava se pomoću izmjerene vrijednosti i mjerne nesigurnosti. Prema [42] i [43], dvije su osnovne sastavnice mjerne nesigurnosti:

1. standardna mjerna nesigurnost tipa A ( $u_A$ ),
2. standardna mjerna nesigurnost tipa B ( $u_B$ ).

Ove dvije sastavnice čine *ukupnu mjernu nesigurnost*  $u_C$ , koja predstavlja geometrijski zbroj A i B komponentata, a računa se prema izrazu:

$$u_C = \sqrt{u_A^2 + u_B^2} \quad (4.2)$$

*Mjerna nesigurnost tipa A* dobiva se statističkom obradom neovisnih mjerenja i može se izraziti standardnom devijacijom aritmetičke sredine, odnosno standardnom pogreškom. Ona predstavlja slučajnu komponentu pogreške mjerenja, njeni uzroci se smatraju nepoznatima, a vrijednost joj opada s povećanjem broja mjerenja. Mjerne veličine najčešće podliježu normalnoj Gaussovoj razdiobi, a posljedica toga je da slučajne pogreške mogu poprimiti bilo koju vrijednost (s različitim vjerojatnostima) i da se standardna devijacija pojedinačnog mjerenja računa prema izrazu:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.3)$$

a rasipanje aritmetičke sredine  $n$  mjerenja, odnosno standardna pogreška aritmetičke sredine:

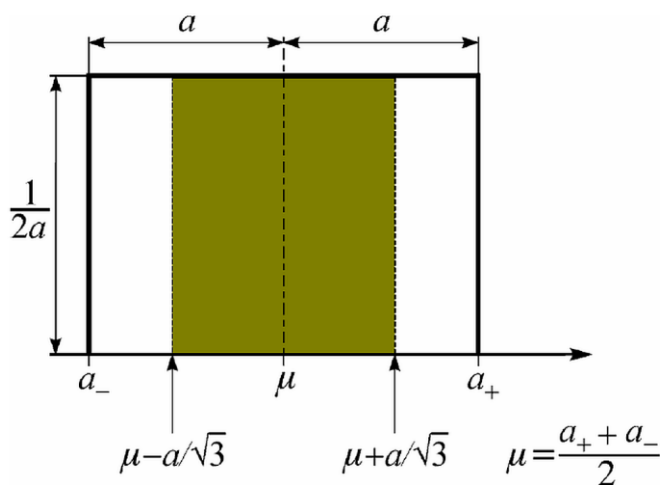
$$s_{\bar{x}} = u_A = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (4.4)$$

Gornji izraz vrijedi ako je broj mjernih uzoraka dovoljno velik ( $n \geq 10$ ). Za manji broj uzoraka umjesto normalne razdiobe, koristi se Studentova razdioba koja je načelno istog oblika (zvonolikog) kao i normalna, ali nešto šira, te ovisi o broju uzoraka. U analizi se koristi faktor „t“ studentove razdiobe kojim proširujemo granicu za standardnu devijaciju u cilju postizanja iste pouzdanosti kao i za normalnu razdiobu. U tom slučaju za ocjenu pogreške izraz (4.4) proširuje se s faktorom t koji ovisi o broju uzoraka, a nalazimo ga u statističkim tablicama. Za mali broj uzoraka  $n$ , i veliku pouzdanost P, faktor t može poprimiti velike vrijednosti (primjerice, za P=95% i  $n=3$   $t=4,3$ ).

$$s_{\bar{x}} = u_A = t \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (4.5)$$

*Mjerna nesigurnost tipa B* (koja načelno odgovara pojmu sustavne pogreške) ne ovisi o broju ponovljenih mjerenja  $i$ , ukoliko odstupanje izmjerene vrijednosti nije očito u odnosu na očekivani rezultat mjerenja, teže ju je uočiti i kvantificirati. Kako bi se maksimalno umanjila mogućnost grube pogreške, pri provedbi mjerenja potrebno je voditi računa da mjerna mjesta, metode i instrumentarij

za pojedine mjerne veličine budu u skladu s normama i dobrom inženjerskom praksom. Ova komponenta mjerne nesigurnosti procjenjuje se na temelju prijašnjih podataka, iskustva, podataka o umjeravanju mjernih uređaja ili podataka proizvođača o mjernom uređaju. U ocjeni pogreške tipa B, vrlo često se, zbog manjka ostalih podataka, koriste granice pogrešaka za mjerne uređaje ( $\pm a$ ), što predstavlja garantirano najveće moguće odstupanje izmjerene vrijednosti od prave vrijednosti. Kod ispravnog mjernog uređaja, ove granice nikada nisu prijeđene. U tom slučaju primjenjuje se pravokutna apriorna razdioba (Slika 41), a vjerojatnost da se izmjerena veličina nalazi unutar deklarirane granice iznosi 100%.



Slika 41 – pravokutna apriorna razdioba

Standardna devijacija pravokutne razdiobe iznosi:

$$s = u_B = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad (4.6)$$

a vjerojatnost da vrijednost izmjerene veličine leži u intervalu  $\pm \frac{a}{\sqrt{3}}$  iznosi 58%.

Ukupna mjerna nesigurnost  $u_c$  računa se prema izrazu (4.2), a vjerojatnost da se izmjerena vrijednost nalazi unutar intervala  $\bar{x} \pm u_c$  iznosi 68% (58% za pravokutnu razdiobu). U iskazivanju mjerne nesigurnosti najčešće se zahtijeva veća razina pouzdanosti pa se koristi tzv. *proširena mjerna nesigurnost*  $U$ , koja se dobiva kao produkt standardne nesigurnosti  $u_c$  i obuhvatnog faktora  $k$ :

$$U = k \cdot u_c \quad (4.7)$$

Obuhvatni faktor  $k$  najčešće iznosi 2 do 3 i tada vjerojatnost da je vrijednost izmjerene veličine unutar intervala  $\pm U$  iznosi 95% ( $k=2$ ) do 99% ( $k=3$ ). Pri izražavanju izmjerene veličine potrebno je iskazati sve tri informacije: vrijednost izmjerene veličine, raspon mjerne nesigurnosti i pouzdanost raspona pogreške (ili faktor  $k$ ).



U slučajevima kada se veličina od interesa Y mjeri posredno, mjerenjem drugih nekoreliranih fizikalnih veličina  $X_i$ , a zatim računa pomoću funkcijskog izraza  $f(X_i)$ , složena mjerna nesigurnost za veličinu Y, računa se prema izrazu:

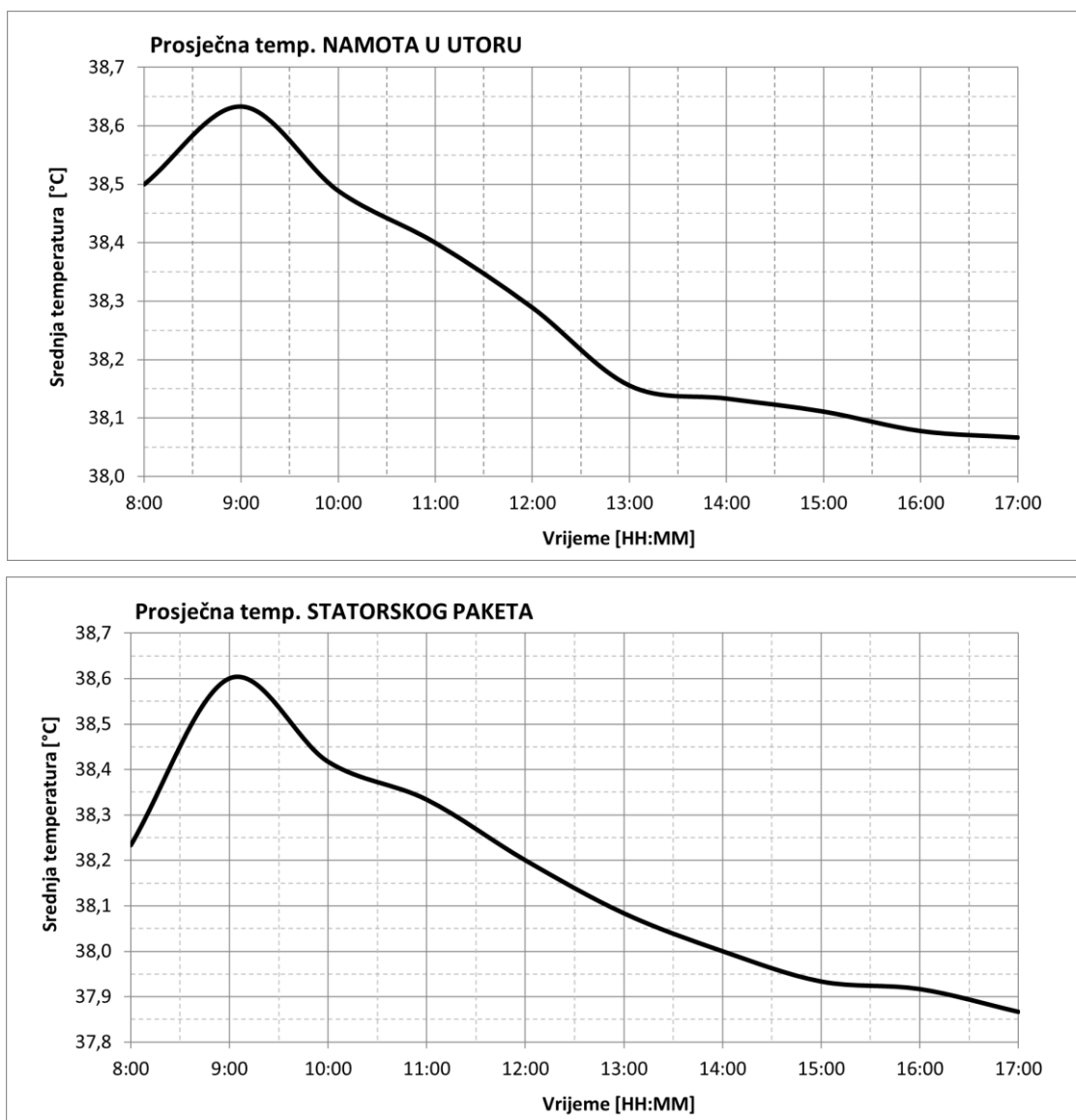
$$u_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial X_i} \cdot u_{X_i} \right)^2} \quad (4.8)$$

Parcijalne derivacije u gornjoj jednadžbi nazivaju se i *koficijenti osjetljivosti C*, jer pokazuju koliko se mjerni rezultat mijenja ovisno o promjeni određene ulazne veličine  $x_i$  [43].

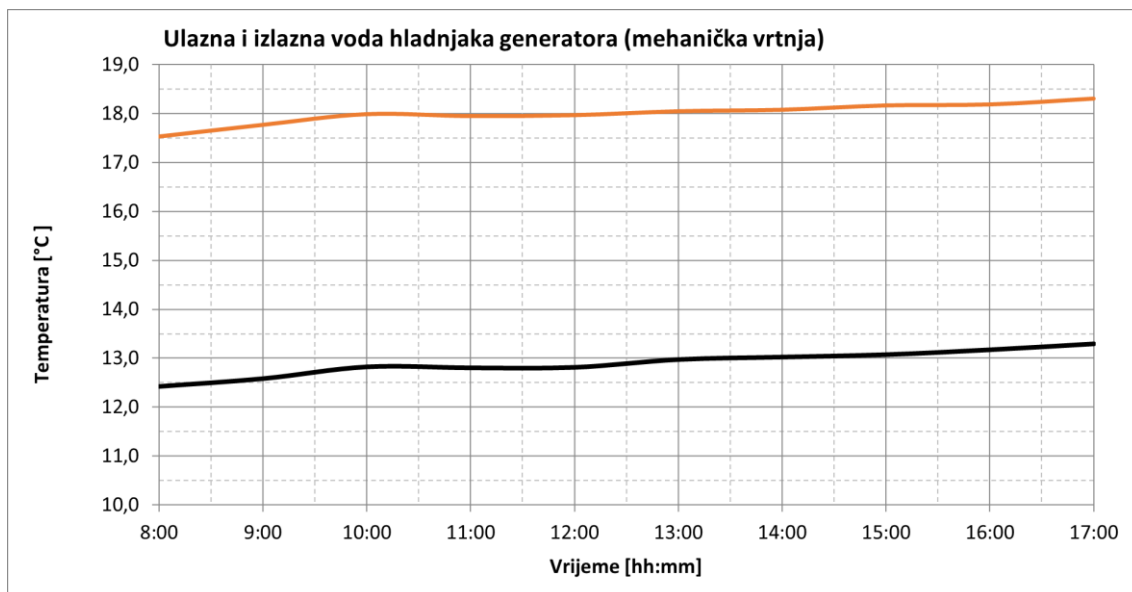
Budući da se pri mjerenju ventilacijskih gubitaka direktno mjere druge fizikalne veličine (protok i temperature rashladne vode, površina presjeka za disipaciju energije na okolinu itd.), a ventilacijski gubici se računaju prema izrazu (4.1), to je pri izračunu mjerne nesigurnosti korišten izraz (4.8). S obzirom na postupak provedbe kalorimetrijskog pokusa (do stagnacije temperatura), te na činjenicu da ga je nepraktično ponavljati kako bi se dobio veći broj mjerenja (što je nužno da bi se odredila mjerna nesigurnost tipa A), određivanje mjerne nesigurnosti tipa A za kalorimetrijski pokus nije provedeno, nego je ukupna mjerna nesigurnost svedena na ocjenu mjerne nesigurnosti tipa B za svaku pojedinačno mjerenu fizikalnu veličinu, odnosno na složenu mjernu nesigurnost za ventilacijske gubitke. Za sve izražene mjerne nesigurnosti korišten je obuhvatni faktor  $k=2$  uz pouzdanost intervala pogreške 95%.

#### 4.4.4 Rezultati mjerenja ventilacijskih gubitaka (generator G1)

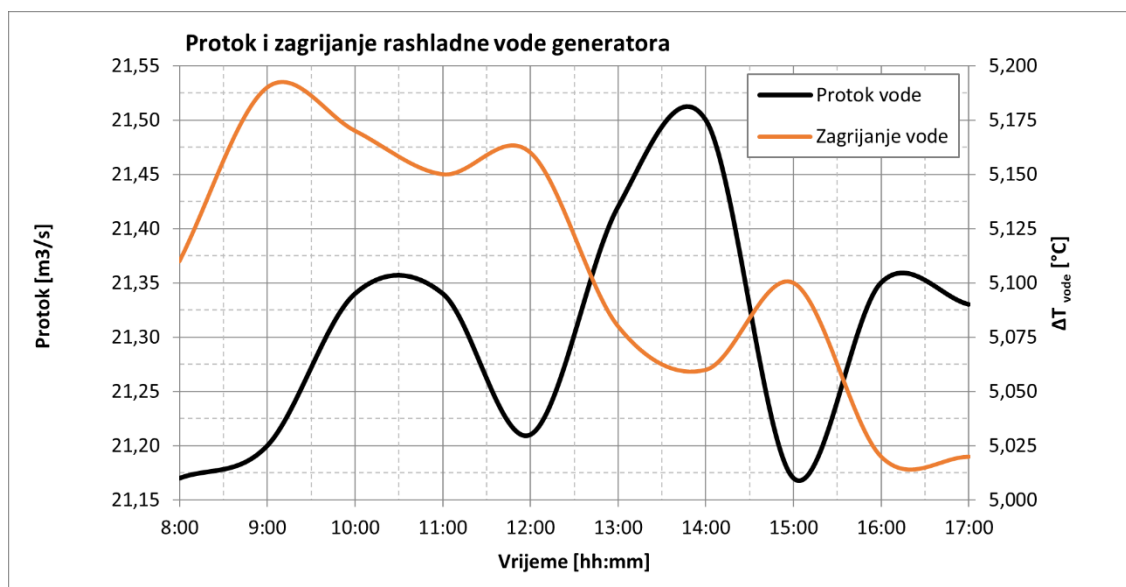
Ovdje su prikazani konačni rezultati na kraju pokusa te dijagrami s vremenskim zapisom najvažnijih mjerenih veličina. Zapisivanje mjernih veličina započelo je u 8:00 sati ujutro i trajalo je sve do 17:00 kad je pokus završio. Vrijedno je napomenuti da je mehanička vrtnja stroja započela dan ranije oko 18:00, i da se stroj cijelu noć vrtio u režimu mehaničke vrtnje kako bi ujutro već dostigao određenu razinu stagnacije.



Slika 42 – stagnacija temperatura namota u utoru statora (gore) i statorskog paketa (dolje) tijekom pokusa



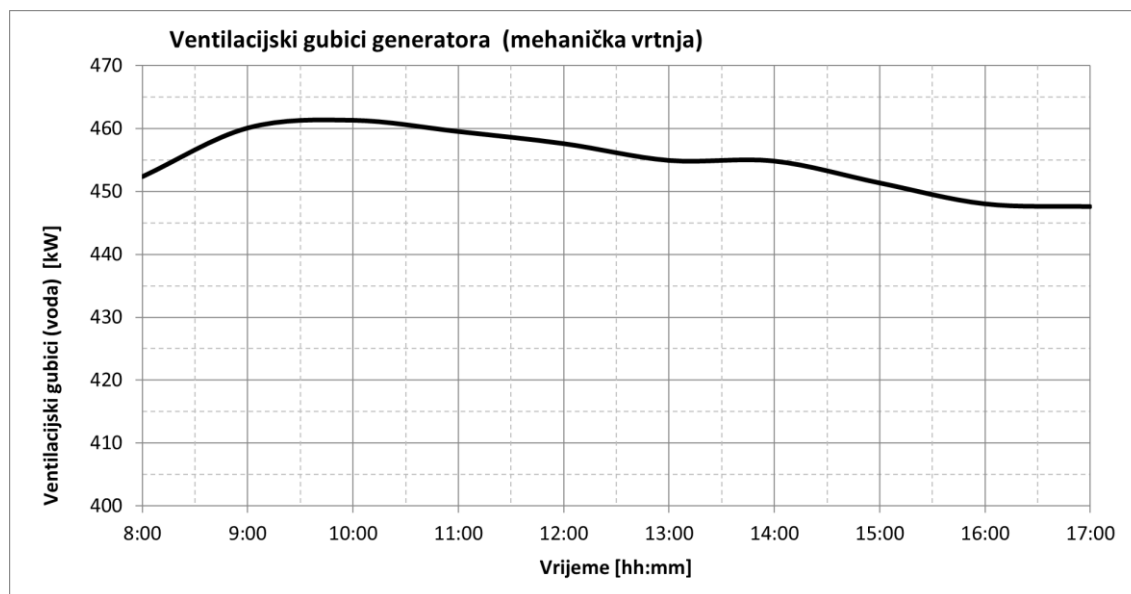
Slika 43 – kretanje ulazne (crno) i izlazne (crveno) temperature rashladne vode tijekom pokusa



Slika 44 – protok i razlika temperature (izlaz-ulaz) vode tijekom zadnjih 9 sati pokusa

Točno mjerenje protoka te temperature ulazne i izlazne rashladne vode ključni su tijekom mjerenja gubitaka kalorimetrijskom metodom. Budući da se ovakvi pokusi provode u pogonskim uvjetima, često je vrlo teško postići stacionarne uvjete. To se može vidjeti i na dijagramu na slici 43 koji pokazuje blagi kontinuirani porast temperature ulazne (i izlazne) vode. To je posljedica činjenice da se rashladna voda oduzima ispred ulaza u turbinu i da nije moguće upravljati njenom temperaturom. Važniju informaciju za kalorimetrijska ispitivanja pokazuje Slika 44 na kojoj se vidi

da je promjena razlike temperatura ulazne i izlazne vode tijekom posljednjih 9 sati manja od 4%, a tijekom posljednja tri sata pokusa, manja od oko 0,7%.



*Slika 45 – udio ventilacijskih gubitaka odvedenih na rashladnu vodu*

Protok rashladne vode bio je približno konstantan, a tijekom 9 sati zapisivanja podataka srednje kvadratično odstupanje od prosječne vrijednosti iznosilo je 0,53%, dok je za zadnja tri sata iznosilo 0,46 %. Prosječni udio ventilacijskih gubitaka odvedenih na rashladnu vodu tijekom zadnja tri sata pokusa iznosio je 449,02 kW, a srednje kvadratično odstupanje od prosječne vrijednosti 2,051 kW, odnosno 0,46%. Ovime je zadovoljen kriterij da odstupanje izračunatih kalorimetrijskih gubitaka unutar zadnja dva sata bude manji od  $\pm 1\%$ . Kao što se vidi na dijagramima prikazanim na slici 42, i temperature aktivnih dijelova stroja približno su dostigle stacionarno stanje (promjena temperatura posljednja tri sata manja je od  $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) što također potvrđuje da je kalorimetrijska metoda mjerenja ventilacijskih gubitaka ispravno provedena. U nastavku su prikazani konačni rezultati kalorimetrijskog mjerenja ventilacijskih gubitaka. Vrijedno je napomenuti da je toplina disipirana preko referentne površine na okolinu (Tablica 10) izračunata na temelju razlike temperatura zraka unutar generatorske bačve i okolnog zraka. Koeficijenti prolaza topline izračunati su na temelju poznatih izraza iz nauke toplini, a u obzir je uzeta konvekcija s obje strane zida, provođenje kroz zid te zračenje. Svojstva svih materijala očitana su iz tablica u literaturi [30].

Tablica 10 – konačni rezultati: disipacija topline preko referentne plohe

	Gornji pokrov	Plajt	Donji pokrov
A [m <sup>2</sup> ]	50,3	58,0	9,1
t <sub>1</sub> [°C]	29,6	29,6	29,6
t <sub>2</sub> [°C]	17,3	22,1	16,2
k [W/m <sup>2</sup> K]	0,19	2,11	5,00
Odvedena toplotina [kW]	0,12	0,92	0,61

Sveukupno [kW]	1,65	±0,33 <sup>4</sup>
----------------	------	--------------------

Tablica 11 – konačni rezultati: kalorimetrijski gubici odvedeni na vodu i ukupni ventilacijski gubici

	Izmjerena veličina	Mjerna nesigurnost	Napomena
Q (l/s)	21,33	±0,062	n=1; k=1; 58%
ulazna voda (°C)	13,29	±0,075	n=1; k=1; 58%
izlazna voda (°C)	18,31	±0,075	n=1; k=1; 58%
ΔT <sub>vode</sub> (K)	5,02	±0,11	n=1; k=1; 58%
Q (m <sup>3</sup> /s)	0,0213	±6,2E-05	n=1; k=1; 58%
ϑ <sub>VODE-AVG</sub> (°C)	15,80	±0,075	n=1; k=1; 58%
c <sub>p</sub> (kJ/kg K)	4193,00	-	nepoznato
ρ (kg/m <sup>3</sup> )	998,96	-	nepoznato
P <sub>VODA</sub> (kW)	448,01	±19,12	n=1; k=1,98; 95%
P <sub>DISIPACIJA</sub> (kW)	1,65	±0,50	n=1; k=1,98; 95%
<b>P<sub>VENT</sub> (kW)</b>	<b>449,66</b>	<b>±19,13</b>	<b>n=1; k=1,98; 95%</b>

<sup>4</sup> Konzervativna procjena u iznosu 30% izmjerene/izračunate vrijednosti

#### 4.4.5 Rezultati mjerenja protoka zraka (generator G1)

Poznato je da je točno mjerenje protoka fluida iznimno ovisno o postizanju izobraženih uvjeta strujanja koja je u pogonskim uvjetima na hladnjacima praktički nemoguće postići. Eksperimentalno određivanje protoka zraka kroz hladnjake hidrogeneratora u pogonskim uvjetima uobičajeno se provodi direktnim mjerenjem na izlazu iz hladnjaka ([44], [45]). Postupak se najčešće provodi metodom integracije protoka zraka pomoću umjerenog anemometra s krilcem. Rezultat takvog mjerenja je prosječna brzina zraka na izlazu iz hladnjaka koja se dobiva kao omjer prijednog puta (izmjenog anemometrom s krilcem) i vremena integracije. Tako izmjerenu brzinu potrebno je dodatno korigirati s obzirom na kalibraciju anemometra koja se obavezno provodi prije mjerenja.

$$v_{sr,i} = \frac{S_i}{t_i} \quad (4.9)$$

Ukupni protok zraka kroz hladnjake generatora računa se prema izrazu:

$$Q_{sr} = \sum_{i=1}^n v_{sr,i} \cdot A_i \quad (4.10)$$

Ovdje valja reći da je mjerna nesigurnost kod mjerenja protoka zraka ovom metodom velika. Komparativna mjerenja protoka na hladnjaku montiranom na velikoj ventilacijskoj komori Končar – Instituta za Elektrotehniku, pokazala su da rezultat mjerenja uvelike ovisi o iskustvu mjeritelja i da su izmjerene vrijednosti protoka uvijek veće od stvarnog [45]. To je posebno izraženo ako se mjerenje obavlja bez izlaznog okvira/usmjerivača koji se može ugraditi na izlaz iz hladnjaka (kao što je to u ovom slučaju bila riječ). Usporedno mjerenje protoka na hladnjaku anemometrom s krilcem i mjerno-usisnim kolektorom (izrađenim prema ISO 5801:1997) ugrađenim na veliku ventilacijsku komoru pokazao je da je protok mjeren anemometrom od strane iskusnog mjeritelja u prosjeku oko 13% veći od stvarnoga, dok se ta vrijednost penje na oko 18% kod neiskusnog mjeritelja. Stoga, u nedostatku egzaktnije metode, procjenjujemo da je mjerna nesigurnost izmjerenih protoka pomoću anemometra s krilcem +0% / -15%. Rezultati mjerenja protoka zraka anemometrom na izlazu iz hladnjaka prikazani su u tablici 12.

Dodatna provjera protoka zraka moguća je ako se provede izračun protoka zraka preko kalorimetrije. Naime, tijekom mjerenja ventilacijskih gubitaka bilježene su i temperature zraka ispred i iza hladnjaka pa se na temelju jednadžbe (4.11) približno može izračunati protok zraka kroz generator.

$$P_{voda} = P_{zrak} = Q_{zr} \cdot c_{pzr} \cdot \rho_{zr} \cdot (T_{zr-topli} - T_{zr-hladni}) \quad (4.11)$$

Tablica 12 – rezultati mjerenja protoka zraka na hladnjacima generatora

Površina jednog hladnjaka	1,92	m <sup>2</sup>			
Hladnjak br.	Vrijeme t [s]	Put s [m]	Brzina v [m/s]	Korigirana brzina v <sub>kor</sub> [m/s]	Protok Q [m <sup>3</sup> /s]
1	56,2	172	3,06	2,88	5,54
2	68,9	219	3,18	2,99	5,74
3	72,5	236	3,26	3,06	5,87
4	82,7	271	3,28	3,08	5,91
5	73,5	232	3,16	2,97	5,70
6	77,7	251	3,23	3,04	5,83
7	76	246	3,24	3,04	5,84
8	84,2	278	3,30	3,10	5,95
				<b>Suma:</b>	<b>46,37</b>

Važno je napomenuti da je temperatura zraka na izlazu iz hladnjaka mjerena na svih osam hladnjaka (Tablica 13), a temperatura na ulazu u hladnjak (toploga zraka) samo na jednoj lokaciji unutar kućišta. Ova činjenica unosi dodatnu nesigurnost u izračunati protok zraka, jer nije poznato u kojoj mjeri izmjerena vrijednost temperature toploga zraka predstavlja srednju vrijednost, no na temelju iskustva može se reći da je rasipanje vrijednosti temperatura toploga zraka bitno manja nego hladnoga. Mjernu nesigurnost temperature toploga zraka možemo procijeniti na  $\pm 1$  K.

Tablica 13 – temperature na izlazu iz hladnjaka na kraju pokusa

Hladnjak	HL-1	HL-2	HL-3	HL-4	HL-5	HL-6	HL-7	HL-8
Temperatura	29,2	28,6	31,4	28,7	29,5	30,1	31,4	27,9

Tablica 14 – izračun protoka zraka preko kalorimetrije

$P_{VODA}$ (kW)	448,01
$T_{zrak-hladni}$ (°C) (prosječna vrijednost)	29,6
$T_{zrak-topli}$ (°C) (jedno mjerno mjesto)	38,0
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,135
$c_p$ (J/kgK)	1006,9
$Q_{ZRAKA}$ (m <sup>3</sup> /s)	<b>46,7 ±5</b>

Izračunata vrijednost protoka odlično se slaže s onom koja je izmjerena anemometrom (veća je za 0,6%). Na temelju svega do sada rečenog, ovaj iznos ukupnog protoka zraka možemo smatrati relevantnim za daljnje usporedbe i analize.

#### 4.4.6 Sumarni rezultati simulacija osnovnih modela generatora

Za sve modele, simulacije strujanja zraka provedene su na odabranom reprezentativnom kutnom isječku kojim su obuhvaćeni svi važni dijelovi generatora koji sudjeluju u ventilacijskom krugu: rotor (s ventilatorima i radijalnim kanalima, ako postoje), stator s glavama namota i radijalnim kanalima u statoru, kućište, hladnjak te povratni putovi za zrak u generatorskoj bačvi. Svi modeli izvedeni su uz primjenu kutne periodičnosti s periodičnim rubnim uvjetima na bočnim stijenkama modela. Pojedini elementima ventilacijskog kruga koji ne zadovoljavaju odabranu periodičnost (primjerice hladnjaci i otvori povratnih putova na pogonskoj strani stroja) prilagođene su dimenzije tako da se postigne definirana periodičnost, a da ukupni presjeci za strujanje zraka budu jednaki kao i na stvarnim strojevima. Razmatrane domene diskretizirane su s poliedarnom mrežom s heksaedrima u jezgri (tzv. „*poly-hexcore*“ mreža), a na zidovima je izrađen sloj prizmi kako bi se adekvatno obuhvatio granični sloj. Broj slojeva prizmi u zoni rotora kretao se od 12 do 16, a u ostalim zonama 3 do 6. Popis osnovnih parametara mreže svih modela prikazan je u tablici 15.

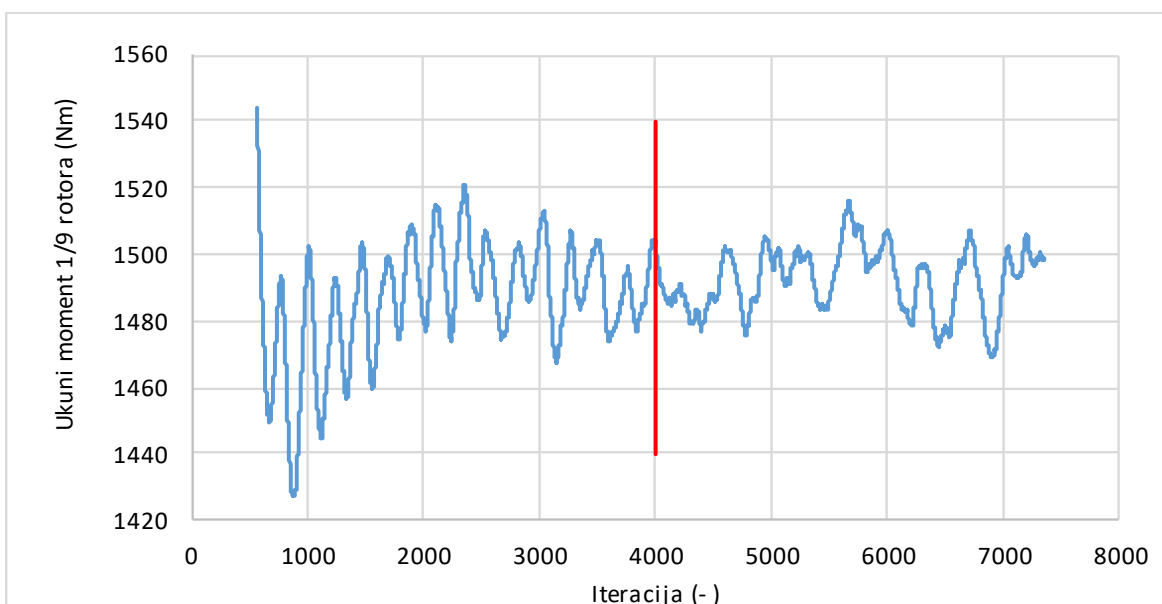
Tablica 15 – osobine modela generatora

Oznaka modela	G1	G2	G3	G4	G5	G6
Periodičnost	1/9 (40°)	1/7 (51,4°)	1/7 (51,4°)	1/8 (45°)	1/9 (40°)	1/8 (45°)
Ukupni broj elemenata	$7,89 \cdot 10^7$	$4,67 \cdot 10^7$	$3,59 \cdot 10^7$	$2,41 \cdot 10^7$	$4,91 \cdot 10^7$	$7,12 \cdot 10^7$
Broj elemenata rotora	$2,82 \cdot 10^7$	$2,30 \cdot 10^7$	$1,66 \cdot 10^7$	$1,02 \cdot 10^7$	$1,46 \cdot 10^7$	$3,18 \cdot 10^7$
Reprezentativna dimenzija elementa mreže [mm]	4,8	3,0	5,8	2,9	4,1	4,0

Za generatore G1 i G2 simulacije su provedene za tri gustoće mreže kako bi se analizirao utjecaj gustoće mreže na rezultat. Naime, kao što je već ranije spomenuto u poglavlju 3.2.2, kod primjene RANS modela turbulencije gustoća mreže utječe na numeričku pogrešku pa ju je potrebno svesti na prihvatljivu mjeru i iskazati njen iznos. Procjena pogreške koja proizlazi iz prostorne diskretizacije domene provodi se metodom određivanja indeksa konvergencije mreže (*engl. grid convergence index, GCI*) koja se temelji na Richardsonovoj ekstrapolaciji prema postupku opisanom u [46]. Sustavnim proglašivanjem mreže i obradom tako dobivenih rezultata dolazi se do procjene pogreške, ali i do „optimalne“ gustoće mreže modela. Kao značajne varijable odabrane su dvije integralne veličine: ukupni protok zraka kroz hladnjake i ukupni ventilacijski gubici. Sumarni rezultati GCI analize prikazani su u tablici 16 na str. 70.



Svi rezultati u ovom istraživanju dobiveni su primjenom sheme diskretizacije drugog reda točnosti (*second order upwind*) za sve konvektivne članove u transportnim jednačbama. Simulacije su smatrane završenim kada su reziduali svih komponenti brzine, turbulentne kinetičke energije i specifične brzine disipacije pali za najmanje tri reda veličine. No, kao glavni kriterij potvrde konvergencije rješenja, praćena je konvergencija ukupnog momenta modela rotora i protoka zraka kroz izmjenjivač topline. Kada je ocijenjeno da rješenje stabilno oscilira oko neke srednje vrijednosti, srednja vrijednost i standardna devijacija izračunati su za niz iteracija kako bi se kvantificirala fluktuacija rješenja oko srednje vrijednosti (Slika 46).



*Slika 46 – primjer konvergencije rješenja za moment rotora generatora G1 (konačno rješenje dobiveno je usrednjavanjem vrijednosti desno od crvene linije)*

U nastavku su prikazani rezultati GCI analize za modele G1 i G2 te usporedni prikaz izračunatih i izmjerenih vrijednosti ventilacijskih gubitaka i protoka zraka za svih šest razmatranih modela.

Ako se promotre odstupanja izračunatih integralnih vrijednosti gubitaka i protoka zraka od mjerenja za sve tri gustoće mreže modela G1 i G2, može se primijetiti da su ona za oba razmatrana modela prihvatljiva za sve gustoće mreže. Usporedbom rezultata iz tablice možemo zaključiti da se reprezentativna dimenzija mreže s kojom se dobivaju prihvatljiva odstupanja od izmjerenih rezultata kreće u rasponu  $3 \div 5$  mm.

Tablica 16 – rezultati GCI analize modela G1 i G2

	G1			G2		
	P <sub>vent</sub>	Q <sub>hladnjak</sub>		P <sub>vent</sub>	Q <sub>hladnjak</sub>	
Broj elemenata mreže (n <sub>1</sub> , n <sub>2</sub> , n <sub>3</sub> ) <sup>5</sup>	57·10 <sup>6</sup>	28·10 <sup>6</sup>	12·10 <sup>6</sup>	39·10 <sup>6</sup>	23·10 <sup>6</sup>	8·10 <sup>6</sup>
Reprezentativna dimenzija elementa mreže [mm]	3,8	4,8	6,4	2,5	3,0	4,3
Faktor profinjenja mreže (r <sub>21</sub> )	1,27			1,19		
Faktor profinjenja mreže (r <sub>32</sub> )	1,33			1,42		
Rješenje za finu mrežu (φ <sub>1</sub> )	472,01	43,09		82,28	23,51	
Rješenje za srednju mrežu (φ <sub>2</sub> )	468,79	42,97		82,11	23,53	
Rješenje za grubu mrežu (φ <sub>3</sub> )	479,28	43,52		83,98	23,70	
Prividni red konvergencije (p)	4,35	5,49		1,20	6,13	
Ekstrapolirana vrijednost, φ <sub>ext</sub> <sup>21</sup> [kW]	473,80	43,14		83,02	23,51	
Približna relativna pogreška, e <sub>a</sub> <sup>21</sup> [%]	0,68	0,29		0,21	0,06	
Ekstrapolirana relativna pogreška, e <sub>ext</sub> <sup>21</sup> [%]	0,38	0,11		0,89	0,03	
Indeks konvergencije fine mreže, GCI <sub> fina</sub> <sup>21</sup> [%]	0,47	0,13		0,23	0,04	
Indeks konvergencije srednje mreže, GCI <sub> sred</sub> <sup>21</sup> [%]	1,33	0,49		0,35	0,35	

Imajući to u vidu, izrađene su mreže za preostale modele generatora (G3 ÷ G6), a rezultati simulacija za ventilacijske gubitke prikazani su u tablicama 17, 18 te slici 47. Usporedno s rezultatima dobivenim CFD simulacijama, prikazani su i rezultati koji se dobiju korištenjem programskog alata PROGIP, koji se koristi u tvrtki „Končar – Generatori i motori“, d.d. Kao što je vidljivo, za svih šest CFD modela, maksimalna odstupanja izračunatih ventilacijskih gubitaka manja su od ±6,5%, što se, uzevši u obzir sva ograničenja CFD modela i mjerne nesigurnosti za izmjerene vrijednosti gubitaka i protoka, može smatrati prihvatljivim. Odstupanja izračunatih iznosa od izmjerenih prikazana na slici 47 izračunata su prema izrazu:

$$\Delta = \left( \frac{IZRAČUNATO}{MJERENO} - 1 \right) \cdot 100 \quad (4.12)$$

Tablica 17 – usporedni prikaz izračunatih i izmjerenih ventilacijskih gubitaka za sve modele

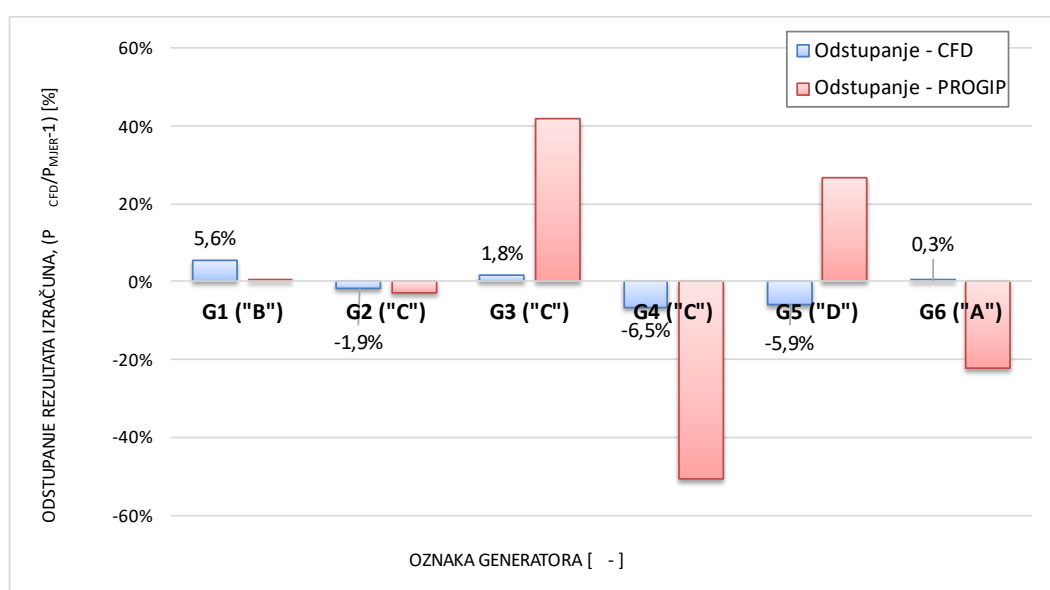
	G1 ("B")	G2 ("C")	G3 ("C")	G4 ("C")	G5 ("D")	G6 ("A")
Gubici (PROGIP) [kW]	451,7	80,8	21,4	16,7	202,7	73,6
Gubici (CFD) [kW]	474,7	81,5	15,3	31,2	150,5	93,7
Gubici (mjereno) [kW]	449,7	83,1	15,1	33,4	159,9	93,4

<sup>5</sup> Oznake su usklađene s onima u članku [46] pa n<sub>1</sub> označava najfiniju mrežu, a n<sub>3</sub> najgrublju mrežu

Tablica 18 – usporedni prikaz izračunatih i izmjerenih protoka zraka za sve modele

	G1 ("B")	G2 ("C")	G3 ("C")	G4 ("C")	G5 ("D")	G6 ("A")
Protok (PROGIP) [m <sup>3</sup> /s]	45,5	13,71	16,80	5,40	26,52	17,53
Protok (CFD) [m <sup>3</sup> /s]	43,7	23,6	16,4	10,9	28,9	16,6
Protoci (mjereno) [m <sup>3</sup> /s]	46,4	24,1	(13,2*)	11,9	31,3	19,4

\* - protok nije mjereno, nego je izračunat na temelju rezultata kalorimetrijskih mjerenja koristeći izraz:  $Q = \frac{P_{gubitaka}}{c_p \cdot \rho_{zraka} \cdot \Delta T_{zraka}}$ , gdje su:  $P_{gubitaka}$  – izmjereni gubici;  $c_p$  – specifični toplinski kapacitet zraka;  $\rho_{zraka}$  – gustoća zraka;  $\Delta T$  – prosječna razlika temperature toplog i hladnog zraka na kraju mjerenja



Slika 47 – odstupanje izračunatih gubitaka (CFD modelima i programskim sustav PROGIP) od izmjerenih za razmatrane modele

Prilikom tumačenja i vrednovanja ovih rezultata valja imati na umu dvije činjenice:

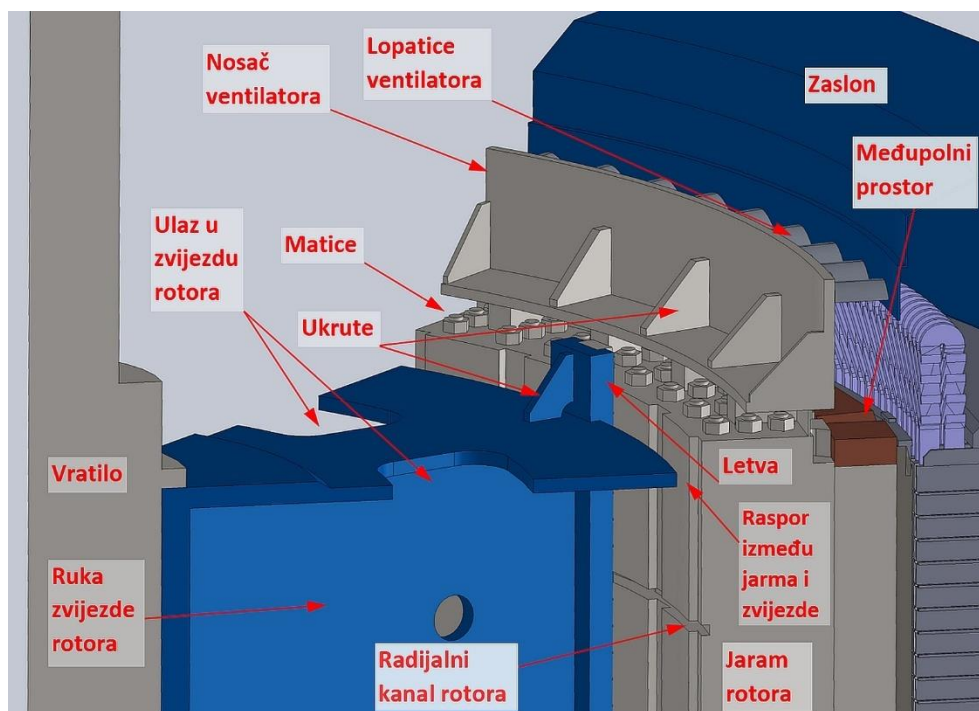
1. Sva mjerenja provedena su u pogonskim uvjetima i unatoč svim naporima da se poštuju norme i dobra inženjerska praksa, uvjeti mjerenja daleko su od onih koji se mogu postići u laboratoriju. Nemogućnost adekvatne kontrole protoka i temperature ulazne rashladne vode, a osobito otežani uvjeti pri mjerenju protoka zraka unose mjerne nesigurnosti u izmjerene vrijednosti koje je teško egzaktno kvantificirati.
2. Pri izradi CFD modela nužno je izvesti niz geometrijskih pojednostavljenja da bi se uopće mogle provesti simulacije ovako velikih strojeva. Osim toga, u naravi postoji cijeli niz odstupanja izvedenog stroja od tehničke dokumentacije koja su posljedica neizbježnih tehnoloških nesavršenosti što pri izradi modela nije moguće obuhvatiti.

Modeliranje rotacije MRF pristupom, zbog mirovanja rotora relativno prema statoru, unosi dodatne nesigurnosti u rezultate izračuna. Tu su još i nesavršenosti primijenjenog RANS modela turbulencije i vjerojatno još cijeli niz faktora koje ne možemo niti sagledati u cijelosti.

Imajući u vidu sve gore navedeno, smatramo da se dobivena odstupanja rezultata CFD simulacija od izmjerenih vrijednosti protoka i gubitaka mogu smatrati prihvatljivim i da se gore demonstrirani pristup simuliranja strujanja zraka kroz generatore s istaknutim polovima može primijeniti u analizi izvora ventilacijskih gubitaka.

## 5 DETALJNA ANALIZA SIMULACIJA

Osnovni mehanizmi nastanka ventilacijskih gubitaka načelno su jasni i opisani su u poglavlju 1.2. Da bi se potpuno shvatilo ulogu pojedinog konstrukcijskog elementa rotora u nastajanju gubitaka, a posebno njihove međusobne interakcije i ulogu u pojavi neželjene recirkulacije zraka, provest će se detaljna analiza rezultata simulacija za odabrani skup generatora. Polazimo od teze da „točan“ izračun integralne vrijednosti gubitaka proizlazi iz „točnog“ izračuna gubitaka pojedinačnih komponenata rotora. Razlaganje zidova geometrije rotora prilikom izrade CFD modela na osnovne komponente (ventilatori, polovi, zvijezda rotora itd.) omogućio nam je kasniju raščlambu gubitaka tijekom obrade i analize rezultata (*engl. postprocessing*) koje te komponente stvaraju. Osnovne pojmove i dijelove generatora prikazali smo na slici 13 u poglavlju 2.1.1, a ovdje je na slici 48 dodatno prikazan opis tipičnih elemenata rotora kako bi se olakšalo praćenje analize koja slijedi.



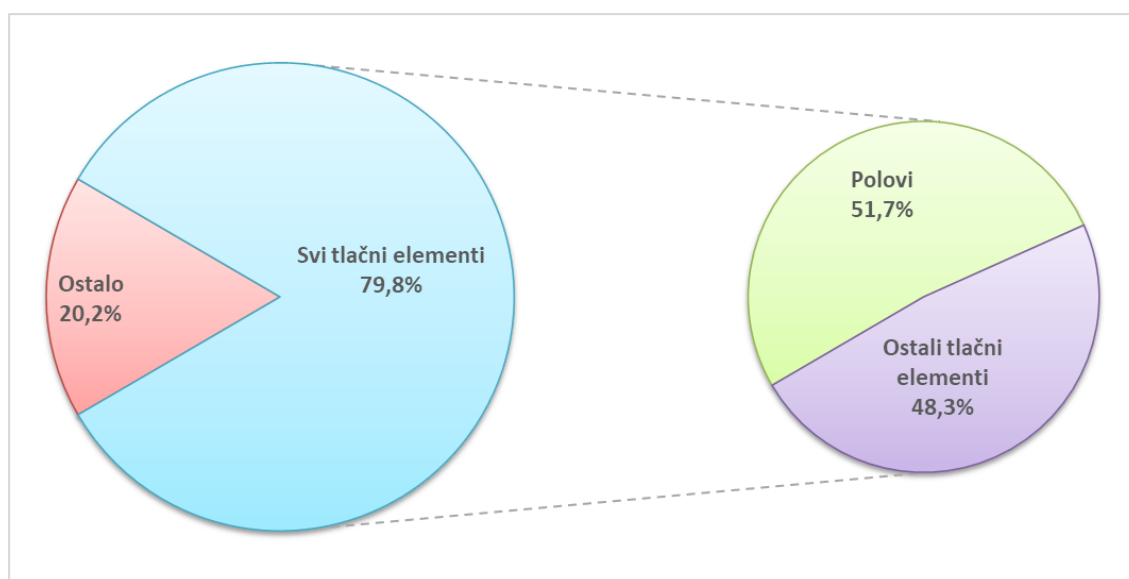
Slika 48 – glavni konstrukcijski elementi rotora

## 5.1 Raščlanjivanje gubitaka

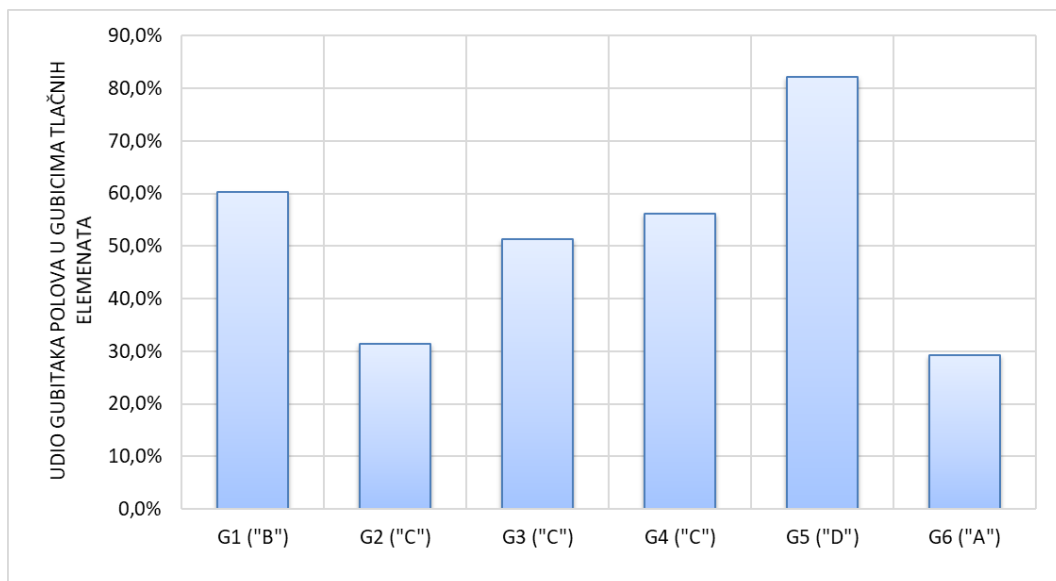
### 5.1.1 Zbirna analiza rezultata

Kod analize ventilacijskih gubitaka razdvojeno ćemo promatrati gubitke koje stvaraju aktivni tlačni elementi u ventilacijskom krugu generatora od ostalih gubitaka. Također vrijedi spomenuti da je u dijagramima koji slijede odvojeno prikazan gubitak zvijezde rotora koja kod modela G1 i G6 ima aktivnu ulogu u ostvarivanju protoka zraka kroz generator (djeluje kao aktivni tlačni element), dok se kod ostalih modela radi o gubicima koji su posljedica neželjene cirkulacije zraka kroz potpuno ili djelomično otvorenu zvijezdu rotora.

Dijagram na slici 49 prikazuje prosječne ventilacijske gubitke za razmatrani skup od šest generatora. Prvo što upada u oči jest da u ukupnim gubicima generatora, doprinos tlačnih elemenata dominira, neovisno o tipu ventilacije. Prosječno, njihov udio u ukupnim gubicima iznosi oko 80%. To je u potpunosti u skladu s očekivanjima i literaturom [17]. Raspon udjela tlačnih elemenata u ukupnim gubicima kreće se od približno 90% kod modela G2 do 75% kod modela G4. Druga činjenica vrijedna pažnje jest značaj polova u stvaranju gubitaka. Prosječno, polovi proizvode nešto iznad 50% gubitaka svih tlačnih elemenata rotora, no to značajno varira ovisno o promatranom generatoru (od 29% kod modela G6 do preko 80% kod modela G5 - Slika 50). Zanimljivo je primijetiti da je udio polova u ukupnim gubicima tlačnih elemenata kod generatora s aksijalnim ventilatorima (G1 i G5) relativno najveći. To je posebno istaknuto kod modela G5 koji ima aksijalnu ventilaciju bez izvora tlaka s centrifugalnim djelovanjem (ako se izuzme centrifugalno djelovanje polova).

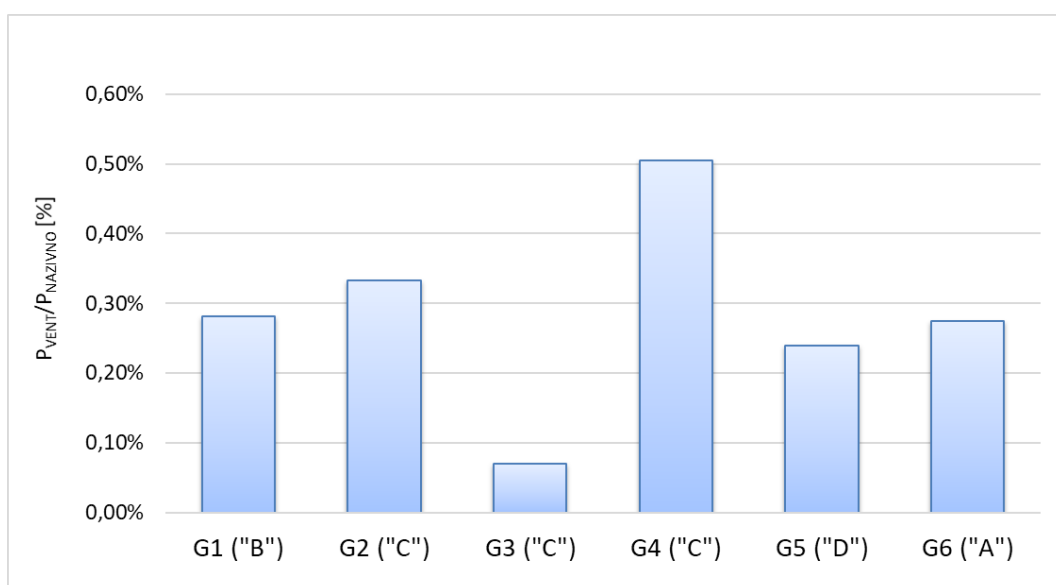


Slika 49 – raspodjela prosječnog udjela svih tlačnih elemenata i ostalih dijelova rotora u ukupnim gubicima za razmatrane modele generatora



Slika 50 – udio gubitaka koje stvaraju polovi u ukupnim gubicima tlačnih elemenata modela generatora

Gornji dijagrami ne govore nam mnogo o efikasnosti energetske pretvorbe pri ostvarivanju cirkulacije rashladnog zraka kroz generatore. Određenu naznaku može nam dati činjenica da prosječno oko 20% gubitaka otpada na kategoriju „ostalo“, što zapravo predstavlja gubitke elemenata rotora koji ne sudjeluju u ostvarivanju korisne<sup>6</sup> cirkulacije zraka kroz generator, tj. predstavlja gubitke koje možemo zajedničkim imenom nazvati „parazitni gubici“. Relativnu efikasnost ventilacije ilustrira sljedeći dijagram u kojemu je prikazan odnos ventilacijskih gubitaka prema nazivnoj snazi generatora.



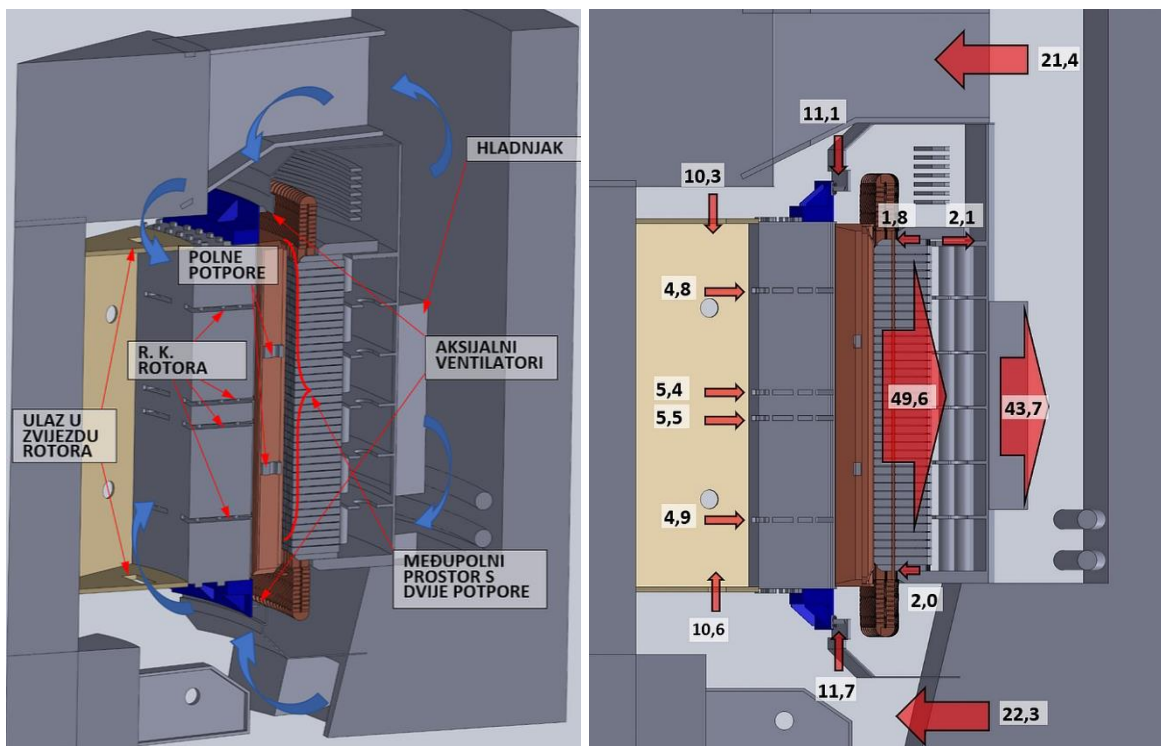
Slika 51 – relativni ventilacijski gubici razmatranih modela

<sup>6</sup> Pod pojmom „korisna cirkulacija“ podrazumijevamo onaj dio zraka koji aktivno sudjeluje u hlađenju generatora.

Prisjetimo li se uvodne analize u poglavlju 2.1.3, u kojemu je pokazano da za skup od 27 izvedenih generatora relativni ventilacijski gubici prosječno iznose oko 0,30%, možemo vidjeti da među odabranim modelima generatora imamo dva ekstremna slučaja (0,07% i 0,50%) te četiri koji se kreću oko prosječne vrijednosti od 0,30%. U nastavku, provest će se detaljna analiza strujanja zraka te ventilacijskih gubitaka za svaki razmatrani generator iz odabranog skupa.

## 5.1.2 Model generatora G1

Da bismo mogli razumjeti i ispravno interpretirati ventilacijske gubitke pojedinog generatora, za početak je potrebno poznavati njegovu konstrukciju i raspodjelu protoka zraka kroz karakteristične presjeke stroja (Slika 52). U ovoj analizi nećemo ulaziti u razloge pojedinih konstrukcijskih rješenja, nego ćemo sve promatrati iz perspektive nastanka i mogućnosti izračuna ventilacijskih gubitaka.



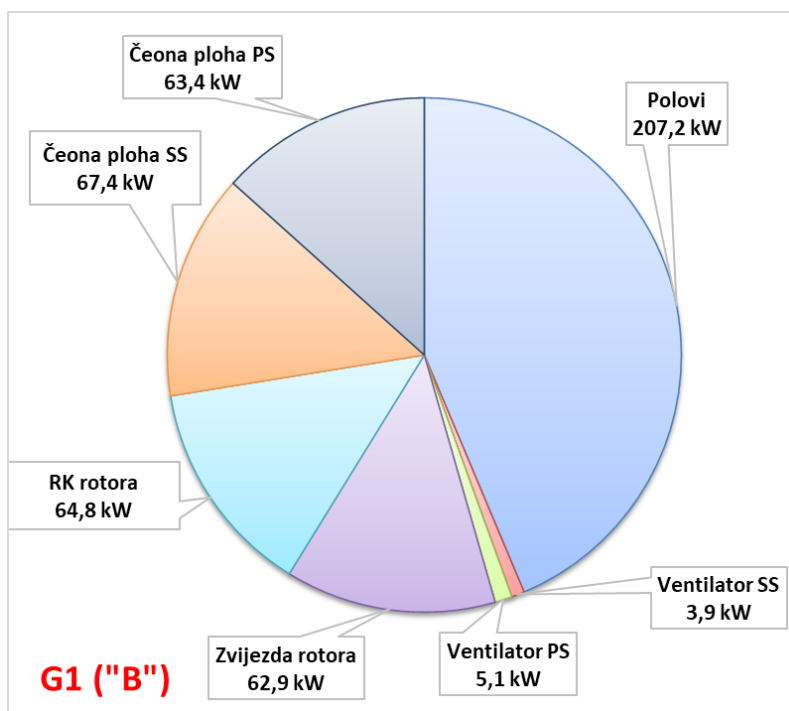
Slika 52 – konstrukcija modela G1 s glavnim elementima ventilacijskog kruga (lijevo) i raspodjelom izračunatog protoka ( $m^3/s$ ) po karakterističnim presjecima (desno)

Generator G1 ima aksijalno-radijalnu ventilaciju s aksijalnim ventilatorima („B“ tip), kod koje se kao tlačni elementi koriste zvijezda rotora s četiri radijalna kanala u jarmu rotora i dva aksijalna ventilatora smještena na obje strane rotora. Naravno, kao i kod svakog generatora s istaknutim polovima, međupolni prostor također ima ulogu tlačnog elementa. Zbog mehaničkih zahtjeva na uzбудni namot, u međupolni prostor ovog generatora ugrađene su dvije polne potpore



koje u najvećoj mjeri priječe da zrak koji prolazi kroz središnja dva radijalna kanala u jarmu rotora prođe prema čelima polova na pogonskoj (PS) i slobodnoj (SS) strani stroja.

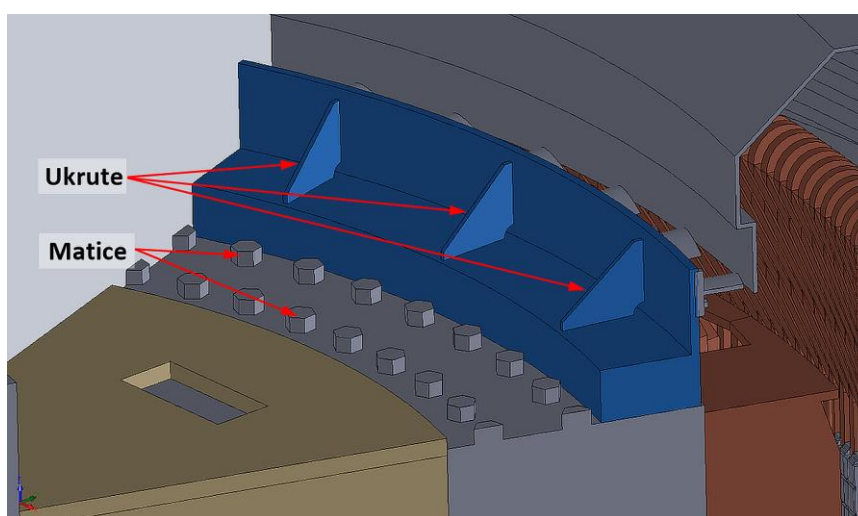
Raspodjela protoka zraka (Slika 52 desno) kroz povratne putove je simetrična, s neznatno većim protokom na PS strani. Kroz aksijalne ventilatore prolazi približno 53% od ukupnog zraka koji izlazi iz hladnjaka: 11,7 m<sup>3</sup>/s na PS i 11,1 m<sup>3</sup>/s na SS. U zvijezdu rotora ulazi preostalih 47% zraka koji se zatim, manje-više jednoliko, raspoređuje kroz radijalne kanale, s time da kroz dva središnja kanala prolazi 53%, a kroz rubne 47% zraka. Kroz radijalne kanale statora sveukupno prolazi 49,6 m<sup>3</sup>/s zraka, što je 13,5% više od protoka koji prolazi kroz hladnjake. Uzrok toj razlici leži u činjenici da se dio zraka koji ulazi u zonu kućišta (iza statorskog paketa, a ispred hladnjaka) vraća kroz prolaze između tlačnih prstiju na PS (2 m<sup>3</sup>/s) i SS (1,8 m<sup>3</sup>/s) te ispod tlačne ploče na SS strani (2,1 m<sup>3</sup>/s). Ova neželjena i štetna recirkulacija, posljedica je snažnog ventilacijskog učina serijskog spoja zvijezde, radijalnih kanala rotora i polova koji u čeonoj zoni ostvaruju relativni potlak (vidi sliku 61, lijevo) u odnosu na prostor u kućištu, što rezultira prestrujavanjem zraka iz kućišta prema zoni glava namota. Raščlanjeni ventilacijski gubici za ovaj generator prikazani su na slici 53.



Slika 53 - gubici generatora G1 raščlanjeni prema osnovnoj raspodjeli gubitaka

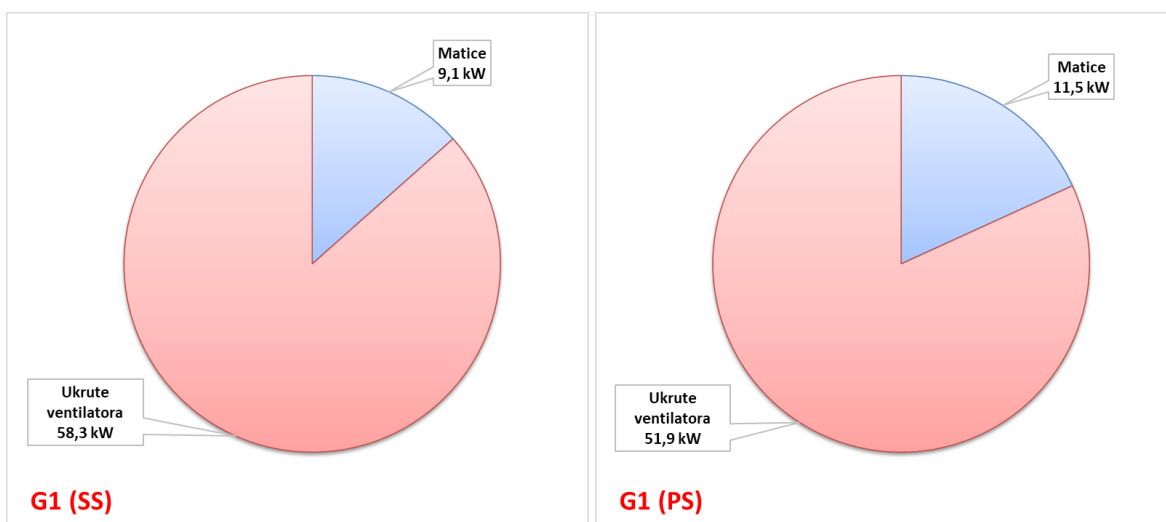
Nekoliko stvari odmah upada u oči. Aksijalni ventilatori u ukupnim gubicima sudjeluju s 9 kW što je manje od 3% ukupnih ventilacijskih gubitaka. Nasuprot ventilatorima, najveće pojedinačne gubitke stvaraju polovi, i to 207,2 kW, odnosno 43,7%. Ovdje svakako treba imati na umu da je oko 13,5% ukupnog zraka koji prolazi kroz polove u recirkulaciji, i da taj zrak u zračni raspodjeljuje radijalno kroz prolaze između tlačnih prstiju, bez obodne komponente brzine, a polovi ga ubrzavaju na približno obodnu brzinu polova koja za ovaj generator iznosi 87 m/s. Taj rad je čisti gubitak, bez

ikakve značajne rashladne funkcije, budući da se radi o već zagrijanom zraku koji je prošao kroz radijalne kanale statora. Na radijalne kanale i zvijezdu rotora otpada približno po 13,5%, a iznenađenje su gubici koje generiraju čeone plohe rotora koji iznose 63,4 kW (13,4%) za PS stranu i 67,4 kW (14,2%) za SS stranu stroja, što predstavlja oko 28% ukupnih ventilacijskih gubitaka. To je u rangu gubitaka koje stvaraju zvijezda rotora ili kanali u jarmu rotora koji su aktivni tlačni elementi. Da bismo razumjeli uzrok ovako velikim gubicima čeonih ploha rotora, moramo pogledati kako je izveden rotor u toj zoni. Na slici 54 prikazan je detalj rotora na SS strani generatora iz kojega se vidi da su na nosaču ventilatora zavarene ukrute koje vijenac nosača spajaju s podlogom. Vidljiva su također dva reda heksagonalnih matice koje povezuju limene segmente jarma rotora u jednu cjelinu. Jednako je i na PS strani.



Slika 54 – detalj čeone strane rotora na SS

Ako razdvojimo doprinos matice od ukruta (Slika 55) može se vidjeti da na matice otpada manje od 20% gubitaka čeonih ploha rotora (9,1 kW od 67,4 kW na SS i 11,5 kW od 63,6 kW na PS strani).



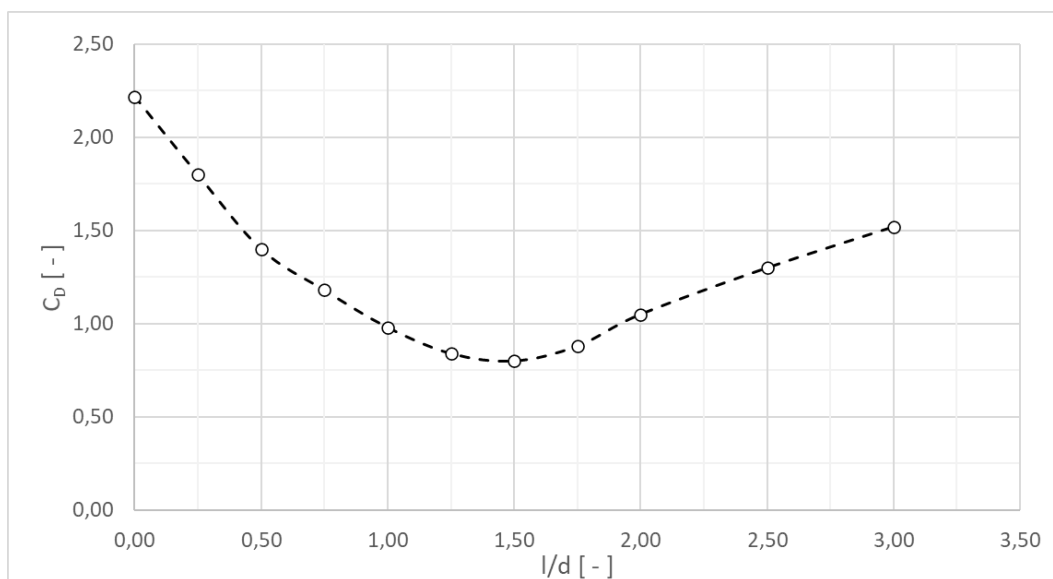
Slika 55 – rastav gubitaka čeonih ploha na SS (lijevo) i PS strani (desno) prema izvoru

Dva su aspekta djelovanja ukruta na ventilacijske gubitke. Prvi aspekt je intuitivno jasan, i odnosi se na otpor koji ukrute, kao tupa, nearodinamična tijela s oštrim bridovima, pružaju prilikom gibanja u struji zraka. Kod takvih tijela, trenje igra malu ulogu u otporu, i on se primarno odnosi na otpor oblika (engl. *form drag*). Analitički izračun otpora takvih tijela provodi se primjenom bezdimenzionalnog koeficijenta otpora  $C_d$ , koji za tupa tijela s oštrim bridovima ne ovisi o Reynoldsovom broju [47], [48]. Definicija koeficijenta otpora dana je izrazom (5.1) [13]:

$$C_d = \frac{F_D}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot v^2} \quad (5.1)$$

gdje je  $\rho$  gustoća zraka u  $[\text{kg}/\text{m}^3]$ ,  $A$  referentna površina ploče (okomita na smjer strujanja zraka)  $[\text{m}^2]$ ,  $v$  brzina slobodne struje zraka  $[\text{m}/\text{s}]$ , a  $F_D$  sila otpora  $[\text{N}]$ .

On zapravo predstavlja pojednostavljenje kojim su obuhvaćeni svi kompleksni odnosi između oblika i nagiba tijela u odnosu na struju zraka te interakcije niza ploča postavljenih jedne iza druge. Prema literaturi [49], koeficijent otpora  $C_d$ , za osamljenu ploču kružnog presjeka čija je debljina (dimenzija paralelna sa smjerom brzine zraka) mala u odnosu na promjer iznosi 1,13. Za slučaj dviju međusobno razmaknutih ploča promjera  $d$ , koeficijent otpora ovisi o omjeru njihove međusobne udaljenosti i promjera, što je prikazano na dijagramu na slici 56 (izvor: [50]) u kojemu je pokazana ovisnost koeficijenta otpora dviju kružnih ploča promjera  $d$ , međusobno udaljenih za razmak  $l$ , o odnosu  $l/d$ .



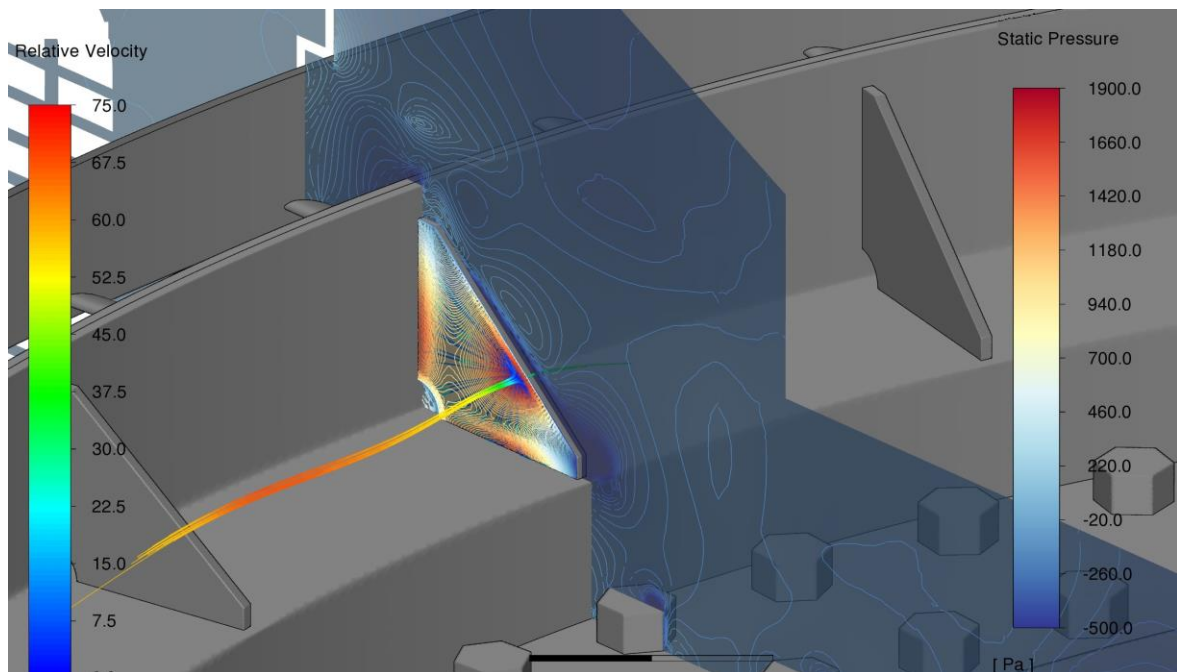
Slika 56 – koeficijent otpora dviju ploča promjera  $d$ , međusobno razmaknutih za  $l$  (izvor [50])

Dodatni problem pri određivanju otpora vijenca rotirajućih ukruta proizlazi iz nepoznavanja relativne brzine slobodne struje zraka koja djeluje na ukrute. Pojam relativne brzine „slobodne“ struje zraka treba uvjetno shvatiti, a odnosi se na brzinu koja je analogna brzini slobodne struje  $u$ , primjerice, zračnom tunelu. U našem slučaju riječ je o puno složenijem polju brzine koje samo

približno možemo opisati jednom vrijednošću. Da bismo za model G1 procijenili koja je zapravo prosječna relativna brzina zraka zahvaćenog ukrutama, poslužiti ćemo se izrazom (5.2) koji proizlazi iz bernoulijeve jednadžbe.

$$v_{\infty} = \sqrt{\frac{2 \cdot (\bar{p}_{s-max} - p_s)}{\rho}} \quad (5.2)$$

gdje su:  $p_{s-max}$  prosječni maksimalni tlak očitani na privjetrinskoj strani svih ukruta,  $p_s$  statički tlak okoline,  $\rho$  gustoća zraka i  $v_{\infty}$  prosječna relativna brzina slobodne struje zraka koju zahvaćaju ukrute. Očitanjem maksimalnog statičkog tlaka na privjetrinskoj strani svih ukruta iz CFD modela generatora G1 (Slika 57), te osrednjavanjem očitanih vrijednosti, dobivamo prosječni maksimalni statički tlak na ukrutama odakle lako, uz primjenu jednadžbe (5.2), izračunamo  $v_{\infty}$ .



Slika 57 - konture statičkog tlaka na privjetrinskoj strani jedne ukrute i njenoj okolini s prikazom strujnica obojanih prema relativnoj brzini zraka koje udaraju u zonu maksimalnog tlaka modela G1

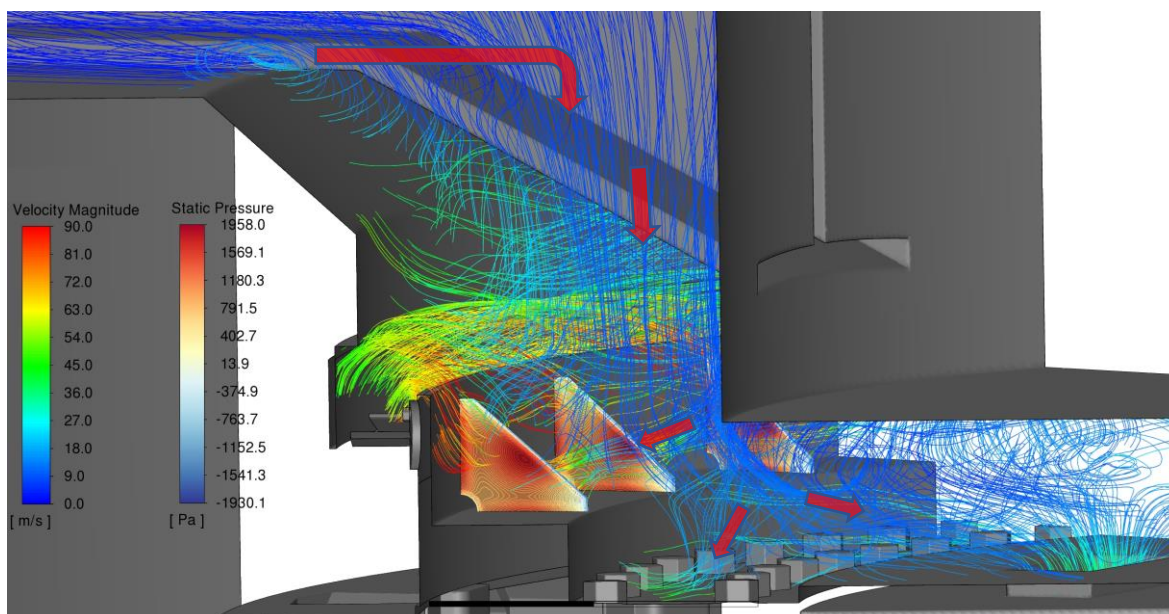
Da bismo lakše mogli uspoređivati relativnu brzinu slobodne struje zraka između različitih modela, definirat ćemo koeficijent brzine zraka prema izrazu:

$$c_{v_{\infty}} = \frac{v_{\infty}}{u_{ukrute}} \quad (5.3)$$

gdje je  $c_{v_{\infty}}$  koeficijent brzine slobodne struje zraka [ - ],  $v_{\infty}$  [m/s] prosječna relativna brzina slobodne struje zraka, a  $u_{ukrute}$  [m/s] obodna brzina ukruta. U tablici 19 izračunati su koeficijenti brzine za ukrute na SS i PS strani stroja.

Tablica 19 – primjer izračuna koeficijenta relativne brzine „slobodne“ struje zraka za ukrute modela G1

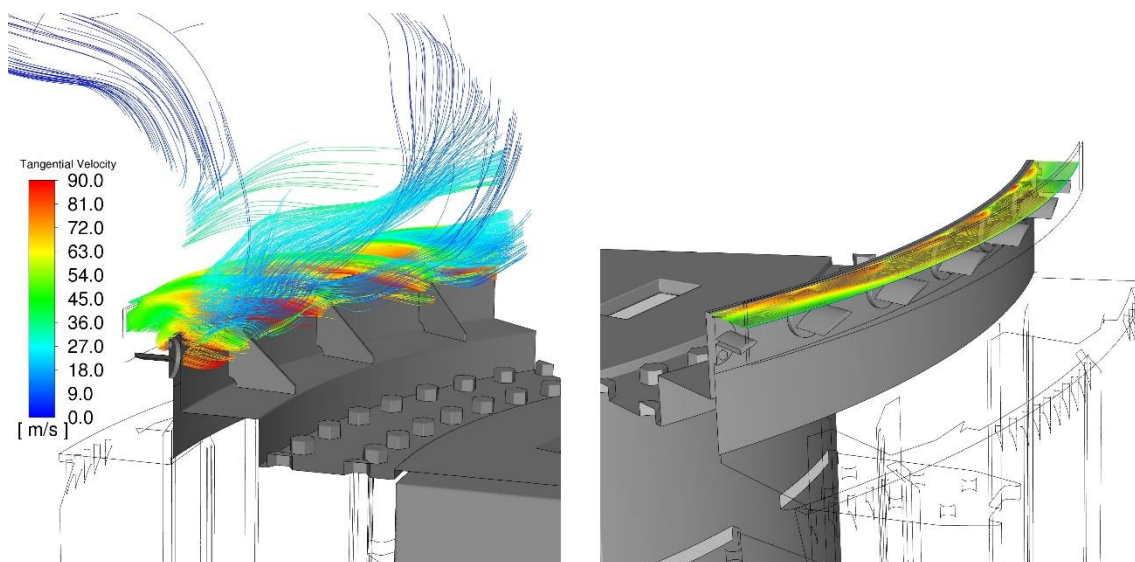
	SS	PS
Gustoća zraka, $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,135	
Brzina vrtnje, $n$ [min <sup>-1</sup> ]	333,33	
Kutna brzina, $\omega$ [s <sup>-1</sup> ]	34,91	
Srednji radijus pozicije ukruta, $r_{sr}$ [m]	2,06	
Obodna brzina ukrute, $v_{ukrute}$ [m/s]	71,91	
Prosječni maksimalni statički tlak na privjetrinskoj strani, $p_{s-max}$ [Pa]	1966	1836
Prosječni statički tlak okoline, $p_s$ [Pa]	-230	-230
Prosječna relativna brzina „slobodne“ struje zraka, $v_{\infty}$ [m/s]	62,2	60,3
Koeficijent relativne brzine, $c_{voc}$ [ - ]	0,85	0,83



Slika 58 –strujnice u blizini ukruta na SS strani rotora obojane prema apsolutnoj brzini zraka

Rezultat izračuna pokazuje da je prosječna relativna brzina slobodne struje zraka koja se sudara s ukrutama prilično visoka i iznosi oko 85% obodne brzine ukruta. Sada je i jasno zašto ukrute generiraju tako veliki iznos gubitaka. Cijelu pojavu dodatno rasvjetljava Slika 58, na kojoj su prikazane strujnice u zoni rotora na SS strani generatora obojane prema apsolutnoj brzini zraka. Slika pokazuje glavnu struju zraka (apsolutne brzine reda veličine 5 m/s) koja radijalno dostrujava povratnim putovima prema središtu generatora, skreće aksijalno dolje prema rotoru uz uljni lonac i zatim se dijeli na tri grane: jednu koja ide prema otvorima za ulaz zraka na zvijezdi rotora, drugu koja se spušta do matica koje zatim predaju moment zraku i ubrzavaju ga te treća, koja se odvaja prema ukrutama. Taj zrak, koji dostrujava prema ukrutama s relativno malenom prosječnom apsolutnom brzinom, udara u privjetrinsku stranu ukruta koje se vrte brzinom ~72 m/s, a zatim biva uvučen u aksijalni ventilator.

Kao što se vidi na slici 58, zbog činjenice da zrak koji je zahvaćen ukрутama prestrujava prema ventilatoru, konstantno ga nadomješta novi pa se ukrute ponašaju kao ventilator koji samo zakreće zrak. Da nema usisavanja zraka u aksijalni ventilator, glavnina zraka zahvaćenog ukрутama cirkulirala bi zajedno s ukрутama pa bi promjena momenta količine gibanja koji ukrute predaju zraku bila znatno manja, a time bi i gubici koje generiraju ukrute bili manji.



*Slika 59 – rotor na SS strani s prikazom strujnica obojanih prema obodnoj komponenti brzine (lijevo) i kontura obodne komponente brzine na ulazu u ventilator (desno)*

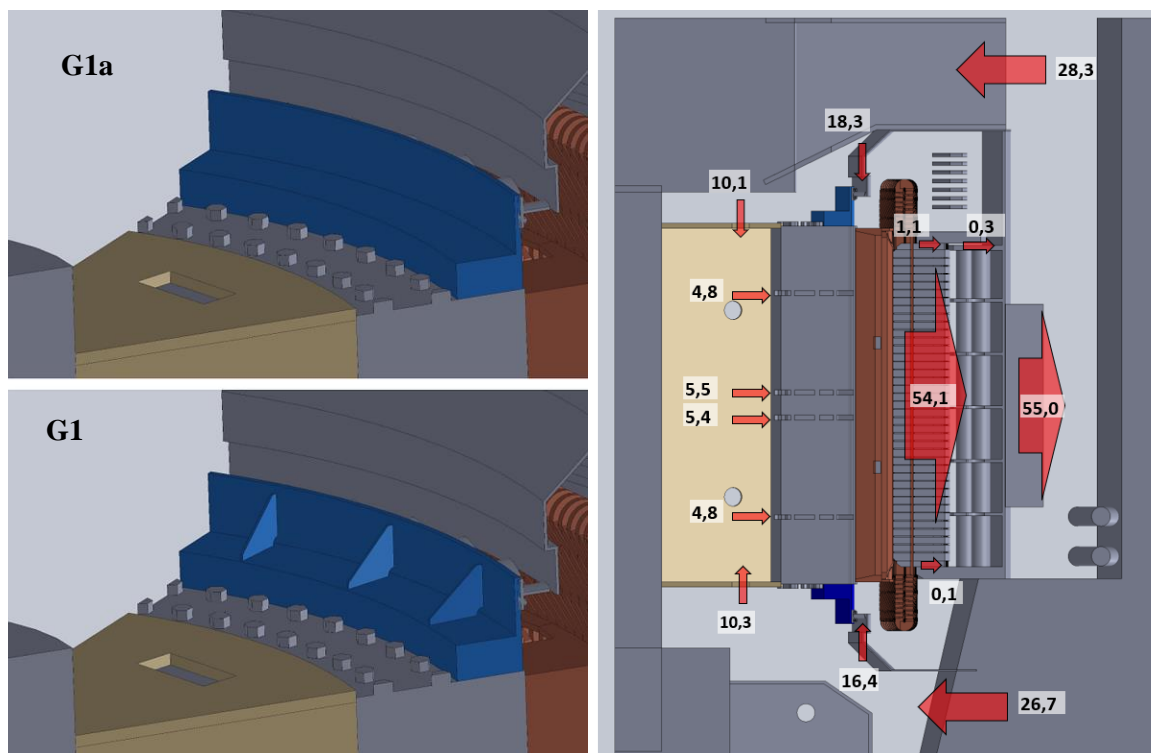
Drugi aspekt utjecaja ukruta na ventilaciju stroja tiče se upravo gore opisane pojave da zrak zahvaćen ukрутama, nakon što mu one promijene moment količine gibanja, ulazi u aksijalni ventilator sa značajnom obodnom komponentom brzine. To se lijepo vidi na slici 59 na kojoj su prikazane strujnice koje se otpuštaju od ukruta i zatim, u mlazovima ulaze u radno kolo ventilatora.

Iz literature je poznato da se pri projektiranju i izračunu radne točke aksijalnog ventilatora pretpostavlja aksijalni ulaz zraka u radno kolo [51]. Naime, kod klasičnih ventilatora, osim ako ispred radnog kola ne postoje statorske lopatice koje će zakrenuti fluid, ne postoji predvrtlog ispred radnog kola, pa je u tom slučaju pretpostavka aksijalnog ulaza opravdana. Prosječna obodna komponenta brzine zraka očitana na ulazu u radno kolo ventilatora modela G1 (Slika 59, desno) iznosi oko 59 m/s.

Posljedica činjenice da zrak ispred ulaza u radno kolo ventilatora ima značajnu obodnu komponentu brzine je manja pretvorba energije od one koju bi radno kolo ostvarilo kad bismo imali aksijalni ulaz zraka. To zapravo znači da će radna karakteristika ventilatora koja se koristi u ventilacijskoj mreži kod analitičkog proračuna ventilacije generatora biti netočna i da ćemo dobiti

pogrešan rezultat raspodjele zraka unutar generatora. Odatle, naravno, proizlazi i pogrešni izračun ventilacijskih gubitaka.

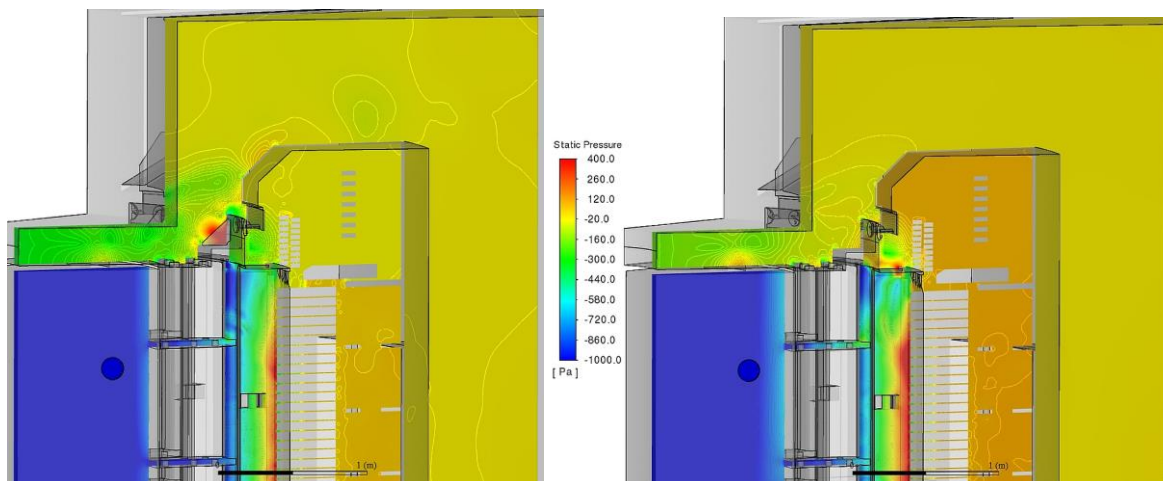
Da bismo istražili kakav je doprinos ukruta u ventilaciji generatora, izrađen je model rotora (oznake G1a) kod kojega su uklonjene sve ukrute s vijenca nosača ventilatora (Slika 60, lijevo gore).



Slika 60 – usporedba detalja rotora originalnog modela G1 (lijevo dolje) i G1a bez ukruta na nosaču ventilatora (lijevo, gore) te raspodjela protoka zraka kroz model G1a (desno)

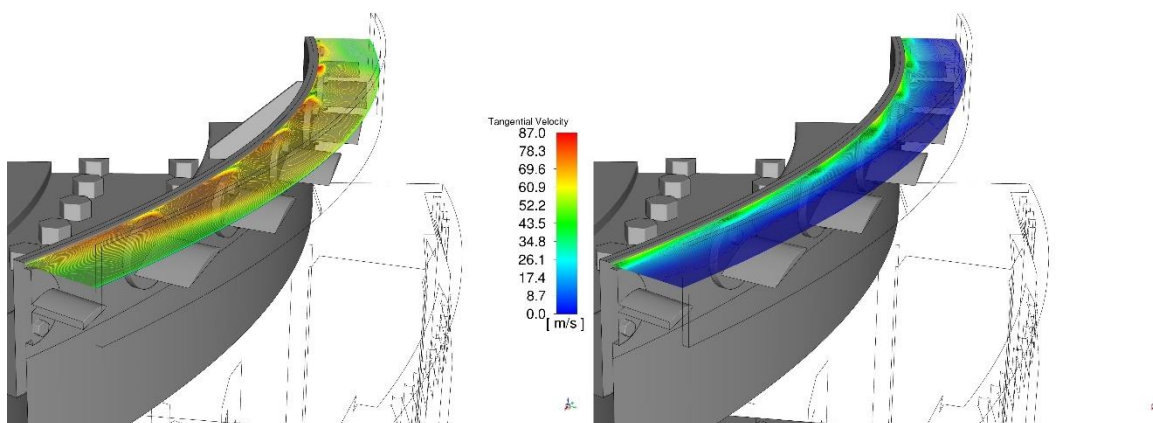
Svi ostali elementi modela (stator, povratni putovi, ventilatori) kao i parametri CFD modela (mreža konačnih volumena, rubni uvjeti i sl.) ostali su isti kao i kod osnovnog modela G1. Iznosi i raspodjela protoka zraka u generatoru dobiveni s tim modelom prikazani su na slici 60 desno, a usporedba protoka i gubitaka modela G1a s osnovnim modelom G1 na dijagramima na slikama 63 i 64.

Slika 61 usporedno prikazuje konture statičkog tlaka u jednoj ravnini za modele G1 (lijevo) i G1a (desno). Kao što je vidljivo, modelom G1a postignut je veći tlak u pretlačnoj zoni generatora (zona oko glava statora i iza statorskog paketa) u odnosu na onaj dobiven modelom G1, što je direktna posljedica većeg prirasta tlaka ostvarenog u aksijalnim ventilatorima.



Slika 61 – konture statičkog tlaka u jednoj ravnini po presjeku modela (lijevo – G1, desno G1a)

Usporedni prikaz kontura obodne komponente brzine zraka ispred ulaza u ventilator na SS strani prikazan je na slici 62. Prosječna obodna brzina ispred ventilatora za model G1a iznosi 11,8 m/s što je čak 80% manje od one kod modela G1, koja iznosi 59 m/s.



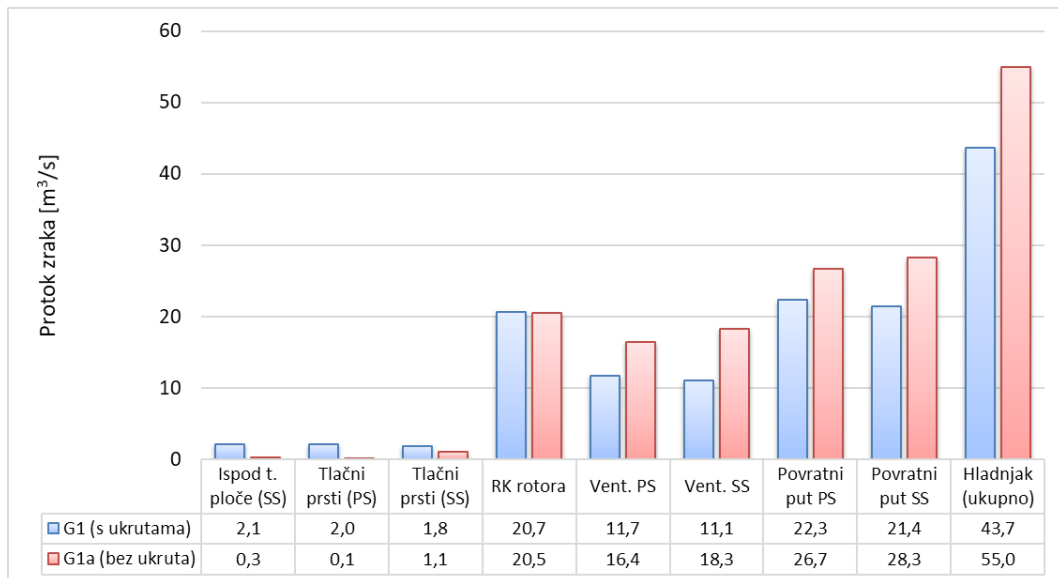
Slika 62 – konture obodne komponente brzine na ulazu u aksijalni ventilator modela G1 (lijevo) i G1a (desno)

Budući da je uklanjanjem ukruta iz modela značajno smanjena obodna komponenta brzine zraka na ulazu u radno kolo ventilatora, prirast tlaka koji se sada u njemu ostvaruje je veći, što za sobom povlači nekoliko drugih posljedica:

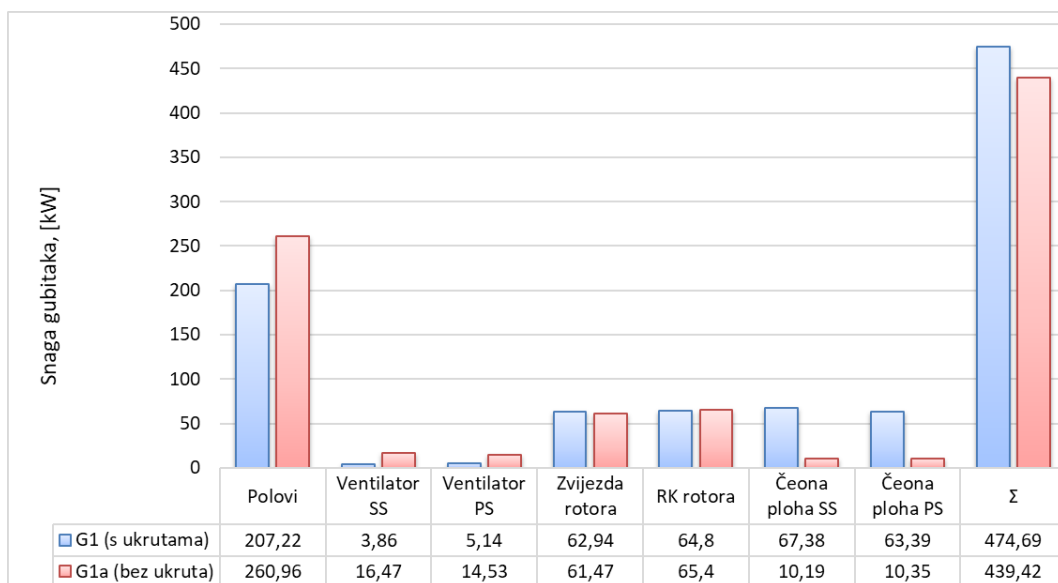
1. Povećan je protok zraka kroz ventilatore (za 52 %) i posljedično ukupni protok zraka kroz hladnjake generatora (za 25,8 %).
2. Protok kroz radijalne kanale rotora neznatno se smanjio (za 1%).
3. Ostvareni veći prirast energije u ventilatorima rezultirao je i većom snagom koju uzimaju s vratila turbine (što zapravo predstavlja povećanje ventilacijskih gubitaka ventilatora).



4. Povećan je protok zraka kroz polove što je, u skladu s Eulerovom jednačbom za turbostrojeve, također dovelo do povećanja snage uzete s vratila, odnosno ventilacijskih gubitaka polova.
5. Zbog drugačije distribucije statičkog tlaka, smanjeno je prestrujavanje zraka iz zone kućišta prema zoni glava namota kroz tlačne prste na PS i SS te ispod tlačne ploče na SS (s ukupno 5,9 na 1,5 m<sup>3</sup>/s).
6. Ukupni ventilacijski gubici generatora smanjeni su za 7,4%.



Slika 63 – usporedba protoka zraka kroz karakteristične presjeke stroja za model G1 (s ukrutama) i model G1a (bez ukruta)



Slika 64 – usporedba gubitaka prema komponentama rotora za osnovni model G1 (s ukrutama ventilatora) i model G1a (bez ukruta ventilatora)

Vidimo dakle, da uklanjanje ukruta rezultira cijelim lancem promjena koje ne vode do jednostavnog i priželjkivanog smanjenja gubitaka za iznos koji su one doprinijele u ukupnim gubicima modela G1. Smanjenje gubitaka koje je posljedica uklanjanja ukruta u velikoj je mjeri nadoknađeno povećanjem gubitaka polova i manjim dijelom ventilatora pa se ukupni gubici nisu značajno smanjili.

No, budući da imamo povećanje protoka zraka kroz hladnjake mogli bismo reći da je povećana efikasnost hlađenja<sup>7</sup>. Također je jasno da se ovakve pojave vrlo teško mogu obuhvatiti analitičkim metodama kojima se koristimo pri izračunu ventilacije generatora, pa prilikom konstruiranja generatora treba voditi računa da odabrana konstrukcijska rješenja ne utječu negativno na ventilaciju generatora.

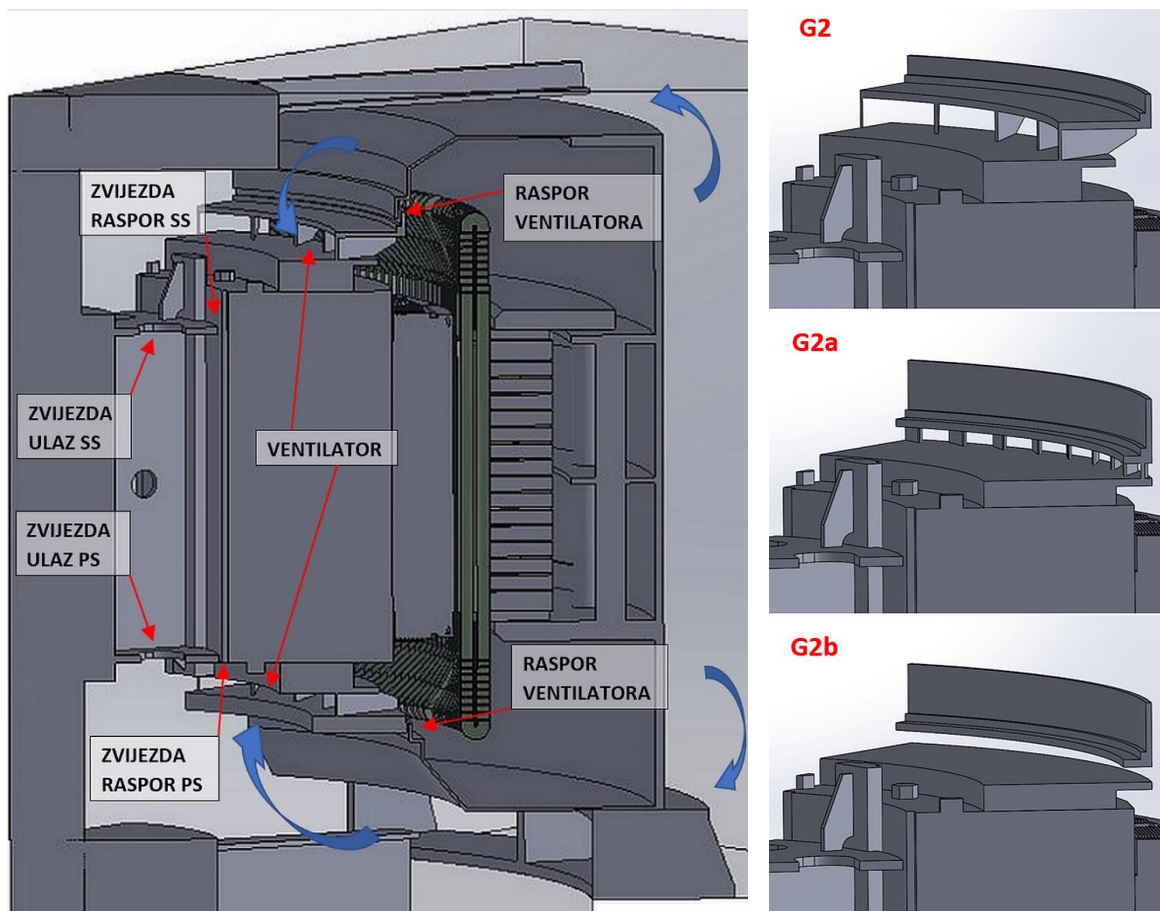
Na kraju analize ventilacije ovog generatora, možemo primijetiti da njegovi relativni ventilacijski gubici iznose 0,28%, što je nešto manje od ranije spomenutog prosjeka 0,30%. Gornja analiza utjecaja ukruta na ventilaciju vodi nas do zaključka da postoji prostor za smanjenje gubitaka. Pažljivim optimiranjem ventilacijskog kruga i zadržavanjem ukupnog protoka na razinama osnovnog modela G1, mogli bismo relativne ventilacijske gubitke svesti na približno 0,20% bez da se smanji ukupni protok zraka i eventualno ugrozi hlađenje generatora.

---

<sup>7</sup> Optimalna ventilacija generatora postiže se kada se uz minimalni protok zraka i minimalne ukupne gubitke stroja postižu zagrijanja aktivnih dijelova stroja ispod dopuštenih vrijednosti. Kod postizanja optimuma ventilacije ne vodi se samo računa o ventilacijskim gubicima, nego i o gubicima koji ovise o temperaturi, prvenstveno onima u bakru.

### 5.1.3 Model generatora G2

Ovo je četrnaest polni generator koji ima radijalnu ventilaciju s centrifugalnim ventilatorima („C“ tip ventilacije). Osim polova, kao tlačni elementi koriste se i dva centrifugalna ventilatora smještena na čeonim stranama rotora. U jarmu rotora ne postoje radijalni kanali pa zvijezda rotora, iako ima otvore za prolaz zraka na obje čeonne strane, nema aktivnu ventilacijsku ulogu. Na SS strani stroja postoji istaknuta ukruta koja pridržava spojnu letvu (Slika 65 lijevo), a između zvijezde rotora i lančanog prstena na obje strane stroja postoje raspori kroz koje može strujati zrak.



Slika 65 – osnovna konstrukcija modela G2 s glavnim elementima ventilacijskog kruga (lijevo) i tri varijante rotora (desno)

Prije nego što započnemo analizu ventilacije ovog generatora osvrnut ćemo se i na ukupni izmjereni protok zraka koji prolazi kroz hladnjake i iznosi 24,1 m<sup>3</sup>/s. Naime, ukupni projektni proračunski gubici za odvod na zrak ovog generatora iznose 400 kW. Uz uobičajenu empirijsku pretpostavku da se zadovoljavajuće hlađenje generatora postiže uz zagrijanje rashladnog zraka od oko 30 K, moguće je u prvoj aproksimaciji procijeniti potrebnu količinu rashladnog zraka:

$$Q_{zr} = \frac{P_{gubici}}{c_{p,zr} \cdot \rho_{zr} \cdot \Delta T_{zr}} = \frac{P_{gubici}}{1,006 \cdot 1,15 \cdot 30} = 0,029 \cdot P_{gubici} = 11,5 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.4)$$

Ovaj rezultat upućuje nas na zaključak da generator G2 ima približno duplo veći protok zraka od onoga koji smo procijenili kao potreban za njegovo hlađenje. To, naravno, znači i da su ventilacijski gubici veći nego što je to nužno. Budući da su glavni tlačni elementi ovog generatora centrifugalni ventilatori ugrađeni na PS i SS, izrađena su dodatna dva modela (G2a i G2b) na kojima je geometrija radnih kola izmijenjena tako da se smanji njihov učin. Cilj ovih izmjena je višestruk:

1. Ostvariti smanjeni protok zraka kroz generator koji je:
  - a. blizu „optimalne“ vrijednosti,
  - b. manji od „optimalne“ vrijednosti protoka.
2. Provesti analizu ventilacijskih gubitaka za dodatna dva protoka i usporediti promjene udjela glavnih izvora gubitaka u ovisnosti o ukupnom protoku zraka kroz generator.
3. Proučiti utjecaj promijenjenih uvjeta strujanja na izlazu iz ventilatora na apsolutni i relativni iznos ventilacijskih gubitaka koje stvaraju polovi.

Na dodatnim modelima oznaka G2a i G2b, promijenjena je geometrija radnoga kola ventilatora kao što je to opisano u tablici 20 i prikazano na slici 65 desno.

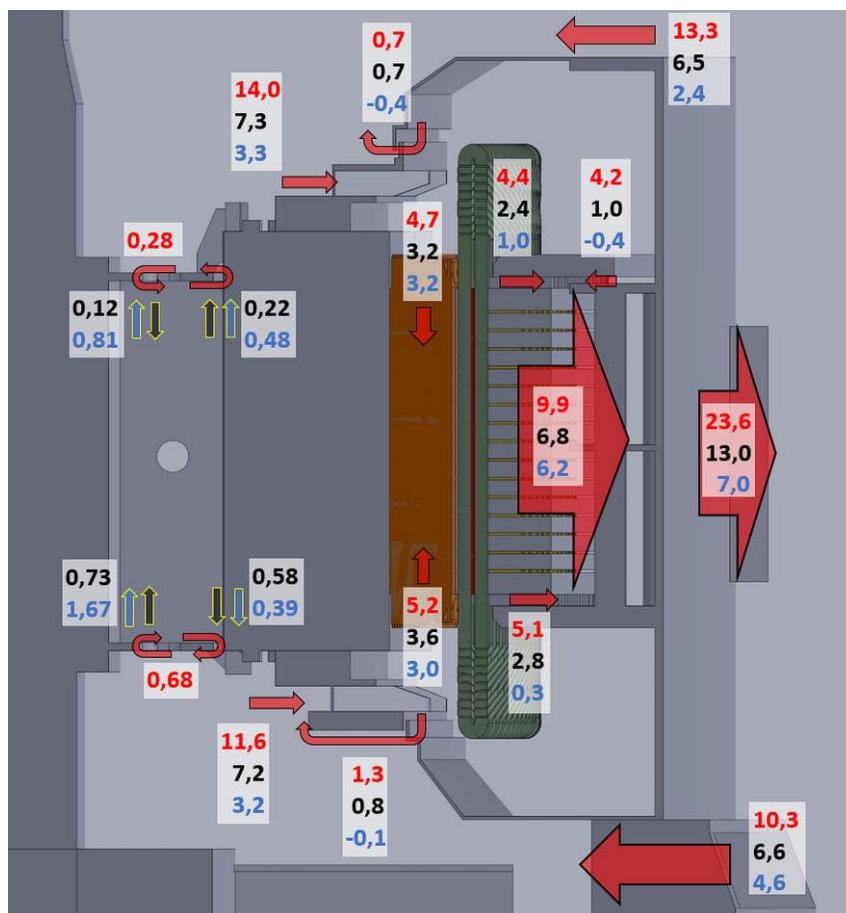
Tablica 20 – osnovni parametri radnih kola ventilatora modela G2, G2a i G2b

Oznaka modela	G2	G2a	G2b
Broj lopatica, $z$ [ - ]	28	56	0
Unutarnji promjer ( $d_1$ ), [mm]	2300	2660	2660
Vanjski promjer ( $d_2$ ), [mm]	2790	2770	2770
Kut lopatice na ulazu, $\beta_1$ [°]	45	26,7	-
Širina radnog kola (aksijalno), $b$ [mm]	80	40	40

Prvo smanjenje protoka zraka kroz generator postignuto je tako da je radnom kolu ventilatora modela G2a smanjen kut postavljanja lopatice s  $45^\circ$  na  $26,7^\circ$  te je povećan unutarnji promjer kako bi se povećanjem odnosa  $d_1/d_2$  s 0,824 na 0,960 dobio manji faktor klizanja i tako smanjio učin ventilatora. Vanjski promjer rotora neznatno je smanjen s 2790 na 2770 mm te je aksijalna širina radnog kola smanjena s 80 na 40 mm. Model G2b zapravo predstavlja generator bez centrifugalnih ventilatora kojemu su jedini aktivni izvor tlaka polovi, a dobiven je tako da su iz ventilatora G2a uklonjene lopatice. Gornje promjene na rotoru nisu u potpunosti optimirane, nego su hipotetske, i načinjene su tako da se omogući jednostavan spoj izmijenjenog rotora u postojeću mrežu statora i povratnih putova.

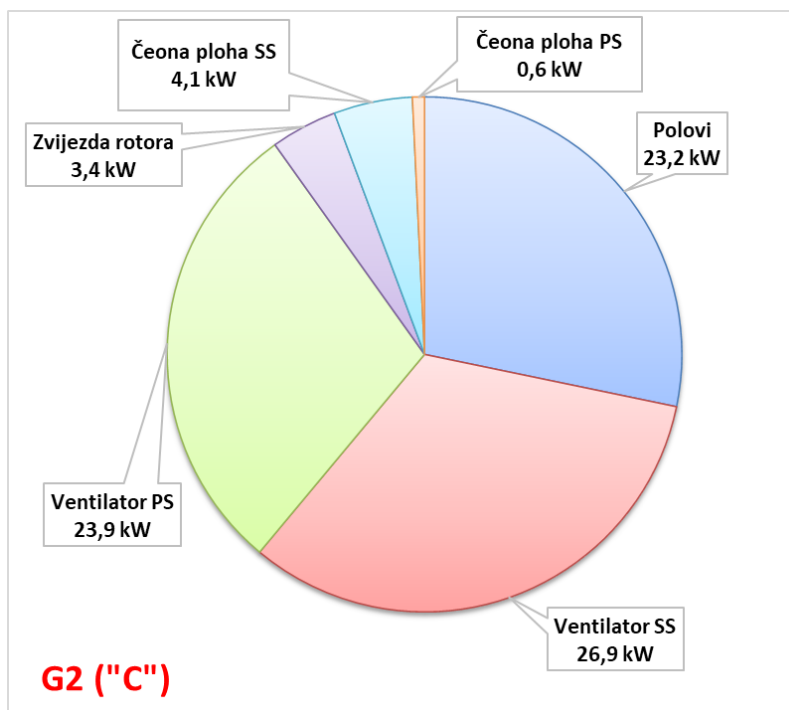
I kod izrade ovih modela vodilo se računa o tome da parametri mreže i CFD modela ostanu isti kao i kod osnovnog G2 modela.

Raspodjela protoka zraka dobivena simulacijama za sva tri modela prikazana je na slici 66. Za osnovni model G2 (vrijednosti označene crvenom bojom), ukupni izračunati protok zraka kroz hladnjake iznosi 23,6 m<sup>3</sup>/s od čega oko 42% (9,9 m<sup>3</sup>/s) prolazi kroz radijalne kanale statora. Preostalih 58% prolazi između tlačnih prsta na PS (5,1 m<sup>3</sup>/s) te između tlačnih prsta (4,4 m<sup>3</sup>/s) i ispod tlačne ploče (4,2 m<sup>3</sup>/s) na SS strani. Od 25,6 m<sup>3</sup>/s koji prolaze kroz rotore ventilatora, oko 8% (~2 m<sup>3</sup>/s) se vraća kroz raspore između rotora ventilatora i zaslona. To je gubitak zraka koji se ne može izbjeći, ali se razumno malim rasporeima nastoji držati pod kontrolom. Vrijedno je uočiti da na PS strani kroz ventilator prolazi oko 17% manje zraka nego kroz ventilator na SS strani, što je posljedica činjenice da na PS strani ne postoji prolaz za zrak ispod tlačne ploče pa je i otpor iza ventilatora veći. Rezultat takvih odnosa hidrauličkih otpora je radna točka ventilatora s većim prirastom tlaka i nešto manjim protokom zraka u odnosu na onog koji je smješten na SS strani stroja. To je također i razlog zašto je na PS strani tlak u zoni iza glava statorskoga namota viši od onoga na SS strani i zašto na PS strani više zraka „bježi“ kroz raspore između rotora i zaslona (1,3 m<sup>3</sup>/s na PS u odnosu na 0,7 na SS).



Slika 66 – protoci zraka kroz karakteristične presjeke generatora za tri izvedbe rotora (G2 - crveno, G2a - crno i G2b – plavo)

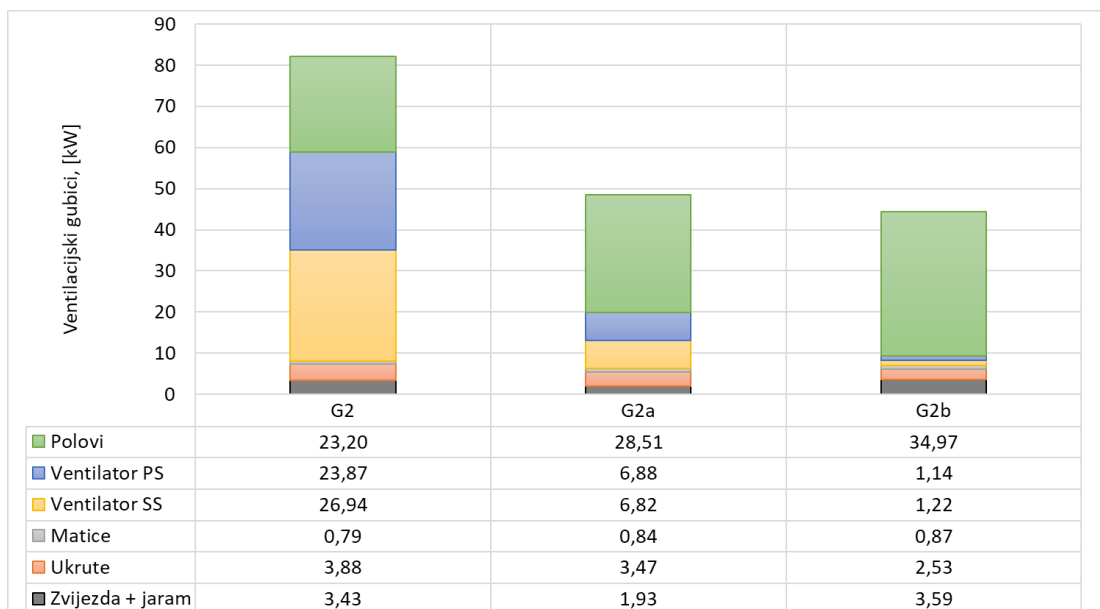
Na slici 66, usporedno s rezultatima za osnovni model G2 (crveno), možemo pratiti i protoke za modele G2a (crno) i G2b (plavo). Negativna vrijednost (za protoke kroz raspore između ventilatora i zaslona te ispod tlačne ploče na SS strani) znači da je smjer strujanja suprotan od onoga koji je naznačen strelicom. Za modele G2a i G2b, smjerovi protoka zraka kroz zvijezdu rotora (na ulazima i kroz raspore između zvijezde i jarma rotora na obje strane rotora) označeni su zasebnim strelicama s pripadajućim bojama. Kao što se može vidjeti, varijantom G2a ukupni protok kroz hladnjake smanjen je za 45% u odnosu na G2, s  $23,6 \text{ m}^3/\text{s}$  na  $13,0 \text{ m}^3/\text{s}$ , što je prihvatljivih 17% više od ciljanog „optimalnog“ protoka zraka potrebnog za hlađenje generatora. Radi kasnije analize gubitaka polova, vrijedno je primijetiti da je protok kroz polove za varijantu G2a, smanjen za 31%, (s  $9,9 \text{ m}^3/\text{s}$  na  $6,8 \text{ m}^3/\text{s}$ ), a za varijantu G2b za dodatnih 8,8% (s  $6,8$  na  $6,2 \text{ m}^3/\text{s}$ ).



Slika 67 – raščlanjeni gubici osnovnog modela G2 prema komponentama

Raspodjela ventilacijskih gubitaka za osnovno stanje G2 po ključnim komponentama rotora prikazana je na slici 67. Udjeli tlačnih elemenata u ukupnim gubicima su približno jednaki: na svaki otpada nešto manje od 1/3 ukupnih gubitaka dok na zvijezdu i čeone plohe rotora otpada manje od 10%. Iako se kod ovog generatora zvijezda rotora ne koristi kao tlačni element, zbog postojećih otvora na čelu zvijezde te radijalnog raspore između zvijezde i jarma rotora uspostavlja se cirkulacija zraka koja stvara male, ali svakako nepotrebne gubitke s udjelom u ukupnim ventilacijskim gubicima od oko 4%. Letva i ukruta koje na SS strani strše izvan zvijezde rotora, proizvode većinu od 4,1 kW gubitaka čeone plohe na SS strani, što je skoro sedam puta više od onih na PS strani, na kojoj ne postoji tako istaknuto neaerodinamično tijelo u struji zraka.

Usporedni rezultati simulacija s raščlanjenim doprinosom gubitaka komponenata rotora za tri varijante generatora G2 prikazani su na dijagramu na slici 68. U odnosu na osnovni model G2, varijantom G2a ukupni protok zraka kroz generator smanjen je za 45% (s 23,6 na 13 m<sup>3</sup>/s), a ukupni gubici za 41% (s 82,1 na 48,5 kW). Uklanjanjem lopatica ventilatora iz modela G2b postigli smo smanjenje protoka zraka kroz hladnjake za dodatnih 46% (s 13,0 na 7,0 m<sup>3</sup>/s), no gubitke smo smanjili samo za 9%. Ovi podaci zaslužuju detaljniju analizu. Za to će nam poslužiti podaci u tablici 21 u kojoj su usporedno prikazani protoci kroz tlačne elemente te pripadajući ventilacijski gubici za razmatrane varijante generatora G2. Rezultati jasno upućuju da se modifikacijom rotora s varijante G2 na G2a, a zatim s dodatnom izmjenom na varijantu G2b promijenila distribucija pretvorbe energije unutar rotora generatora. Smanjenje protoka kroz ventilatore nije rezultiralo očekivanim proporcionalnim smanjenjem gubitaka. Da bismo razumjeli uzroke ovog efekta detaljnije ćemo proučiti geometriju ventilatora i polje strujanja ispred i iza ventilatora i polova.



Slika 68 – usporedni prikaz gubitaka varijanti modela G2 raščlanjen prema komponentama rotora

Tablica 21 – usporedni prikaz promjene protoka i ventilacijskih gubitaka glavnih tlačnih elemenata generatora G2 za tri varijante modela

Varijanta modela	Ventilator PS		Ventilator SS		Polovi	
	Q [m <sup>3</sup> /s]	P <sub>v</sub> [kW]	Q [m <sup>3</sup> /s]	P <sub>v</sub> [kW]	Q [m <sup>3</sup> /s]	P <sub>v</sub> [kW]
G2	11,6	23,9	14,0	26,9	9,9	23,2
G2a	7,2 (-38%)	6,9 (-71%)	7,3 (-48%)	6,8 (-75%)	6,8 (-31%)	28,5 (+23%)
G2b <sup>8</sup>	3,2 (-55%)	1,1 (-84%)	3,3 (-55%)	1,2 (-82%)	6,2 (-9%)	35,0 (+23%)

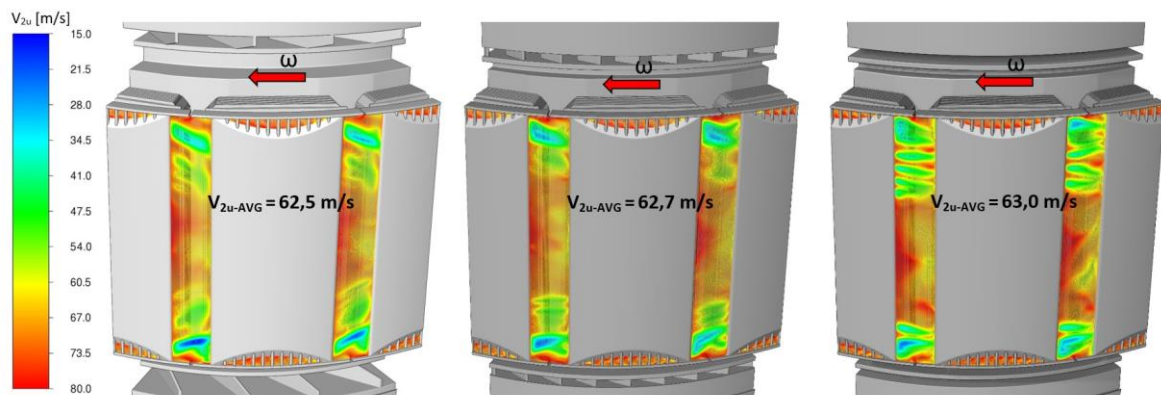
<sup>8</sup> Za varijantu G2b postoci za ventilatore ne mogu se izravno uspoređivati s ostalim varijantama jer u „ventilatoru“ za tu varijantu zapravo nema korisne pretvorbe energije kao u prethodne dvije.

Ono što prvo upada u oči na slici 68 i tablici 21 jest povećanje apsolutnog iznosa gubitaka koje stvaraju polovi, unatoč smanjenju neto protoka zraka koji prolazi kroz njih. Za razliku od ventilatora, kojima smanjenje gubitaka snage možemo pripisati ciljanoj promjeni geometrije radnog kola, geometrija polova ostala je ista, a gubici su porasli. Promotrimo li Eulerovu jednadžbu za turbostrojeve (1.28), jasno je da se gubici ( $P_Q$ ) mogu povećati samo ako je prirast tlaka  $\Delta p_{tot}$  veći od smanjenja protoka  $Q$ . Analizu ćemo olakšati ako dodatno raspišemo Eulerovu jednadžbu za turbostrojeve (za slučaj idealnog strujanja):

$$P_Q = Q \cdot \Delta p_{tot} = Q \cdot \rho \cdot (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}) \quad (5.5)$$

gdje su  $u_1$  i  $u_2$  obodne brzine rotora,  $v_{1u}$  i  $v_{2u}$  obodne komponente apsolutne brzine zraka na ulazu i izlazu iz rotora (indeksi 1 i 2), a  $Q$  i  $\rho$  su volumni protok i gustoća fluida. Ova jednadžba može se primijeniti na bilo koji oblik radnoga kola koje predaje energiju fluidu. Izraz u zagradi može rasti porastom člana  $u_2 \cdot v_{2u}$ , i/ili smanjenjem člana  $u_1 \cdot v_{1u}$ .

Usporedimo li sada prosječne iznose obodne komponente brzine zraka na izlazu iz međupolnog prostora (Slika 69), vidjet ćemo da je ona praktički ista za sva tri promatrana slučaja i iznosi oko  $62,7 \pm 0,2$  m/s. Obodna brzina polova u tom presjeku iznosi 69,6 m/s iz čega slijedi da prosječni faktor klizanja za ovaj rotor iznosi približno 0,9.

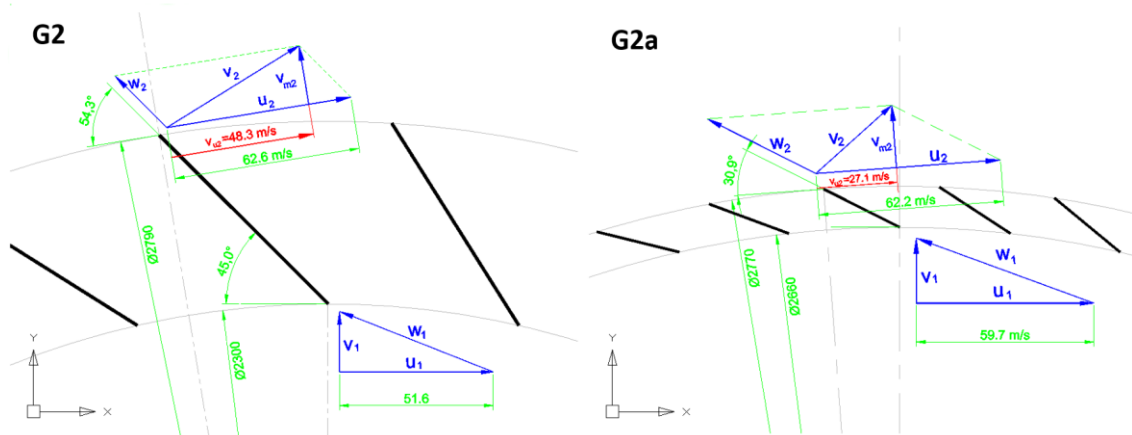


Slika 69 – polje obodne komponente brzine na izlazu iz međupolnog prostora za tri razmatrana modela rotora s označenim smjerom vrtnje (G2 – lijevo, G2a – sredina, G2b – desno)

Budući da je zbog iste geometrije rotora i obodna brzina polova ista, možemo zaključiti da se prvi član u zagradi jednadžbe (5.5) ne mijenja značajno. Za drugi član u zagradi potrebno je poznavati polje brzina ispred ulaza u međupolni prostor koje je prvenstveno diktirano geometrijom radnoga kola ventilatora. Teoretski trokuti brzina za modele G2 i G2a, prikazani su na slici 70. Sa slike je vidljivo da je obodna komponenta apsolutne brzine zraka na izlazu iz radnih kola ventilatora ( $v_{u2}$ ) različita za dva promatrana modela i da je za model G2a za oko 44% manja od one za model G2 (27,1 m/s prema 48,3 m/s). Budući da u modelu G2b „ventilator“ nema lopatice, teoretska obodna komponenta brzine zraka ispred ulaza u međupolni prostor jednaka je nuli. Ovdje još jednom treba

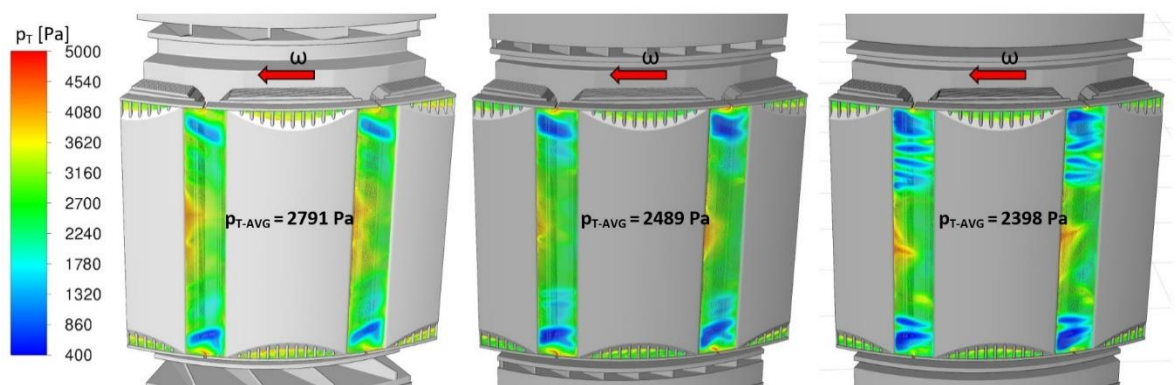


podsjetiti da je obodna komponenta brzine zraka na ulazu u međupolni prostor približno jednaka obodnoj komponenti brzine zraka na izlazu iz radnog kola ventilatora ( $v_{1u-pol} \approx v_{2u-ventilator}$ ). Gornja razmatranja vode nas na sljedeći zaključak: zbog smanjenja obodne komponente brzine zraka ispred ulaza u međupolni prostor povećava se prirast totalnog tlaka u međupolnom prostoru (razlika članova u zagradi jednadžbe (5.5) koji raste brže nego što se smanjuje protok koji protječe kroz međupolni prostor. Posljedica toga je porast ventilacijskih gubitaka koje stvaraju polovi unatoč smanjenju protoka zraka kroz njih.



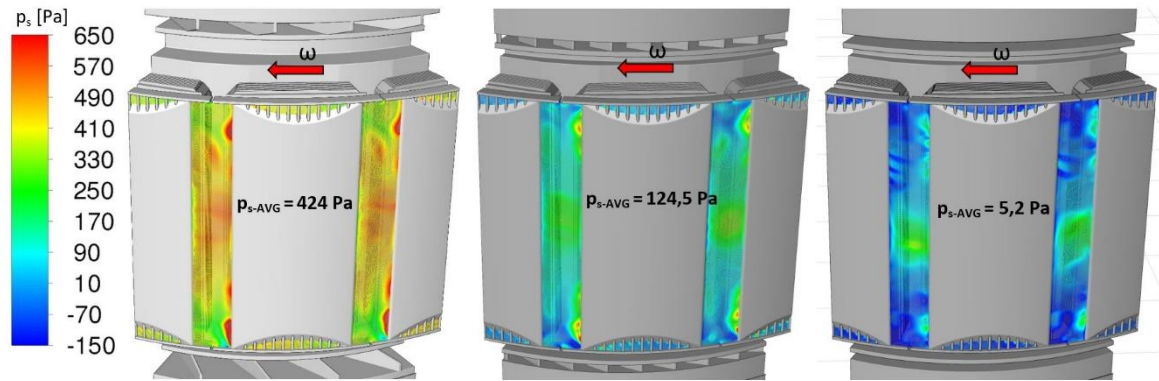
Slika 70 – teoretski trokuti brzina na ulazu i izlazu iz radnog kola ventilatora za modele G2 i G2a za protoke dobivene CFD simulacijama

Ovdje treba svakako imati na umu da povećanje prirasta totalnog tlaka u polovima ne znači nužno da je i totalni tlak na izlazu iz međupolnog prostora veći za slučaj G2b u odnosu na G2, ili G2a u odnosu na G2. To se jasno vidi na slici 72 gdje su u istom presjeku kao i na slici 69 prikazani totalni tlakovi za razmatrana tri modela.



Slika 71 - polje totalnog tlaka na izlazu iz međupolnog prostora za tri razmatrana modela rotora s označenim smjerom vrtnje (G2 – lijevo, G2a – sredina, G2b – desno)

U razumijevanju ove situacije pomoći će nam Slika 72 na kojoj su prikazane konture statičkog tlaka gdje se vidi da se prosječni statički tlak na izlazu iz međupolnog prostora smanjuje kako idemo od modela G2 prema modelu G2b. Posebno je zanimljivo polje tlaka modela G2b kod kojega prosječni statički tlak duž promatranog presjeka iznosi oko 5 Pa.



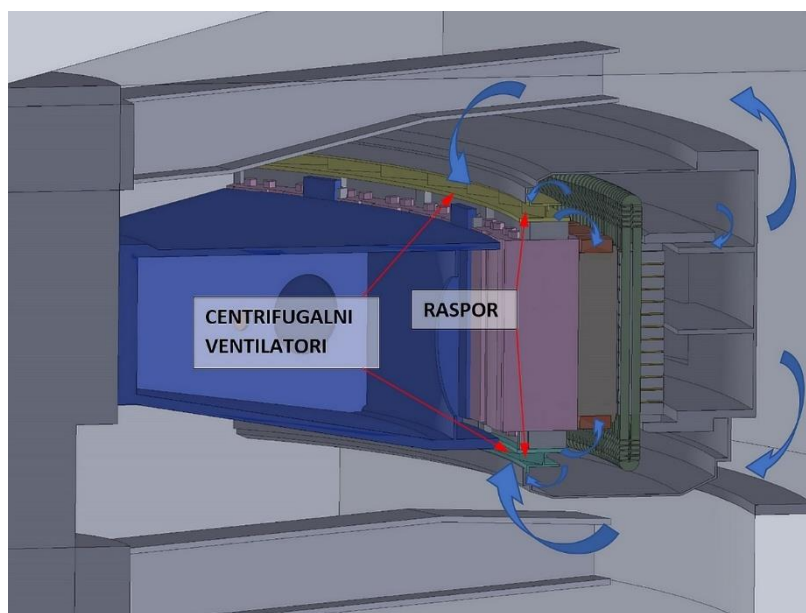
Slika 72 – polje statičkog tlaka na izlazu iz međupolnog prostora za tri razmatrana modela rotora s označenim smjerom vrtnje (G2 – lijevo, G2a – sredina, G2b – desno)

Na slici je vidljivo da je u određenim dijelovima presjeka statički tlak manji od 0. U toj zoni možemo očekivati povratno strujanje, odnosno recirkulaciju zraka, što upućuje na činjenicu da je stvarna količina zraka kojoj polovi predaju energiju veća od one koju smo pretpostavili na temelju neto protoka koji prolazi kroz statorski paket, što je još jedan faktor zbog kojega gubici polova rastu unatoč „manjem“ neto protoku kroz njih.

I na ovom modelu generatora pokazano je koliko su složene aerodinamičke pojave u generatoru, te kompleksne interakcije između različitih konstrukcijskih elemenata rotora koji sudjeluju u generiranju ventilacijskih gubitaka.

### 5.1.4 Model generatora G3

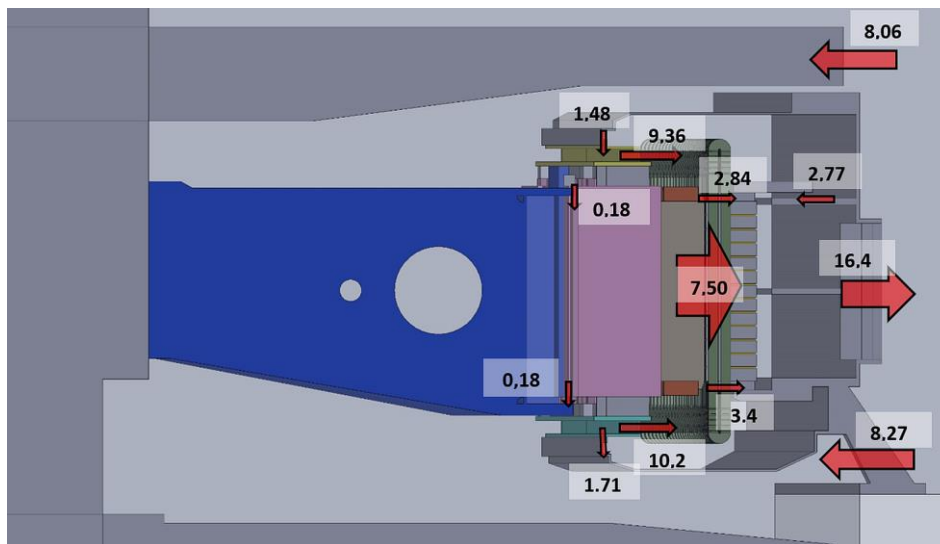
Ključna osobina modela G3 je njegova sporohodnost. Riječ je o generatoru s 56 polova čija je obodna brzina najmanja od razmatranih generatora i iznosi 35,8 m/s. Tip ventilacije je „C“, kao i kod generatora G2, što znači da se kao glavni tlačni elementi, uz polove, koriste centrifugalni ventilatori ugrađeni na čeonom dijelu rotora. Ventilatori imaju 45 lopatica koje su postavljene pod kutem od 20°, unutarnji i vanjski promjer ventilatora iznose 5500 i 5800 mm dok je aksijalna širina radnog kola ventilatora 60 mm. Kod ovoga generatora ne postoje značajni otvori na zvijezdi rotora koji bi omogućili prestrujavanje zraka s pogonske na slobodnu stranu ili obrnuto. Kao što se može vidjeti na slici 73, rotor je relativno gladak, matice koje se nalaze na lančanom prstenu pokrivene su nosačem ventilatora, a letve koje spajaju zvijezdu rotora s lančanim prstenom su relativno rijetke i dugoljastog su oblika što smanjuje otpor pa možemo zaključiti da je riječ o relativno „glatkom“ rotoru. Jedna od upečatljivih informacija o ovom generatoru je mali iznos relativnih ventilacijskih gubitaka koji iznosi 0,07% što značajno odudara od ostalih promatranih generatora (kao što se može vidjeti na dijagramima prikazanim na slikama 21 str. 29 i 22 str. 30).



*Slika 73 – konstrukcija modela G3 s glavnim elementima ventilacijskog kruga i smjerovima strujanja zraka duž stroja*

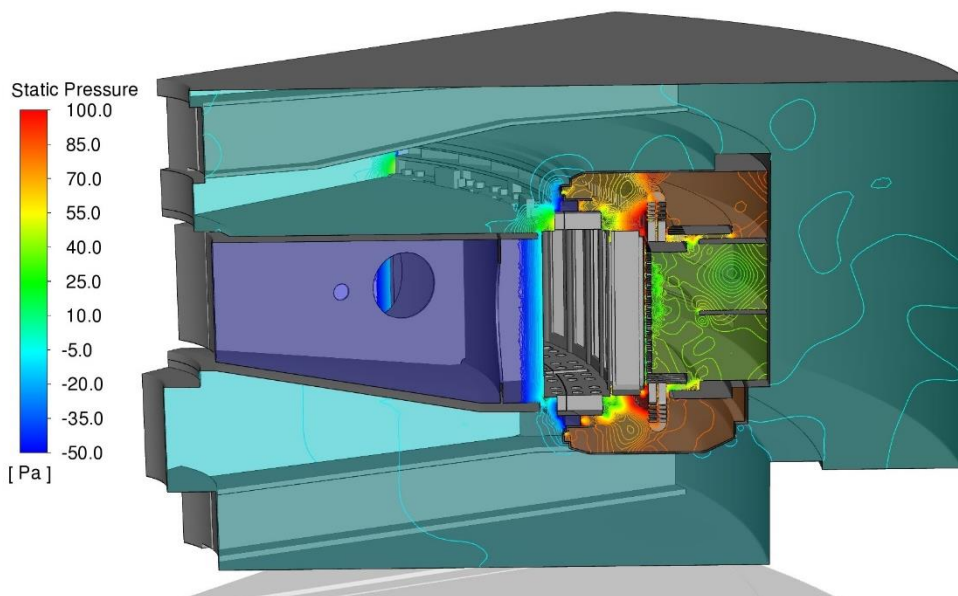
Iz podatka o projektnim gubicima za odvod na zrak (423 kW), dobiva se potreban protok rashladnog zraka od oko 12 m<sup>3</sup>/s (izračunato prema izrazu (5.4)). Ukupni izračunati protok zraka kroz hladnjake iznosi 16,4 m<sup>3</sup>/s što je za oko 30% više od potrebne količine. Podatak o izmjerenom protoku zraka, na žalost, ne postoji, ali preko kalorimetrije na strani zraka može se izračunati vrijednost 13,2 m<sup>3</sup>/s. Raspodjela protoka zraka u karakterističnim presjecima stroja prikazana je na slici 74, a karakterizira ju uravnoteženost i izostanak značajnih recirkulacija zraka. Jedina zamjetna recirkulacija javlja se kroz raskorak između ventilatora i zaslona i nešto je izraženija na PS, nego na SS

što smo do sada već vidjeli i povezali s nesimetrijom otpora u statoru (nepSporoostojanje prolaza za zrak ispod tlačne ploče na PS). Osim toga, kroz mali radijalni raspor koji postoji između zvijezde rotora i lančanog prstena također postoji prestrujavanje zraka u iznosu  $\sim 0,18 \text{ m}^3/\text{s}$  i to u smjeru SS  $\rightarrow$  PS.



Slika 74 – raspodjela protoka

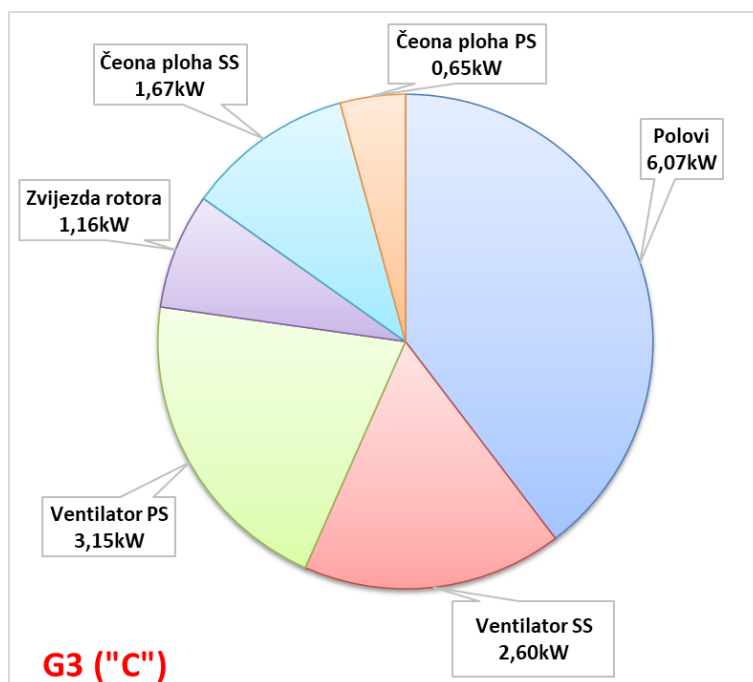
Pogledamo li polje statičkog tlaka po presjeku generatora (Slika 75), možemo uočiti da je uglavnom ujednačeno, što je rezultiralo tokovima zraka u očekivanim smjerovima (primjerice, nema prestrujavanja iz zone iza statorskog paketa u zonu iza glava namota kroz prolaz ispod tlačne ploče).



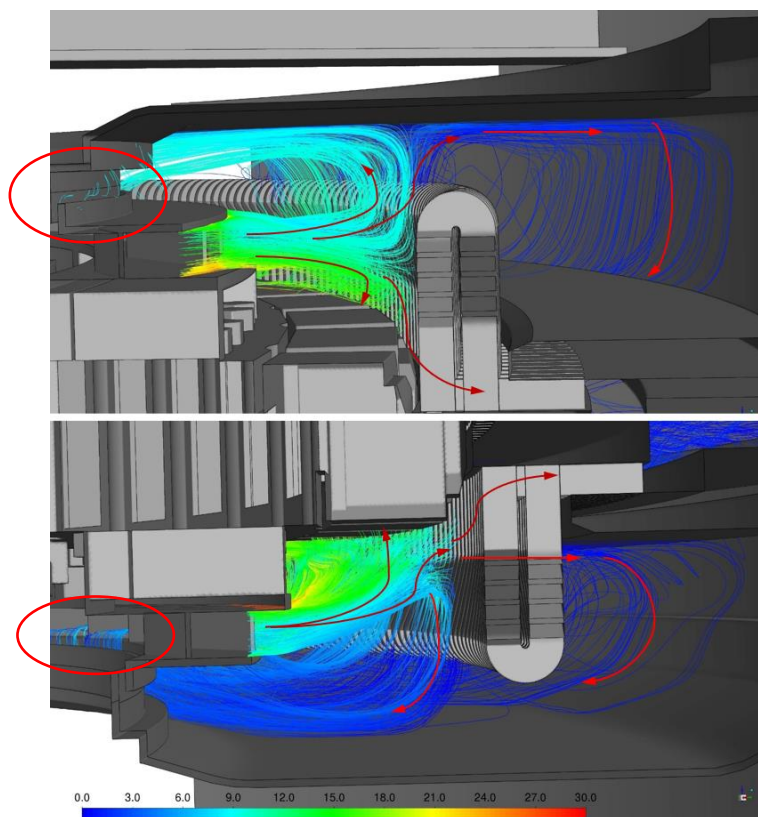
Slika 75 – statički tlak po presjeku generatora

Raspodjela ventilacijskih gubitaka po osnovnim komponentama rotora prikazana je na slici 76. Niti ovdje nema velikih iznenađenja: tlačni elementi (polovi i ventilatori) generiraju približno

77% ukupnih gubitaka od kojih se oko 40% odnosi na polove, dok preostali dio gubitaka otpada na čeone plohe na SS (11%), čeone plohe na PS (4%) i zvijezdu rotora (8%).



Slika 76 – raspodjela ventilacijskih gubitaka po komponentama rotora modela G3

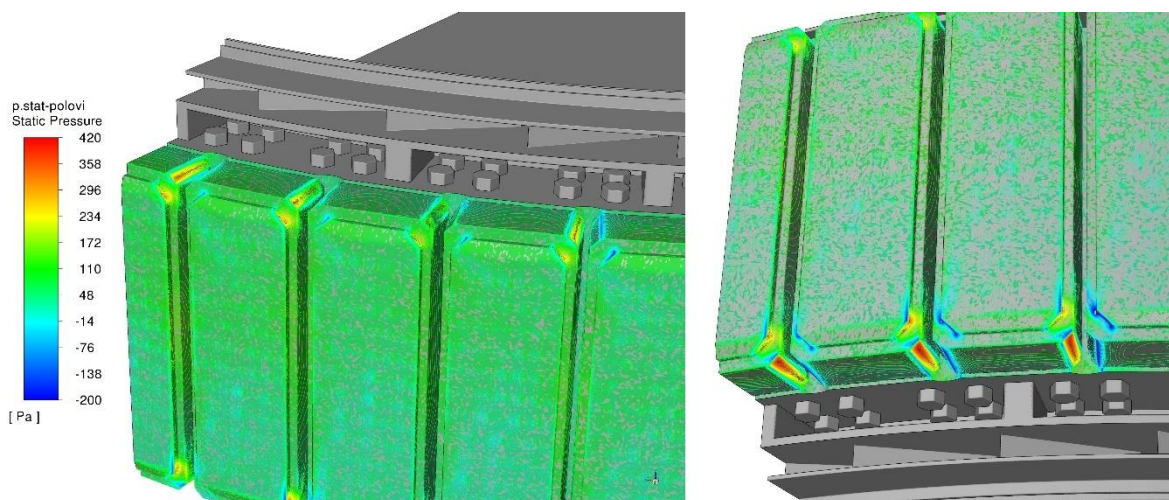


Slika 77 – apsolutne strujnice na SS (gore) i PS (dolje) otpuštene na izlazu iz radnog kola ventilatora obojane prema tangencijalnoj komponenti brzine zraka

Budući da su kod ovoga generatora relativni ventilacijski gubici značajno niži nego kod ostalih razmatranih generatora, zanimljivo je promotriti sliku 77 na kojoj su prikazane strujnice koje su otpuštene iz presjeka na izlazu radnog kola ventilatora na SS i PS strani generatora. Zrak, po izlazu iz radnog kola udara direktno u „porozne“ glave namota, a zatim se dijeli na nekoliko struja koje su na slici 77 označene strelicama. Jedna struja se „odbija“ od glava namota i vraća se natrag prema zoni polova (na obje strane generatora). Pri tome na SS strani ta struja ima veću obodnu komponentu brzine nego na PS strani. Naime, na PS strani, zbog nepostojanja otvora za prolaz zraka prema hladnjaku, zrak prolazi kroz glave namota, gubi kinetičku energiju i obodnu komponentu brzine pa se tako ispravljen uz zaslon vraća prema zoni polova. Zatim se miješa sa zrakom koji izlazi iz radnog kola ventilatora pa kao rezultat imamo zrak s manjom obodnom komponentom brzine nego na SS strani gdje se zrak koji prolazi u prostor iza glava namota spušta uz zaslon prema otvoru ispod tlačne ploče i zatim nastavlja prema hladnjaku. Zrak koji cirkulira u zoni rotora dijelom izlazi kroz raspor između radnog kola i zaslona prema ulazu u radno kolo ventilatora a drugim dijelom se vraća i ulazi u međupolni prostor.

Druga struja također udara u glave namota i skreće prema zračnom rasporu. Primjetno je da iz strujnica nije vidljiva uobičajena predodžba o tome da postoji struja zraka koja direktno iz ventilatora skreće prema ulazu u međupolni prostor. O tome treba voditi računa kod definiranja ventilacijske mreže tako hlađenih generatora.

S obzirom na to da na PS strani zrak ima manju obodnu komponentu brzine zraka nego na SS strani, možemo očekivati i da će se na PS strani zrak jače sudarati s polom, pa će i maksimalni statički tlak na toj strani polu biti veći nego na SS. To je zorno pokazano na slici 78 gdje su prikazane konture statičkog tlaka na SS (lijevo) i PS (desno) strani polova. Maksimalni statički tlak na PS strani iznosi oko 390 Pa, dok je na SS strani oko 290 Pa.

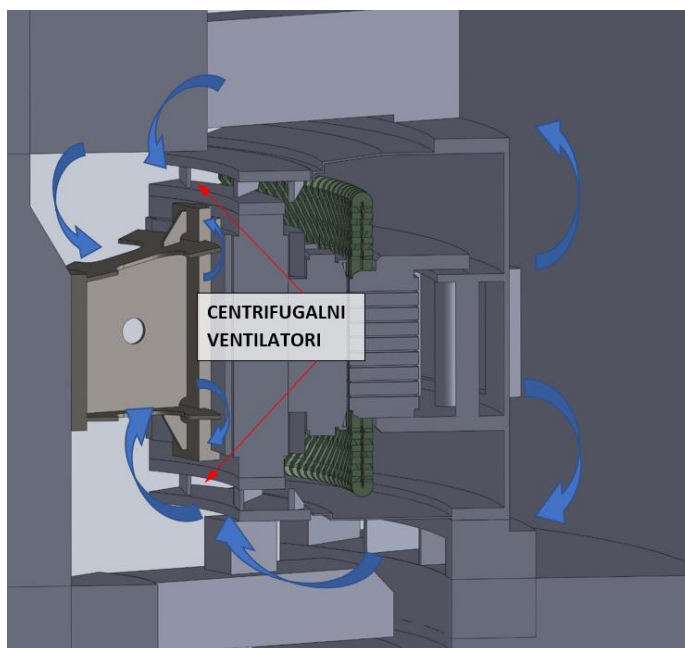


Slika 78 – konture statičkog tlaka na polovima na SS (gore) i PS (dolje) strani stroja

Primjer ovog generatora pokazuje da se uz pažljivo izvedenu konstrukciju može postići približno potreban protok zraka uz minimalne ventilacijske gubitke. Ovako malim gubicima sasvim sigurno doprinosi mala obodna brzina polova, no ne treba smetnuti s uma da s približno istom, ili manjom obodnom brzinom (35,8 m/s), postoji cijeli niz generatora s daleko većim relativnim ventilacijskim gubicima, kao što se može vidjeti na slici 22 (str. 30).

### 5.1.5 Model generatora G4

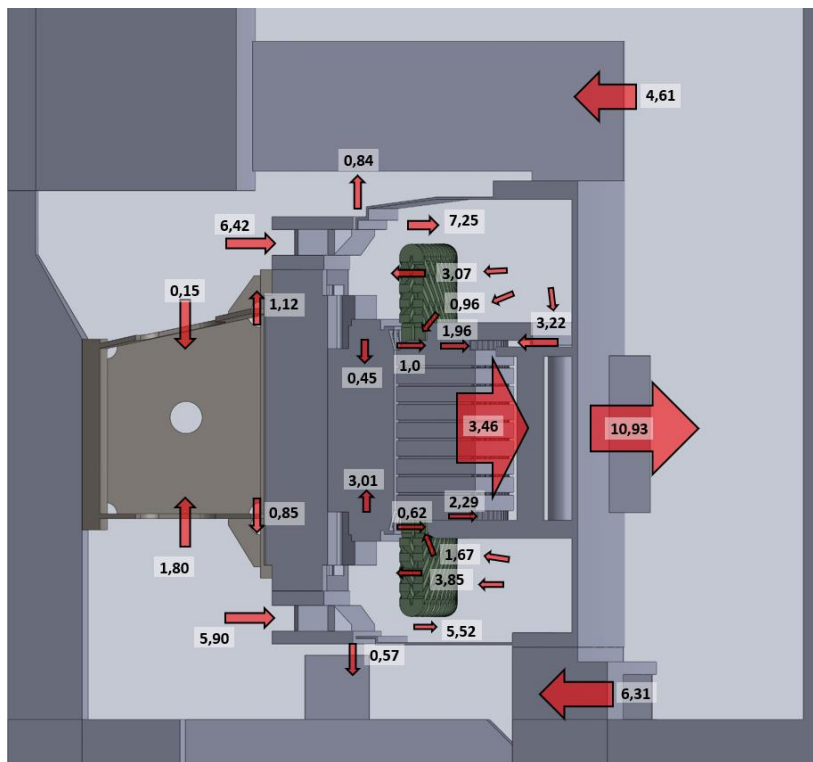
Nasuprot generatoru G3, kod kojega su relativni ventilacijski gubici najmanji u razmatranom skupu, ovaj generator ima najveći iznos relativnih gubitaka koji iznosi 0,5%. Kao i kod prethodnih strojeva i ovdje ćemo prvo promotriti konstrukciju i osnovne ventilacijske parametre. I ovaj generator ima „C“ tip ventilacije s dva centrifugalna ventilatora na čeonim plohama rotora. Na slici 79 vidimo da su ventilatori vrlo robusni i relativno velike aksijalne širine koja iznosi 80 mm. Ulazni kut lopatice je  $35^\circ$ , broj lopatica je 16, a unutarnji i vanjski promjer ventilatora iznose 1820 mm, odnosno 2285 mm. Generator ima 16 polova, odakle proizlazi obodna brzina vanjskog promjera ventilatora 44,9 m/s. Ventilatori su postavljeni relativno visoko u odnosu na glave statorskog namota pa zrak lako prolazi kroz prolaz između glava namota i zaslona. Zvijezda rotora je otvorena iako ne postoje radijalni kanali u lančanom prstenu, a između zvijezde i lančanog prstena postoji relativno veliki raspor kroz koji može prolaziti zrak.



Slika 79 –model G4 s prikazom protoka i smjera strujanja zraka kroz glavne ventilacijske puteve

Ukupni izmjereni protok zraka kroz hladnjake ovog generatora iznosi  $11,9 \text{ m}^3/\text{s}$ , dok je simulacijama dobiveno  $10,9 \text{ m}^3/\text{s}$  što je od izmjerenog manje za prihvatljivih 8%. Raspodjela protoka zraka dobivena CFD simulacijama prikazana je na slici 80. Kao što se može vidjeti, strujanje je vrlo

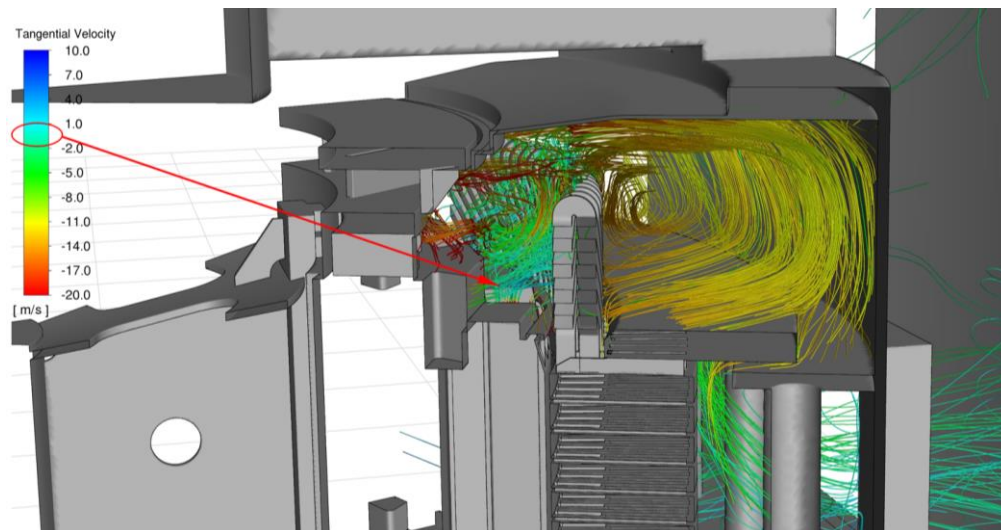
složeno s izraženim recirkulacijama. Od ukupnog protoka koji prolazi kroz hladnjake, oko 3,5 m<sup>3</sup>/s (31,7%) prolazi kroz radijalne kanale u statorskom paketu. Zbog visoko postavljenog radnog kola ventilatora, kroz površinu između glava namota i zaslona statora prolazi velika količina zraka: 7,25 m<sup>3</sup>/s na SS i 5,52 m<sup>3</sup>/s na PS strani. Suma ovih protoka veća je od iznosa koji prolazi kroz hladnjake što ukazuje na pojavu recirkulacije zraka koja je i vidljiva na slikama 80 i 81. Promotrimo li detaljnije strujanje u zoni glava namota na SS strani stroja, možemo primijetiti da se taj zrak nakon prolaza kroz površinu iznad glava namota dijeli na tri grane: 3,22 m<sup>3</sup>/s prolazi kroz prolaz ispod tlačne ploče, 0,96 m<sup>3</sup>/s skreće prema tlačnim prstima gdje se spaja sa zrakom koji dostrujava radijalno iz smjera rotora te 3,07 m<sup>3</sup>/s koji struji povratno prema rotoru kroz glave namota. Struje zraka koje prolaze ispod tlačne ploče i prema tlačnim prstima (sveukupno 3,22 + 0,96 = 4,18 m<sup>3</sup>/s) uopće ne sudjeluju u hlađenju generatora što znači da je više od 38% zraka koji prolazi kroz hladnjak potpuno beskorisno. Preostali zrak se nakon prolaza kroz glave dijeli na dvije struje: veća, koja se vraća prema presjeku iznad glava namota i manja, koja ulazi u međupolni prostor i dalje ide prema radijalnim kanalima statora. Obje te struje prolaskom kroz glave namota gube značajan dio energije. Struja zraka koja ulazi u međupolni prostor ponovno se ubrzava i za to se troši značajna energija koja predstavlja nepotreban gubitak. Slična je situacija i na PS strani, uz razliku da ne postoji prolaz za zrak ispod tlačne ploče pa veći dio primirenog zraka koji je prošao kroz glave namota ulazi u međupolni prostor.



Slika 80 – raspodjela protoka zraka kroz model G4 s naznačenim smjerovima strujanja

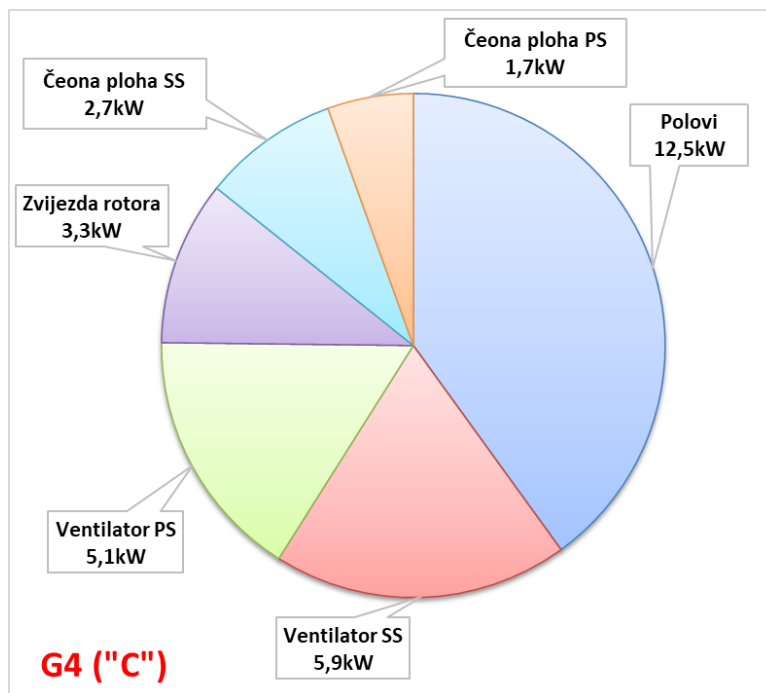


Druga značajna recirkulacija koja se događa u stroju vezana je za zvijezdu rotora. Naime, otvori u zvijezdi omogućuju spoj PS i SS strane generatora, a raspori između zvijezde i lančanog prstena zapravo pretvaraju ruke zvijezde rotora u lopatice primitivnog ventilatora i omogućuju da zrak koji uđe kroz glavne otvore na zvijezdi djelovanjem ruku zvijezde rotora bude ubrzan i izbačen kroz te raspore prema ventilatorima. Jasno je da se tako stvaraju nepotrebni ventilacijski gubici.



*Slika 81 – strujnice u zoni iza glava namota s naznačenim ulazom u međupolni prostor*

Osvrnut ćemo se i na ukupni protok zraka kroz hladnjake koji je ostvaren kod ovog generatora. S obzirom na to da ukupni gubici za odvod na zrak ovog generatora iznose oko 158 kW, primjena empirijske jednadžbe (5.4) vodi ka vrijednosti potrebnog protoka zraka od približno 4,6 m<sup>3</sup>/s. Realizirani protok od 11,9 m<sup>3</sup>/s skoro je 2,5 puta veći od procijenjene stvarne potrebe, što je rezultiralo s 33,4 kW gubitaka. Sada je jasno da su prekomjerni protok zraka te velike recirkulacije zraka unutar kućišta glavni uzroci visokih relativnih ventilacijskih gubitaka od 0,5%.



Slika 82 – raspodjela gubitaka prema komponentama rotora modela G4

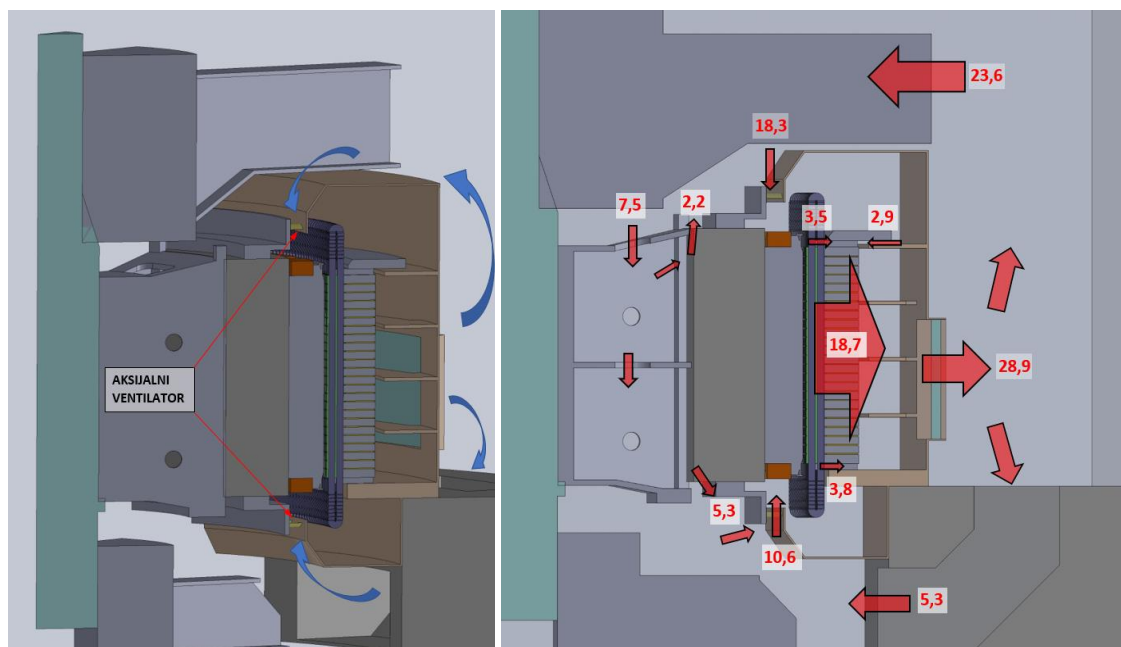
Ovdje treba još istaknuti i aksijalnu poziciju ugrađenog ventilatora koji je ugrađen previsoko u odnosu na glave namota pa zrak lako „bježi“ prema prostoru iza glava namota. Ovakve praktične napomene, iako se ovdje čine jasne i trivijalne, zapravo mogu biti vrlo važne konstruktorima pri radu.

Promotrimo li relativnu raspodjelu ventilacijskih gubitaka prema komponentama rotora (Slika 82) uočiti ćemo već vidjene odnose: izvori tlaka (ventilatori i polovi) sudjeluju u ukupnim ventilacijskim gubicima sa 75%. Od toga na polove otpada 40%. Zvijezda rotora u ukupnim gubicima sudjeluje s 10,6%, a ostali dijelovi rotora (ukrute na PS i SS, razne neravnine i udubine na rotoru i sl.) s oko 14,3%.

### 5.1.6 Model generatora G5

Ovo je jedini generator u promatranom skupu koji ima „D“ tip ventilacije. Kao što je prikazano u tablici 2 (str. 22), kod ovog tipa ventilacije se kao tlačni elementi, uz polove, koriste dva aksijalna ventilatora ugrađena na čelima rotora. Aksijalni ventilatori izvedeni su s profiliranim lopaticama, uz vanjski promjer 4103 mm, a unutarnji 3873 mm. Broj lopatica je 54. Generator ima 18 polova i obodnu brzinu pola 76,7 m/s. Otvori na zvijezdi rotora postoje samo na SS strani, a između zvijezde rotora i lančanog prstena postoje raspori i na PS i na SS od kojih je onaj na PS po površini otprilike 3 puta veći od onoga na SS strani. Za razliku od modela G1 (koji također ima aksijalne ventilatore), ovaj generator nema ukrute na vijencu nosača ventilatora pa ne postoji njihov utjecaj na ventilacijske gubitke i energetska pretvorbu u radnom kolu ventilatora. Značajno je također skrenuti pažnju na činjenicu da su površine presjeka povratnih putova na PS i SS bitno različite: na

SS je površina presjeka oko 2,5 puta veća od one na PS. Posljedica ovakve raspodjele presjeka za strujanje je izrazito neujednačena raspodjela protoka na PS i SS, kao što se to može vidjeti na slici 83 (desno).

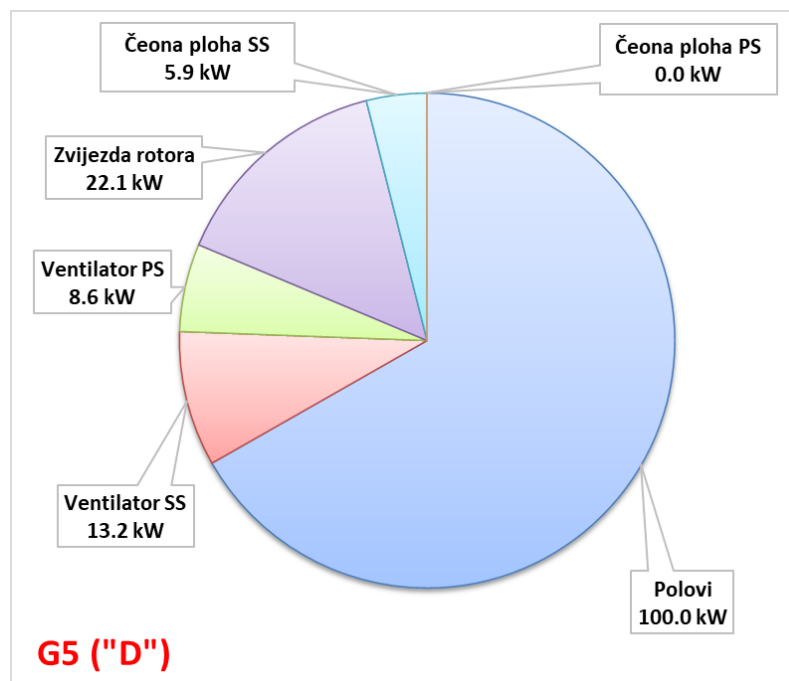


Slika 83 – presjek modela G5 s naznačenim očekivanim smjerovima toka zraka (lijevo) i realiziranim protocima (desno)

Povratnim putovima na SS strani prolazi otprilike 4 puta više zraka od PS strane: 23,6 m<sup>3</sup>/s prema 5,3 m<sup>3</sup>/s. Ta je razlika manja ako se promatraju aksijalni ventilatori: 18,3 m<sup>3</sup>/s na SS prema 10,6 m<sup>3</sup>/s na PS strani. Razlika u protoku na PS strani nadoknađena je prestrujavanjem zraka kroz zvijezdu rotora sa SS strane na PS stranu. Kroz otvor zvijezde na SS strani ulazi 7,5 m<sup>3</sup>/s koji se zatim dijele na dvije struje od kojih 2,2 m<sup>3</sup>/s izlazi kroz raspored između zvijezde i lančanog prstena na SS strani, a preostalih 5,3 m<sup>3</sup>/s izlazi kroz isti raspored na PS strani i spaja se sa strujom zraka koja se od hladnjaka povratnim putovima vraća prema ventilatorima. Unutar zone statora, zrak je ravnomjerno raspoređen i nema izražene recirkulacije. Oko 65% (18,7 m<sup>3</sup>/s) ukupnog protoka prolazi kroz radijalne kanale statora, dok je preostatak ravnomjerno raspoređen kroz preostala tri prolaza za zrak: između tlačnih prsta na PS i SS te ispod tlačne ploče na SS strani generatora. Protok kroz ventilatore nije ujednačen: na SS strani prolazi oko 80% više zraka nego na PS strani. Ovu razliku možemo pripisati dvama razlozima:

1. Nejednakim površinama za strujanje zraka povratnih putova,
2. Činjenici da 50% zraka koji prolazi kroz ventilator na PS prvo prolazi kroz zvijezdu rotora koja mu predaje moment količine gibanja pa zrak ispred ulaza u ventilator ima izraženu obodnu komponentu brzine, što smanjuje prirast tlaka u tom radnom kolu.

Potrebna količina zraka koja proizlazi iz ukupnih gubitaka za odvod na zrak kod ovog stroja iznosi 24,5 m<sup>3</sup>/s. Uzevši u obzir sve nesigurnosti kod mjerenja i izračuna, razlika od približno 20% između potrebnog i ostvarenog protoka može se smatrati prihvatljivom. Ono što u ovom slučaju nije prihvatljivo jest prolaz zraka kroz zvijezdu rotora što stvara nepotrebne gubitke.



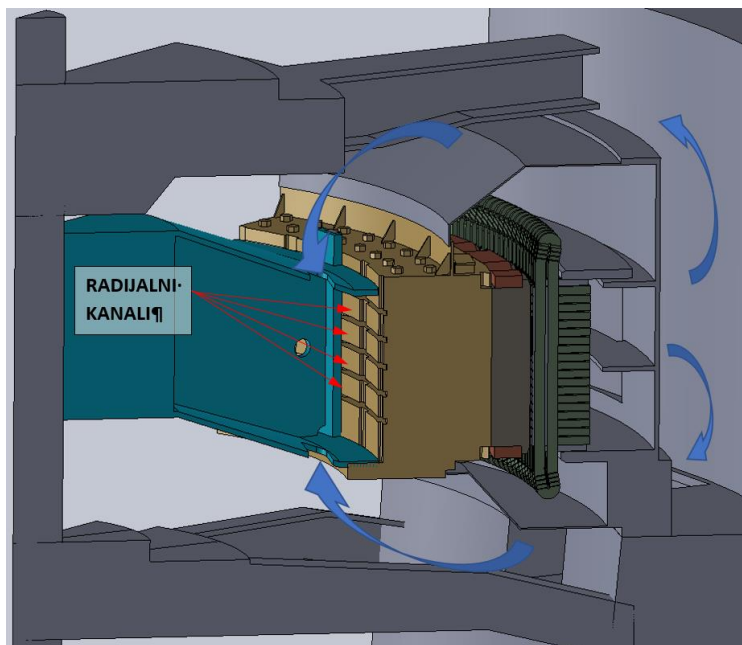
Slika 84 – raspodjela gubitaka prema komponentama rotora modela G5

Izmjereni relativni ventilacijski gubici ovog generatora iznose 0,24%. Ovo je nešto niže od prosječne vrijednosti za „D“ tip ventilacije koja iznosi 0,3% (Slika 20 na str. 29) pa možemo reći da su izmjereni ventilacijski gubici ovog generatora prihvatljivi. Kao što se vidi na slici 84, kod ovog generatora polovi su dominantni izvor gubitaka na koje otpada oko 67% svih gubitaka. Drugi pojedinačno značajan izvor gubitaka kod ovog generatora je zvijezda rotora koja generira oko 15% gubitaka, premda nema aktivnu ulogu u ostvarivanju protoka zraka kroz generator. Snaga koju ventilatori preuzimaju s vratila ukupno iznosi 21,8 kW što predstavlja 14,5% svih ventilacijskih gubitaka. Gubici ventilatora nisu izbalansirani kao niti protok koji prolazi kroz njih: ventilator na PS strani „troši“ 8,6 kW (uz protok zraka 10,6 m<sup>3</sup>/s), dok onaj na SS strani „troši“ 13,2 kW (uz protok 18,3 m<sup>3</sup>/s).

### 5.1.7 Model generatora G6

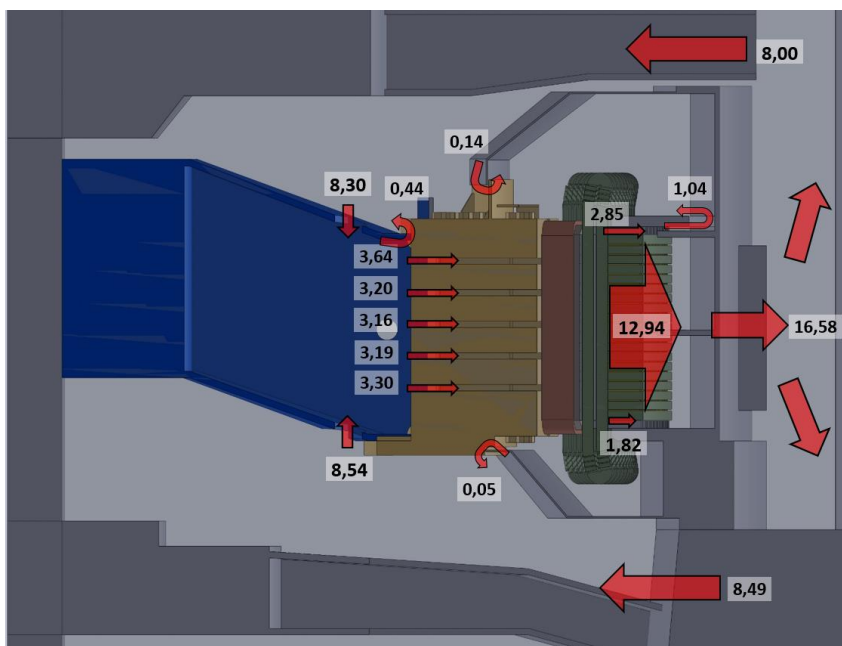
Zadnji generator koji ćemo analizirati u ovom radu ima „A“ tip ventilacije i kod njega se, osim polova, kao tlačni elementi koriste zvijezda rotora i radijalni kanali u lančanom prstenu. Generator ima 32 pola i obodnu brzinu polova 55,4 m/s. Izmjereni relativni ventilacijski gubici iznose 0,27%, a procijenjena potrebna količina zraka za odvod gubitaka iznosi 16,9 m<sup>3</sup>/s. Izmjereni

protok zraka pomoću anemometra s krilcem iznosi 19,4 m<sup>3</sup>/s, dok je simulacijama dobiveno 16,6 m<sup>3</sup>/s što je razlika od -14,4%.

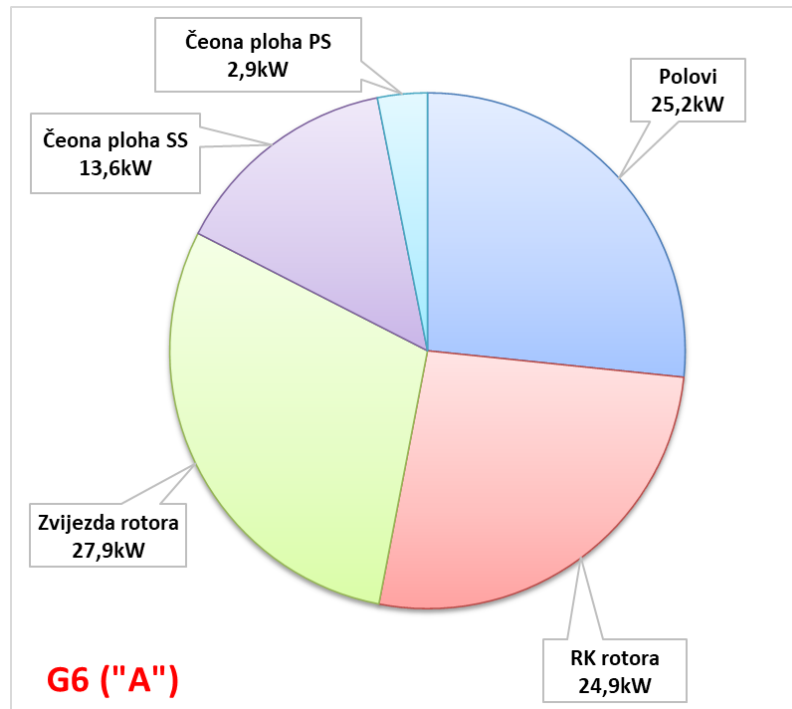


Slika 85 – konstrukcija generatora G6 s osnovnim putovima za zrak

Raspodjela protoka prikazana je na slici 86, a karakterizira ju uglavnom uravnotežena raspodjela zraka kroz povratne putove na PS i SS te minimalno prestrujavanje zraka kroz raspore između rotora i zaslona. Zrak kroz otvore ulazi u zvijezdu rotora koja mu predaje moment i zatim se, manje-više ravnomjerno, raspoređuje po radijalnim kanalima u lančanom prstenu (srednje kvadratično odstupanje iznosi 6% prosječne vrijednosti protoka). Vidljive su dvije manje recirkulacije: jedna kroz raspore između zvijezde rotora i lančanog prstena u iznosu 0,44 m<sup>3</sup>/s, te druga



Slika 86 – raspodjela protoka zraka kroz model G6 s naznačenim smjerovima strujanja

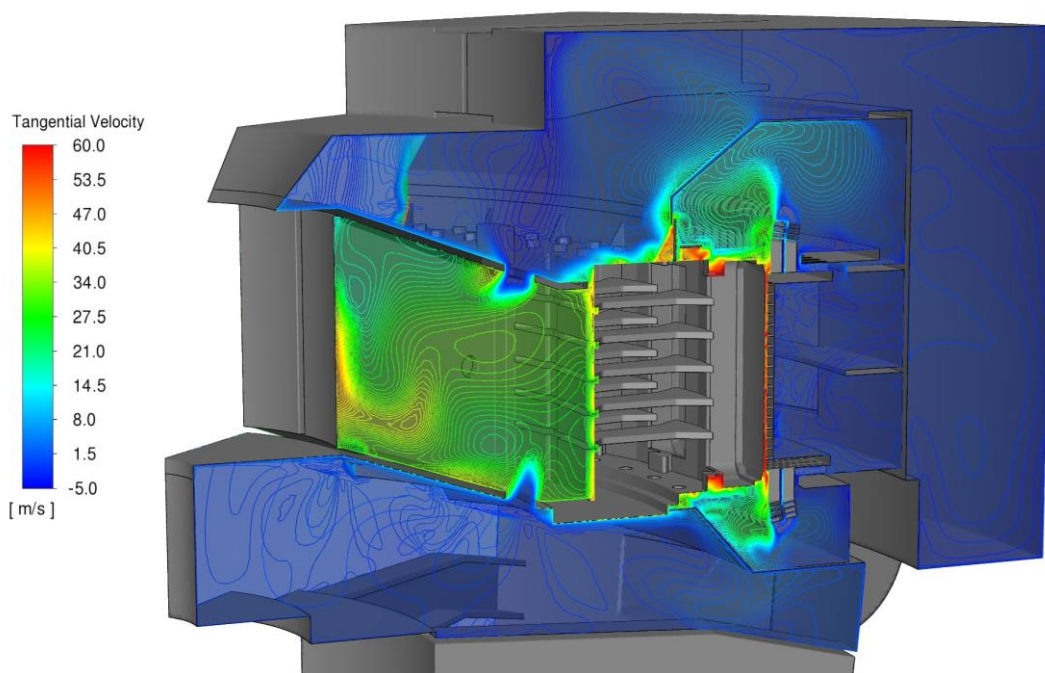


Slika 87 - raspodjela gubitaka prema komponentama rotora modela G6

kroz prolaz između tlačne ploče i kućišta na SS strani generatora u iznosu  $1,04 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Raspodjela gubitaka po tlačnim elementima je približno jednolika (Slika 87): polovi i radijalni kanali stvaraju oko 25 kW svaki (oko 26% ukupnih gubitaka), a zvijezda rotora 27,9 kW (oko 30% ukupnih gubitaka). Parazitetni gubici zbog hrapavosti rotora kod ovog generatora su značajni i iznose 16,5 kW, odnosno oko 17,5% ukupnih gubitaka, a proizvode ih različite ukrute i istaci na čeonim ploham rotora koje se mogu vidjeti na slikama 85 i 86.

Tlačni elementi spojeni su u seriju: zvijezda rotora → radijalni kanali u rotoru → polovi. Zanimljivo je promotriti koliko svaki od njih apsorbira snage s vratila generatora za energetske pretvorbe koja se u njima odvija. U analizi ćemo usporediti vrijednosti koje se dobivaju primjenom Eulerove jednadžbe (5.5) ( $P_{\text{EULER}}$ ) i očitavanja gubitaka izračunatih CFD simulacijom ( $P_{\text{CFD}}$ ). Za to nam je potrebno poznavanje tangencijalne komponente brzine zraka na ulazu i izlazu svakog tlačnog elementa. Na slici 88 prikazano je polje tangencijalne komponente brzine zraka po presjeku stroja, a da bi se provela kvantitativna analiza, u karakterističnim presjecima očitana je prosječna tangencijalna komponenta brzine koja je prikazana u tablici 22.



Slika 88 – obodna komponenta brzina po presjeku stroja

Tablica 22 – prosječne tangencijalne komponente brzine u karakterističnim presjecima modela G6

Komponenta rotora	Ulaz		Izlaz	
	R [m]	$v_u$ [m/s]	R [m]	$v_u$ [m/s]
Ulaz - zvijezda (SS)	1,71	-1,2	2,06	33,8
Ulaz - zvijezda (PS)	1,71	0,6	2,06	33,8
Radijalni kanali rotora	2,06	33,8	2,60	50,2
Polovi	2,60	50,2	2,80	55,1

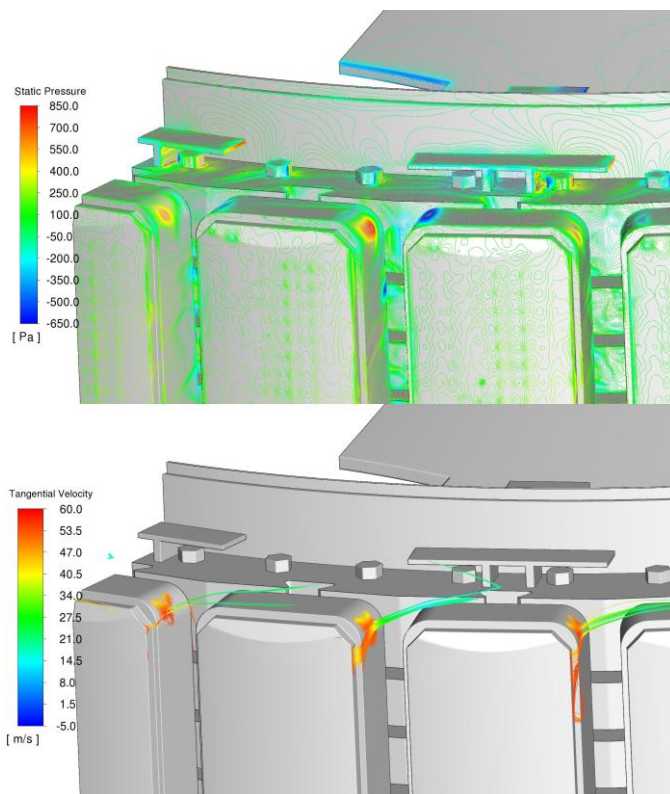
Prosječna tangencijalna komponenta brzine neposredno ispred ulaznih otvora u zvijezdu rotora iznosi oko -1,2 m/s (na SS), odnosno 0,6 m/s (na PS) što lijepo prikazuju konture prikazane na slici 88. Na izlazu iz zvijezde rotora (presjek  $r=2,06$  m) ona iznosi oko 33,8 m/s, na izlazu iz radijalnih kanala 50,2 m/s ( $r=2,60$  m), a na izlazu iz međupolnog prostora oko 55,1 m/s ( $r=2,80$  m). Dodamo li ovim podacima podatak o protoku zraka i kutnoj brzini (koja za  $n=187,5 \text{ min}^{-1}$  iznosi  $\omega=19,635 \text{ s}^{-1}$ ) te gustoću zraka ( $\rho=1,19 \text{ kg/m}^3$ ), možemo izračunati snagu koja se preuzima s vratila za svaki tlačni element rotora prema jednadžbi (5.5) kao što je prikazano u tablici 23.

Tablica 23 – utrošak snage tlačnih elemenata rotora prema jed. (5.5) i očitano iz simulacije

Komponenta rotora	Q [m <sup>3</sup> /s]	$u_1 \cdot v_{u1}$	$u_2 \cdot v_{u2}$	$P_{EULER}$ [kW]	$P_{CFD}$ [kW]
Zvijezda - SS	8,30	-40,3	1367,3	14,0	27,7
Zvijezda - PS	8,54	21,0	1367,3	13,7	
Radijalni kanali rotora	16,5	1367,3	2564,0	23,6	24,9
Polovi	16,5	2564,0	3028,3	9,1	25,2

Snaga izračunata prema jed. (5.5) za zvijezdu rotora i radijalne kanale u lančanom prstenu dobro se poklapa s onom koja je očitana iz CFD modela, no za polove to nije tako. Snaga izračunata prema Eulerovoj jednadžbi je 2,8 puta manja od one koja je dobivena CFD modelom. Da bismo ovo razumjeli, promotrit ćemo polje statičkog tlaka na polu (Slika 89, gore), te strujnice koje izlaze iz dijela pola u kojemu je statički tlak najveći (Slika 89, dolje). Na slici se uočava područje izrazito niskog (plavo) i izrazito visokog tlaka (žuto prema crvenome). Integracijom statičkog tlaka po površini pola dobiva se resultantna sila koja se suprotstavlja vrtnji rotora i za koju se troši energija koja zapravo predstavlja gubitke. Crveno područje na polu ukazuje nam na pojavu sudara okolnog zraka s površinom pola.

To nam zorno pokazuje donja slika na kojoj su prikazane relativne strujnice obojane prema tangencijalnoj komponenti brzine zraka. Zrak, prije nego što je uvučen u međupolni prostor gdje se sudara s polom, ima obodnu komponentu brzine približno 20 m/s te se ulaskom u međupolni prostor ubrzava na preko 50 m/s, a zatim, tako ubrzan, prolazi prema glavama namota gdje prolaskom kroz procjepe u glavama namota iznova gubi kinetičku energiju. To se događa i na SS i na PS strani stroja čime se zapravo ostvaruje recirkulacija zraka koja nije vidljiva ako se promatraju samo presjeci stroja na kojima smo očitavali protoke (Slika 86). Ovu recirkulaciju obilježava neefikasna pretvorba energije u međupolnom prostoru i veliki gubici pri prolazu kroz glave namota i tlačne prste gdje se gubi većina kinetičke energije.

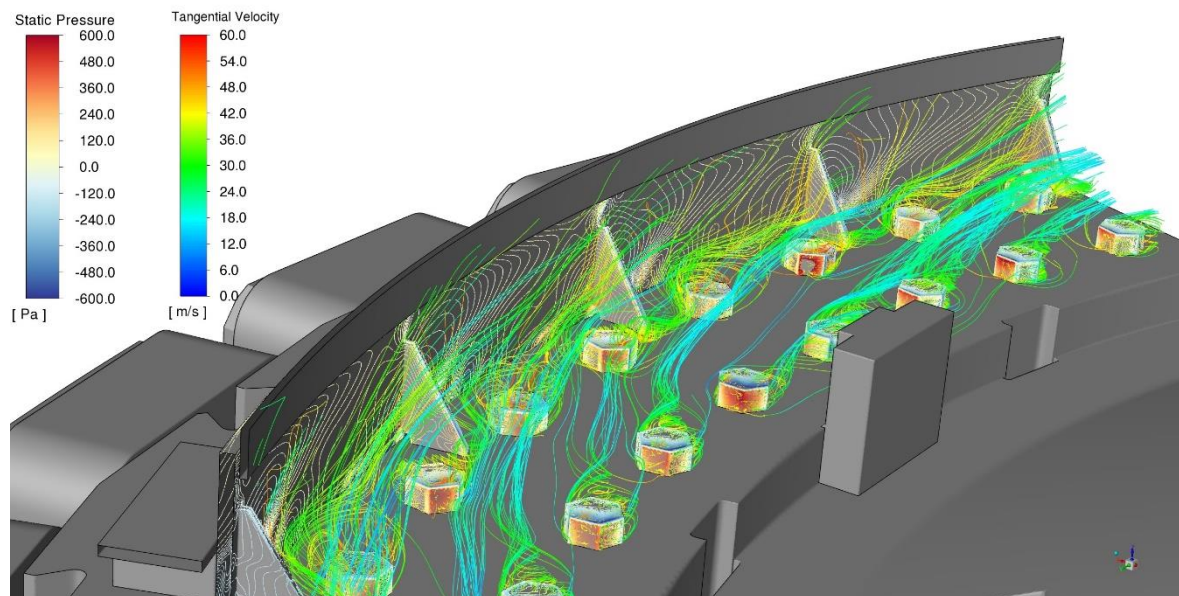


Slika 89 – konture statičkog tlaka na rotoru (gore) i strujnice obojane prema obodnoj komponenti brzine zraka koje dostrujavaju na plohu pola sa statičkim tlakom iznad 250 Pa



Osvrnut ćemo se još i na iznos gubitaka koji je izračunat za polove na temelju Eulerove jednadžbe. Budući da je riječ o serijskom spoju „ventilatora“, zrak koji ulazi u međupolni prostor iz radijalnih kanala ima značajnu obodnu komponentu brzine, pa je potencijal pretvorbe energije u polovima bitno smanjen. Kao što je izračun na temelju Eulerove jednadžbe pokazao, bez čeine recirkulacije zraka smanjili bismo gubitke polova za više od 60%, a ukupne gubitke za 15 do 20%. Nakon ove analize, jasniji je i dijagram na slici 50 (str. 75) na kojemu se vidi da je prosječni udio polova u ukupnim gubicima najmanji kod „A“ tipa ventilacije.

Na kraju analize ventilacije modela G6, pozabavit ćemo se i gubicima ukruta koje su smještene na vijencu zaslona na SS strani rotora i prikazane su na slici 90.



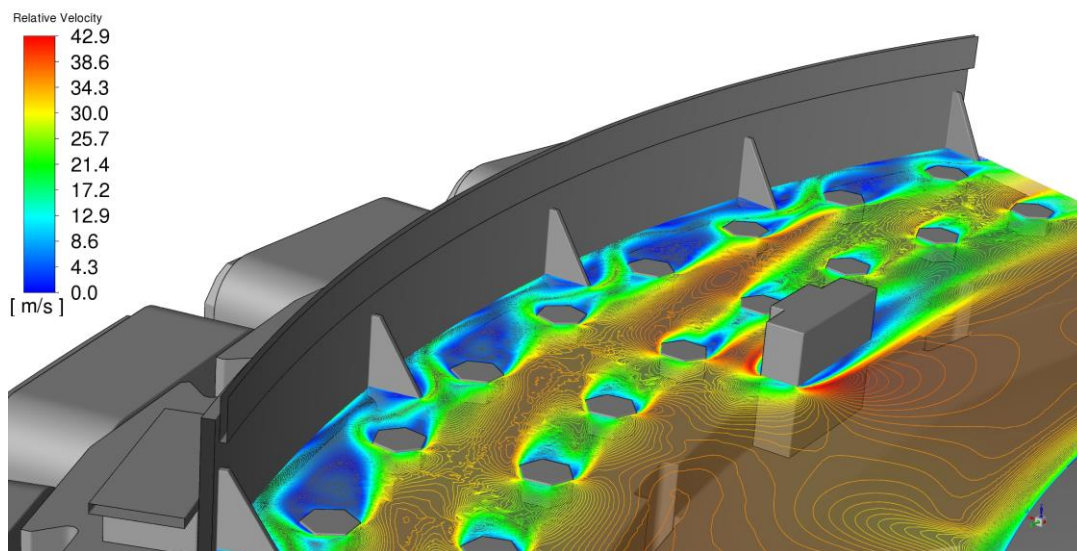
*Slika 90 – konture statičkog tlaka na privjetrinskoj strani ukruta modela G6 i relativne strujnice obojane prema obodnoj komponenti brzine otpuštene s matica*

Gubici koje one generiraju iznose oko 3,2 kW što u ukupnim ventilacijskim gubicima predstavlja udio manji od 3,5%. Provedemo li analizu na temelju poznatog prosječnog statičkog tlaka na privjetrinskoj strani ukruta koji iznosi 177,6 Pa (vidi sliku 90), a sukladno proceduri koju smo proveli kod generatora G1 (prema jednadžbama (5.2) do (5.3)), dobivamo iznos koeficijenta slobodne struje zraka  $c_{v\infty}=0,373$  (Tablica 24).

Tablica 24 – izračun koeficijenta relativne brzine „slobodne“ struje zraka za ukrute modela G6

	SS
Gustoća zraka [ $\text{kg/m}^3$ ]	1,19
Brzina vrtnje [ $\text{min}^{-1}$ ]	187,5
Kutna brzina [ $\text{s}^{-1}$ ]	19,63
Srednji radijus [m]	2,36
Obodna brzina ukrute [m/s]	46,2
Prosječni statički tlak na privjetrinskoj strani [Pa]	178
Prosječni statički tlak okoline [Pa]	
Prosječna relativna brzina „slobodne“ struje zraka, $v_\infty$ [m/s]	17,24
Koeficijent relativne brzine, $c_{v\infty}$ [ - ]	0,373

Koeficijent relativne brzine slobodne struje zraka značajno je niži od onoga koji je izračunat za model G1 (0,37 prema 0,85). Uzrok ovoj razlici može se pronaći u činjenici da kod modela G6 nema usisavanja zraka iz zone ukruta prema ulazu ventilatora kao što je to slučaj kod modela G1 pa je polje brzine ispred ukruta pod manjim utjecajem „svježeg“, nerotiranog zraka koji dostrujava povratnim putovima od hladnjaka prema rotoru. Dodatno, matice koje su kod modela G6 vrlo blizu ukruta predaju moment količine gibanja zraku i tako zarotiran zrak dostrujava prema ukrutama. To se jasno vidi na slici 91 gdje su prikazane konture relativne brzine u jednom aksijalnom presjeku rotora u zoni matica i ukruta.



Slika 91 – polje relativne brzine u jednom aksijalnom presjeku rotora modela G6 u zoni ukruta

Kao što je na slici vidljivo, vanjski red matica „povlači“ za sobom zrak u svom tragu čija je relativna brzina u odnosu na rotor relativno malena pa je zrak koji se nalazi između matica i vijenca ukruta u velikoj mjeri „zarobljen“ i rotira s brzinom koja je bliže obodnoj brzini ukruta.

Ovakve pojave treba imati na umu kod izračuna gubitaka čeonih ploha rotora.

## 5.2 Rasprava o rezultatima

Rezultati simulacija obrađeni u poglavlju 5.1 ukazali su na vrlo kompleksnu interakciju između elemenata konstrukcije i strujanja unutar generatora. Odvajanja struje zraka i turbulencija koji su povezani s izrazito neaerodinamički oblikovanom konstrukcijom stroja te recirkulacije zraka koje iz toga proizlaze, povećavaju ventilacijske gubitke, ali i nesigurnost analitičkih izračuna. U nastavku ćemo se osvrnuti na prethodno provedene analize u svjetlu smanjenja ventilacijskih gubitaka i mogućnosti izračuna ventilacijskih gubitaka analitičkim metodama. Prije svega, treba istaknuti tri ključna preduvjeta nužna za izradu prihvatljivo točnog analitičkog modela za izračun ventilacijskih gubitaka:

1. Poznavanje utjecaja pojedinih konstrukcijskih elemenata na strujanje unutar stroja
2. Poznavanje stvarne raspodjele protoka zraka kroz tlačne elemente rotora i ostale elemente generatora
3. Poznavanje stvarne tangencijalne komponente brzine zraka duž stroja

### 5.2.1 Utjecaj konstrukcijskih elemenata generatora na strujanje zraka

Načelno, generatori imaju međusobno sličnu konstrukciju koja se može podijeliti u nekoliko osnovnih grupa, ovisno o tipu ventilacije i brzohodnosti stroja. Ono što je pokazano simulacijama jest da neki detalji konstrukcije značajno utječu na aerodinamiku unutar stroja i raspodjelu protoka zraka na način koji nije lako predvidjeti analitičkim alatima. U nastavku su pobrojani glavni konstrukcijski elementi generatora za koje se gore provedenim analizama ustanovilo da imaju značajan utjecaj na strujanje zraka, generiranje ventilacijskih gubitaka i nepouzdanost modela za izračun ventilacije. Također su, sintezom spoznaja iz simulacija i dostupne literature, predložene korelacije za koeficijente otpora koje se mogu koristiti kod izrade modela za izračun ventilacijskih gubitaka.

#### 5.2.1.1 *Istaci na čeonim plohama rotora*

Analiza rezultata simulacija za razmatrani niz generatora pokazala je da razni istaci ugrađeni na rotor mogu biti značajan uzrok nepouzdanosti analitičkih modela za izračun gubitaka. Ona proizlazi iz nesigurnosti pri izračunu sila koje djeluju na istake, kao i iz utjecaja koji ti istaci imaju na polje brzine unutar generatora. Tu se prvenstveno misli na obodnu komponentu brzine koja može značajno promijeniti uvjete na ulazu u tlačne elemente rotora (ventilatore i zvijezdu rotora) što pak rezultira smanjenom energetsom pretvorbom u ventilatoru u odnosu na onu koja se u analitičkom modelu računa na temelju uobičajene pretpostavke radijalnog ulaza u radno kolo ventilatora.

Da bismo u analitičkom modelu mogli predvidjeti aerodinamičku silu na istake, korisno je poznavati koeficijent otpora  $C_d$  (izraz (5.1)) i relativnu brzinu između istaka i struje zraka koja ga okružuje. Uz poznatu geometriju mogu se izračunati sile otpora, a odatle i gubici koje takvi konstrukcijski elementi generiraju. Postupak kojim je u modelima određena relativna brzina struje zraka u odnosu na rotirajuće elemente rotora opisan je u poglavlju 5.1.2 (Tablica 19), a u nastavku ćemo odrediti koeficijent otpora  $C_d$  za ukrute i matice koje su ugrađene na čeonim plohama rotora svih 6 osnovnih i 3 dodatna modela generatora za koje su provedene simulacije. Prema izrazu (5.1), da bismo izračunali koeficijent otpora  $C_d$  za predmet izložen struji zraka moramo poznavati silu koja na njega djeluje, površinu presjeka istaka okomitog na struju zraka te gustoću i relativnu brzinu zraka između predmeta i okolnog zraka.

Ukupnu silu na zidove koji tvore pojedini istak moguće je očitati iz simulacije. Općenito, ukupna sila na tijelo opstrujavano fluidom računa se prema izrazu:

$$\vec{F} = \vec{F}_p + \vec{F}_v \quad (5.6)$$

gdje su  $\vec{F}_p$  i  $\vec{F}_v$  tlačna i viskozna sila. Kao što je već rečeno, kod tupih predmeta oštih bridova kao što su to ukrute i ostali konstrukcijski elementi ugrađeni na čeonim plohama rotora, doprinos viskoznih sila je malen, i iznosi manje od 1% pa se izračun ukupne sile svodi na izraz:

$$\vec{F} = \vec{F}_p = \sum_{i=1}^n p A \vec{n} \quad (5.7)$$

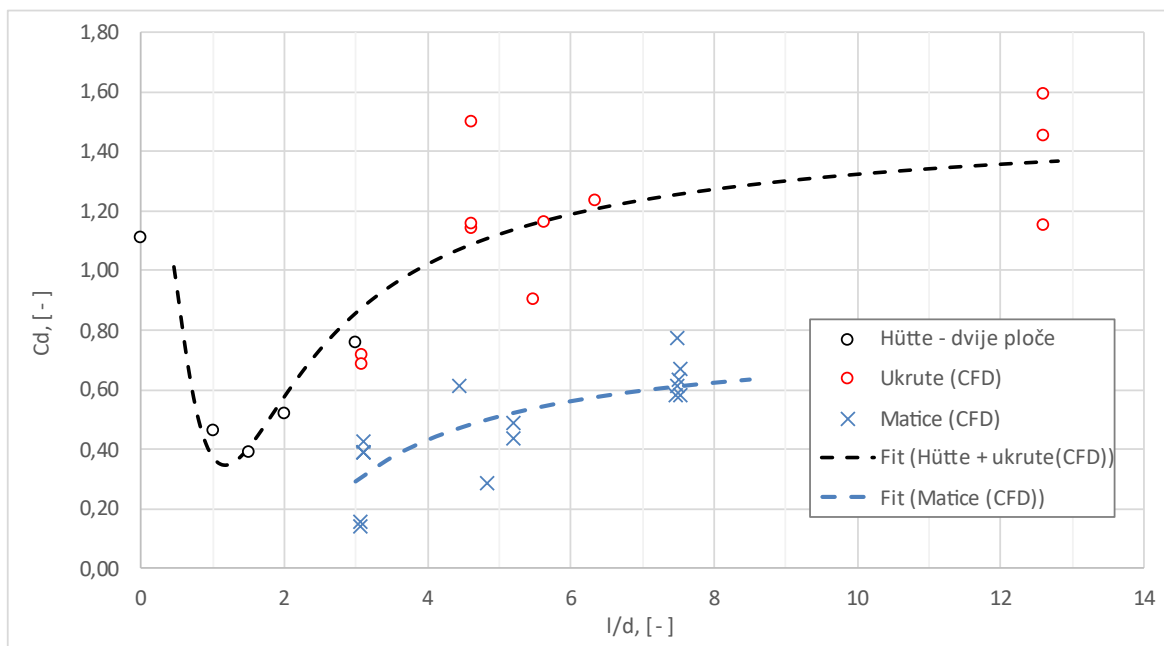
Uvrštenjem odgovarajućih vrijednosti sile, brzine, gustoće zraka i površine moguće je izračunati koeficijent otpora  $C_d$ . U tablici 25 prikazan je primjer izračuna koeficijenta otpora za ukrute modela G1, svedeno na jednu ukrutu.

Tablica 25 – primjer izračuna koeficijenta otpora za ukrute modela G1

	G1 (ukrute SS)	G1 (ukrute PS)
Međusobni razmak ukruta, $l$ [m]	0,486	0,486
Ekvivalentni promjer ukruta, $d_{ekv}$ [m]	0,158	0,158
Omjer $l/d_{ekv}$ [ - ]	3,08	3,08
Površina plohe okomite na smjer strujanja, $A$ [m <sup>2</sup> ]	0,0195	0,0195
Relativna brzina slobodne struje zraka, $v_\infty$ [m/s]	62,2	60,4
Gustoća zraka, $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,135	1,135
Prosječna sila na jednu ukrutu, $F$ [N]	30,7	27,7
Prosječni koeficijent otpora jedne ukrute, $C_d$ [ - ]	0,716	0,687

Na dijagramu prikazanom na slici 92 usporedno su prikazani koeficijenti otpora  $C_d$  izračunati za ukrute i matice za svih 9 modela generatora obrađenih u ovom radu te podaci iz literature za

koeficijent otpora dvije međusobno razmaknute ploče u ovisnosti o omjeru razmaka između ukruta/matica ( $l$ ) i njihovih karakterističnih dimenzija ( $d$ ).



Slika 92 – prikaz izračunatih koeficijenata otpora za ukrute i matice uz istovremeni prikaz podataka iz literature za dvije razmaknute ploče [52]

Točke prikazane crnim kružićima preuzete su iz [52] i odnose se na dvije kružne ploče promjera  $d$ , međusobno razmaknute za udaljenost  $l$ . Budući da je taj koeficijent otpora  $C_d$  definiran za dvije ploče, da bismo te rezultate mogli uspoređivati s rezultatima iz simulacija, vrijednost  $C_d$  iz [52] svedena je na jednu ploču. I ostale vrijednosti koeficijenta otpora prikazane na dijagramu svedene su na jednu ukrutu/maticu.

Kao što se na dijagramu može vidjeti, koeficijenti otpora ukruta izračunati na temelju očitanih vrijednosti iz CFD modela (označeni crvenim kružićima) prilično se rasipaju. To nije neobično, ako se uzme u obzir da postoji interakcija između raznih elemenata ugrađenih na rotor, pa se posljedično i uvjeti strujanja mijenjaju od ukrute do ukrute, odnosno od modela do modela. No, unatoč tome, rezultati su usporedivi s koeficijentima otpora iz literature što je posebno vidljivo za iznos  $l/d \approx 3$ , gdje se vrijednosti izračunate iz CFD modela sasvim dobro slažu s onima iz literature. Osim toga, za velike odnose  $l/d$  vrijednosti koeficijenta otpora konvergiraju prema 1,4 što je vrijednost usporediva s 1,1 za jednu izoliranu kružnu ploču.

Prema tome, u nedostatku pouzdanijih podataka, za izračun koeficijenta otpora vijenca ukruta u praksi se možemo poslužiti empirijskom korelacijom koja proizlazi iz gornjeg dijagrama, a koja vrijedi za  $l/d \geq 0,4$ , dok se za manje vrijednosti može koristiti vrijednost  $C_d \approx 1,1$ :

$$\text{za } \frac{l}{d} \geq 0,4: \quad C_d = 1,524 - \frac{2,032}{\left(\frac{l}{d}\right)} + \frac{0,073}{\left(\frac{l}{d}\right)^2} + 12,515 \cdot e^{-2,743 \cdot \left(\frac{l}{d}\right)} \quad (5.8)$$

$$\text{za } \frac{l}{d} < 0,4: \quad C_d \approx 1,1$$

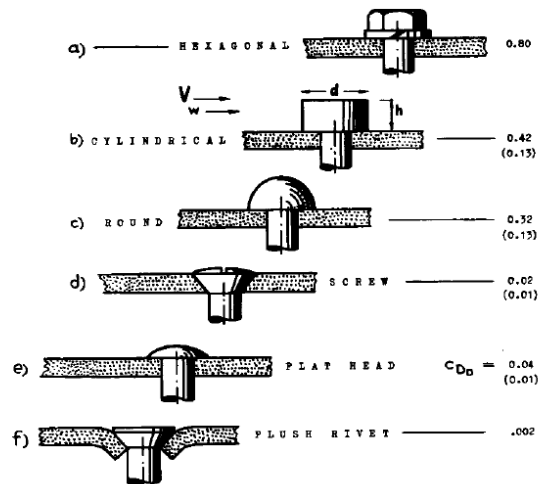
Budući da smo koeficijent otpora sveli na jednu ukrutu, ukupni moment otpora vijenca s  $n$  ukruta ugrađenih na rotor može se izračunati pomoću izraza:

$$M = n \cdot C_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_\infty^2 \cdot R_{sr} \quad (5.9)$$

gdje je  $M$  ukupni moment koji vijenac ukruta preuzima s vratila,  $n$  broj ukruta,  $C_d$  prosječni koeficijent otpora jedne ukrute u vijencu prema izrazu (5.8),  $\rho$  gustoća zraka,  $v_\infty$  relativna brzina zraka prema rotirajućim ukrutama, a  $R_{sr}$  srednja radijus rotacije ukruta. Maksimalno odstupanje očitanih vrijednosti koeficijenta otpora iz CFD modela prema izračunatoj vrijednosti prema izrazu (5.8) iznosi oko  $\pm 20$  %. Ovako veliko rasipanje je očekivano s obzirom na neuniformno strujanje zraka koje je posljedica već ranije spomenute interferencije utjecaja različitih elemenata konstrukcije ugrađenih na čeonim plohama rotora.

Na istom dijagramu prikazane su i točke za izračunate koeficijente otpora vijenca matica za modele G1 - G6. Rezultati se odnose na relativno usko područje omjera  $l/d$  (od 3 do 7,5), kojeg, s obzirom na raspon dimenzija analiziranog skupa generatora, možemo smatrati reprezentativnim. Promotrimo li te rezultate u kontekstu podataka o koeficijentu otpora za izoliranu maticu u struji fluida iz literature [47] (Slika 93;  $C_{d-matica}=0,8$ ), može se procijeniti da su rezultati u očekivanim granicama, a trend u promatranom rasponu sličan onima za vijenac ukruta, no s nešto nižim vrijednostima.

Naime, za raspon omjera  $0 < l/d < 4$  može se očekivati manja vrijednost koeficijenta otpora od one za izoliranu maticu s minimumom oko  $l/d \approx 1$ , dok za  $l/d \rightarrow \infty$ ,  $C_d \rightarrow 0,8$  što i jest slučaj za promatrani vijenac matica. Smanjenje koeficijenta otpora u skladu je s rezultatima za ukrute pa dobivene rezultate možemo smatrati vjerodostojnima.



Slika 93 – koeficijent otpora matica i zakovica prema [47]

Prema tome, za raspon  $3 < l/d < \infty$  možemo se koristiti empirijskim izrazom za prosječni koeficijent otpora za jednu maticu u vijencu:

$$C_d = 0,8 - \frac{1,323}{\left(\frac{l}{d}\right)} - \frac{0,596}{\left(\frac{l}{d}\right)^2}$$

$$\text{za } \frac{l}{d} \geq 3$$

$$(R^2 = 0,349)$$
(5.10)

### 5.2.1.2 Raspор između centrifugalnog ventilatora i zaslona

Zrak na izlazu iz radnog kola centrifugalnog ventilatora koji se ugrađuje kod „C“ tipa ventilacije, ovisno o broju i nagibu ventilatorskih lopatica te radnoj točki ventilatora, ima manje ili više izraženu obodnu komponentu brzine. Zbog neizbježnog raspора između radnog kola i zaslona, zrak prestrujava iz pretlačne u potlačnu zonu generatora i zatim biva usisan u ventilator. To stvara dvostruku štetu:

1. zbog recirkulacije ukupni protok zraka kroz radno kolo ventilatora veći je od „korisnog“ protoka koji prolazi kroz hladnjake,
2. prestrujavanjem iz tlačne u potlačnu zonu povećava se prosječna obodna komponenta brzine zraka na ulazu u radno kolo ventilatora što mijenja osnovnu karakteristiku centrifugalnog ventilatora koja se može dobiti uz pretpostavku radijalnog ulaza.

Ovaj utjecaj potrebno je uzeti u obzir kod modeliranja radne karakteristike ventilatora i ugraditi u analitički model. Takav raspored se ne može izbjeći, ali ga je potrebno držati u razumnim granicama koje će osigurati minimalno prestrujavanje zraka uz osiguranje sigurnosti stroja.

### **5.2.1.3 Otvori na zvijezdi rotora**

Na zvijezdi rotora uobičajeno postoje otvori koji služe za ulaz zraka kad se kao tlačni elementi koriste zvijezda rotora i radijalni kanali u jarmu rotora (Slika 48, str. 73). Kod nekih rotora, posebno starijih izvedbi, ti otvori postoje čak i ako se zvijezda rotora ne koristi kao tlačni element (primjerice model G5). Često, zbog konstrukcijskih razloga, između zvijezde rotora i lančanog prstena postoje i raspori kroz koje može istrujavati zrak kao što je to slučaj kod svih razmatranih modela osim modela G1. Simulacije su pokazale da kroz te raspore mogu istrujavati značajne količine zraka (modeli G4 i G5) što zapravo predstavlja štetnu recirkulaciju zraka za koji je nepotrebno utrošena energija za promjenu količine gibanja. Osim toga, taj zrak nakon izlaska kroz raspored ima obodnu komponentu brzine u smjeru vrtnje i može biti uvučen u ventilator (ako postoji), na što smo već skrenuli pažnju jer nepovoljno djeluje na energetska pretvorbu u radnom kolu ventilatora i povećava nesigurnost analitičkog modela.

Budući da se ti raspori mogu lako zatvoriti, proizvođač generatora svakako treba voditi računa da se to učini kako bi se smanjio utjecaj rasporeda na pojavu recirkulacije i smanji nepouzdanost analitičkih modela za proračun ventilacije.

### **5.2.1.4 Neujednačen otpor povratnih putova na PS i SS**

Neravnomjernost hidrauličkih otpora povratnih putova kod vertikalnih generatora vrlo je česta. Ona rezultira neujednačenim protokom zraka i razlikom tlakova između čeonih zona na PS i SS. U slučajevima kad postoje otvori za zrak u zvijezdi rotora, mogu se pojaviti neželjena prestrujavanja zraka sa SS na PS stranu stroja ili obratno, čak i kad postoje radijalni kanali u jarmu rotora.

Stoga pri projektiranju sustava hlađenja treba voditi računa da otpori povratnih putova budu čim više izjednačeni. Osim toga, otvore na zvijezdi rotora koji se ne koriste u sustavu ventilacije treba zatvoriti kako ne bi došlo do neželjenih cirkulacija zraka zbog relativnog potlaka PS strane stroja u odnosu na SS stranu.

### **5.2.1.5 Čeoni ulaz zraka u međupolni prostor**

Dosadašnje analize su pokazale da su polovi, odnosno međupolni prostor, jedan od najvažnijih izvora ventilacijskih gubitaka u generatoru s istaknutim polovima. Dva su uzroka tome:



1. Značajan protok zraka koji mora proći kroz polove kako bi se distribuirao po radijalnim kanalima statora i omogućio učinkovito hlađenje rotorskog i statorskog namota te statorskog paketa.
2. Pojava recirkulacije zraka koji pri prolazu kroz glave namota gubi obodnu komponentu brzine koju je prethodno dobio od ventilatora i/ili polova.

Na modelima G3, G4 i G6 pokazano je na koji se način zrak koji izgubi rotaciju prolaskom kroz glave namota može vratiti u međupolni prostor. Ovaj problem redovito postoji na PS strani strojeva kod kojih vrlo često ne postoji prolaz za zrak ispod tlačne ploče. Javlja se i na SS strani u slučajevima kad u čeonj zoni ispred ulaza u međupolni prostor ne postoji značajniji pretlak, pa zrak, koji je prošao kroz polove, nastavlja dalje radijalno kroz ravni dio glava statorskog namota i zatim se, kroz prolaz između glava namota i zaslona, vraća natrag u međupolni prostor pri tome stvarajući nepotrebne gubitke. Analize u ovom radu pokazale su da se uz pažljivo projektiranje otvora za prolaz zraka u statoru te adekvatnim dimenzioniranjem ventilatora ta recirkulacija može značajno smanjiti.

Gledano kroz prizmu izračuna ventilacijskih gubitaka, potrebno je uzeti u obzir da je zrak, koji se nakon prolaska kroz glave namota ponovno vraća prema polovima, izgubio većinu obodne komponente brzine. Ponovnim ulaskom u međupolni prostor zrak se opet ubrzava na praktički obodnu brzinu pola. Ovoj činjenici treba prilagoditi i modele koji se baziraju na ventilacijskim mrežama kako bi se njima obuhvatile takve recirkulacije.

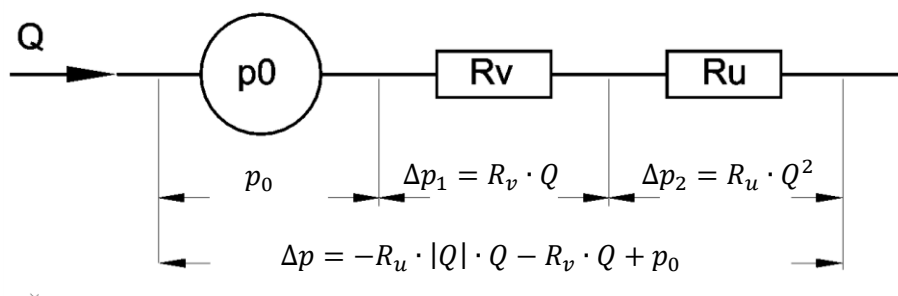
## 5.2.2 Raspodjela protoka zraka kroz generator

Poznavanje stvarnog protoka zraka kroz tlačne elemente osnovni je preduvjet za pouzdan izračun ventilacijskih gubitaka. Kao što je pokazano u poglavlju 2.1.2, raspodjela protoka zraka kroz generator uobičajeno se računa pomoću modela koji se baziraju na ventilacijskim mrežama, čija kvaliteta proizlazi iz dobrog poznavanja  $Q$ - $\Delta p$  karakteristika tlačnih elemenata ugrađenih na rotor te točnog izračuna aerodinamičkih otpora duž generatora. Ne ulazeći sada u izračun lokalnih otpora koji su detaljno opisani u literaturi ([2], [7], [17], [18] i [53]), jer bi to nepotrebno proširilo temu ovoga rada, spomenut ćemo samo da se oni računaju ili na temelju koeficijenata očitanih iz standardnih priručnika (primjerice Idelchik, [50]) ili mjerenja na modelima i/ili izvedenim strojevima. Ovdje ćemo se nešto detaljnije osvrnuti na metodu određivanja tlačne karakteristike konstrukcijskih elemenata rotora koje koristimo kao izvore tlaka. Riječ je o serijskom spoju zvijezde rotora, radijalnih kanala u jarmu rotora te polova. Metoda je opisana u literaturi ([2], [17] i [53]), a bazira se na empirijskom izrazu koji u općem obliku glasi:

$$\Delta p = R_u \cdot Q^2 + R_v \cdot Q + p_0 \quad (5.11)$$

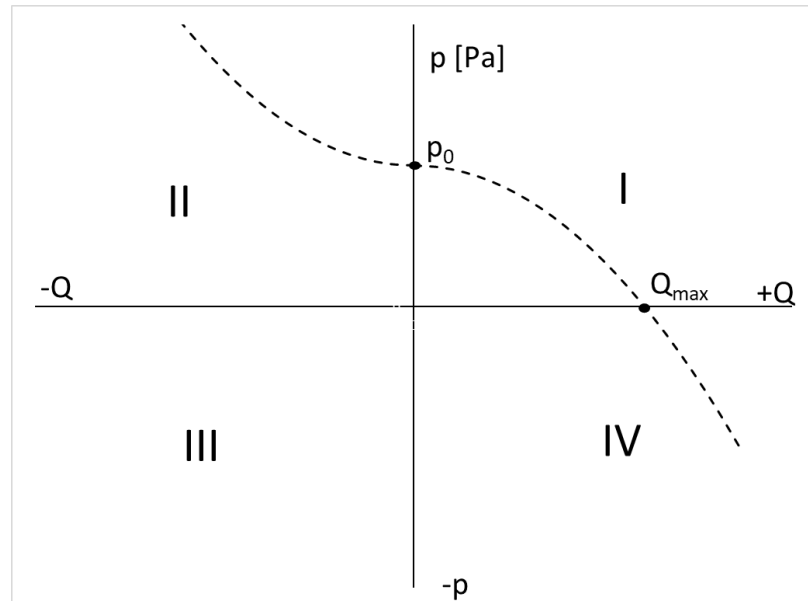
Parametri  $R_u$ , i  $R_v$  predstavljaju gubitak tlaka zbog unutarnjih otpora, a  $p_0$  predstavlja prirast tlaka za nulti protok [18]. Shematski, to možemo prikazati kao na slici 94, a praktičan i fizikalno razumljiviji oblik jednadžbe (5.11) može se zapisati i kako slijedi:

$$\Delta p = -R_u \cdot |Q| \cdot Q - R_v \cdot Q + p_0 \quad (5.12)$$



Slika 94 – shematski prikaz elemenata rotora kao tlačnog elementa [2]

Izraz (5.12) koristi se u zamjenskim shemama, a proizlazi iz fizikalne interpretacije koju je lakše razumjeti ako se promotri graf prikazan na slici 95. Iz njega je vidljivo da izvor tlaka može raditi u tri režima označena kvadrantima I, II i IV.



Slika 95 – opća karakteristika izvora tlaka

Kvadrant I: normalno radno područje:  
(prirast tlaka)  $\Delta p = -R_u \cdot Q^2 - R_v \cdot Q + p_0 > 0$  (5.13)

Kvadrant II: (strujanje u suprotnom smjeru)  
(pad tlaka):  $\Delta p = R_u \cdot Q^2 + R_v \cdot Q + p_0$  (5.14)

Kvadrant IV: (otpor unutar mreže):  $\Delta p < 0, \text{ za } R_u \cdot Q^2 + R_v \cdot Q > p_0$  (5.15)

Prema ispitivanjima provedenim u [17], maksimalni prirast tlaka konstrukcijskih elemenata rotora koji se koriste kao tlačni elementi ostvaruje se pri protoku  $Q=0$  pa se u tom slučaju srednji član jednadžbe (5.11) može izbaciti ( $R_v=0$ ), što nas vodi do pojednostavljenog izraza:

$$\Delta p = p_0 + R_u \cdot Q^2 \quad (5.16)$$

odnosno, budući da vrijedi: za  $Q = Q_{max}, \Delta p = 0 \Rightarrow R_u = -\frac{p_0}{Q_{max}^2}$ , slijedi:

$$\Delta p = p_0 - \frac{p_0}{Q_{max}^2} \cdot Q^2 \quad (5.17)$$

Filipan je u [2] prikazao empirijske izraze (iz [17]) za maksimalni prirast tlaka konstrukcijskih elemenata rotora koji se kod hidrogeneratora koriste kao tlačni elementi:

$$p_0 = \frac{\rho}{2} \cdot (u_2^2 - 0,5 \cdot u_1^2) \quad (5.18)$$

odnosno, maksimalni protok zraka:

$$Q_{max} = k_Q \cdot A \cdot u_2 \quad (5.19)$$

gdje su:

- $u_1$  – obodna brzina na srednjem promjeru otvora za zraka u zvijezdi rotora, [m/s]
- $u_2$  – obodna brzina polova, [m/s]
- $A$  – površina presjeka izlaza iz međupolnog prostora, [m<sup>2</sup>]
- $k_Q$  – empirijski koeficijent protoka ovisan o obliku i konstrukciji kanala zvijezde i lančanog prstena, [ - ]
  - $k_Q = 0,45 - 0,50$  za konstrukciju izlaza iz radijalnih kanala rotora bez aksijalnih kanala rotora duž lančanog prstena
  - $k_Q = 0,8$  – za konstrukciju izlaza iz radijalnih kanala rotora s aksijalnim kanalima duž vanjskog promjera lančanog prstena

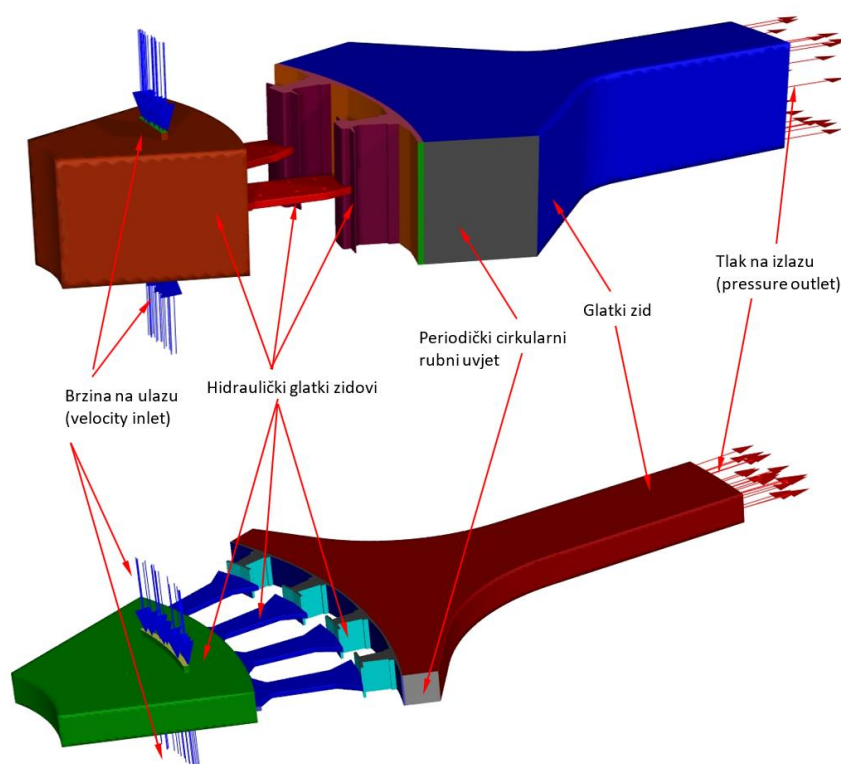
Ovi praktični i jednostavni izrazi za definiranje tlačne karakteristike elemenata rotora temelj su modela za izračun ventilacije. Oni su nastali kao rezultat modelskih, i ispitivanja na izvedenim generatorima, a u vrijeme kada su nastali, bili su odlična pomoć projektantima pri projektiranju strojeva što je slučaj sve do danas. Ne možemo znati detalje pristupa određivanju karakteristika tlačnih elemenata kod ostalih proizvođača, ali prema šturoj suvremenoj literaturi ( [25], [54] ) možemo naslutiti da je metoda ista ili vrlo slična.

Ovo istraživanje bazira se na detaljnim CFD modelima izvedenih strojeva kod kojih su geometrije modela vjerne replike izvedenih generatora. Rezultat tako detaljno izrađenih modela su dobra slaganja rezultata mjerenja i izračuna, no oni su, unatoč očitim prednostima, još uvijek nepraktični za svakodnevni projektantski rad. Ne samo zbog toga što u trenutku kad projektant treba odgovor na pitanje o iznosu i raspodjeli protoka zraka te ventilacijskim gubicima ne postoji detaljno razrađena konstrukcija, nego i zbog dugotrajnog procesa izrade modela, mreže i simulacija koje na kraju treba provesti.

No ipak, današnja pristupačnost snažnih računala i kvaliteta CFD alata otvorenog koda (primjerice OpenFOAM) može se iskoristiti da se izrade pojednostavljeni CFD modeli tlačnih elemenata generatora kojima bi se izračunavale karakteristike tlačnih elemenata generatora. Geometrija elemenata rotora (broj i geometrija polova, promjeri lančanog prstena i zvijezde rotora, aksijalne dimenzije i sl.) poznata je čim se provede elektromagnetski proračun i relativno je jednostavna za modeliranje. To znači da bi se postupak izrade jednostavnog CFD modela segmenta

rotora koji se koristi kao tlačni element mogao automatizirati sve do razine izračuna nekoliko karakterističnih točaka na  $Q-\Delta p$  krivulji. Tako dobivena karakteristika mogla bi se zatim iskoristiti u postojećim ili nadograđenim ventilacijskim modelima.

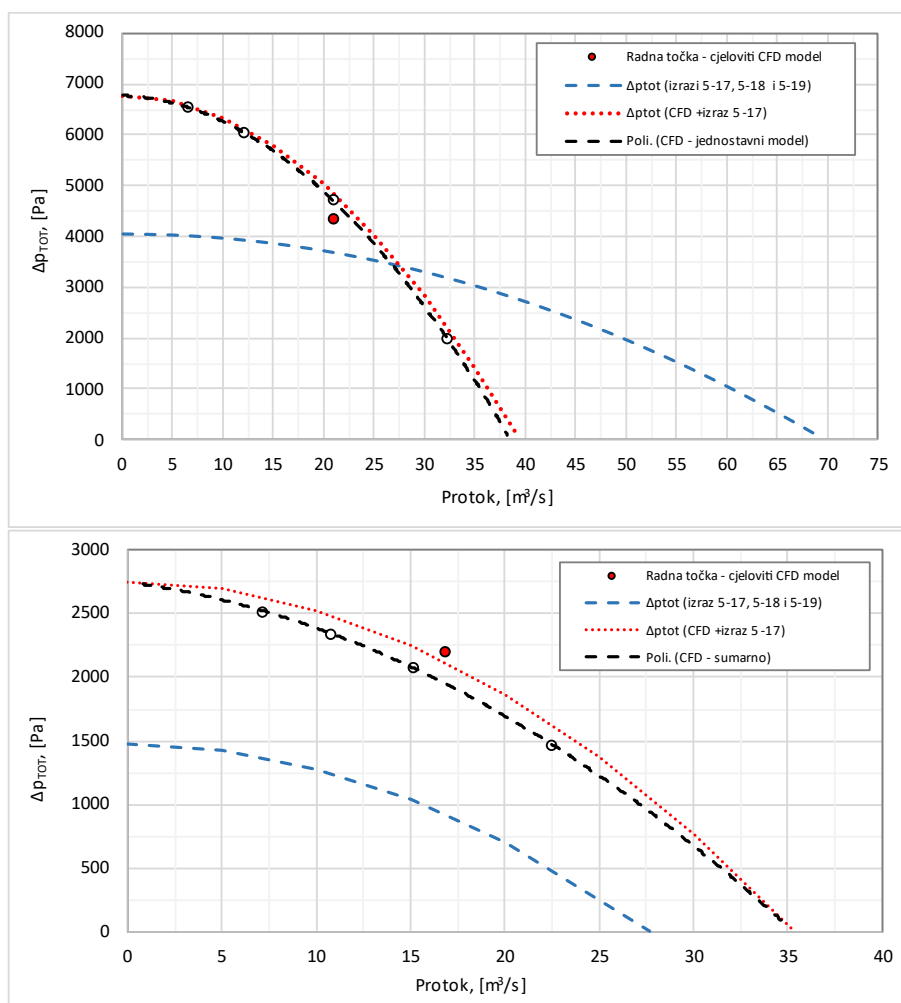
Da bismo provjerili tezu o mogućnosti dobivanja prihvatljivih rezultata  $Q-\Delta p$  karakteristike na bazi pojednostavljenih modela, izrađeni su modeli segmenata rotora generatora G1 i G6 koji imaju radijalne kanale u rotoru (A tip ventilacije – model G6, B tip ventilacije – model G1). Karakteristika dobivena simulacijom strujanja na takvim modelima uspoređena je s onom koja se može izračunati pomoću izraza (5.17), (5.18) i (5.19). Dodatno je, prema izrazu (5.17) izračunata karakteristika na temelju vrijednosti  $p_0$  i  $Q_{max}$  koje su proizašle iz pojednostavljenih CFD modela rotora.



*Slika 96 – geometrija i rubni uvjeti pojednostavljenih modela rotora generatora G1 (gore) i G6 (dolje)*

Gornji modeli sastoje se od jednog cirkularnog segmenta svake od tri komponente rotora koje sudjeluju u ostvarivanju protoka kroz generator te pomoćne izlazne domene koja je poslužila samo tome da se eliminiira utjecaj izlaznog rubnog uvjeta na rezultate. Aksijalna duljina svakog segmenta proporcionalno je smanjena kako bi se, koliko-toliko, zadržala sličnost cjelovitom modelu. To znači da je za generator G1 odabrana 1/9 cirkularno i 1/4 aksijalno (zbog 4 radijalna kanala u jarmu rotora) svakog od elemenata, a za generator G6 1/8 cirkularno i 1/5 aksijalno (zbog 5 radijalnih kanala u jarmu rotora). Srednji promjer ulaza u zvijezdu rotora identičan je pravoj izvedbi, ali je površina za ulaz zraka proporcionalno smanjena kako bi se na modelu osigurala iste ulazne brzine

za određeni protok kao i na cjelovitim modelima. Za svaki model provedene su simulacije za četiri radne točke unutar fizikalno razumnog raspona protoka.



Slika 97 – usporedba tlačnih karakteristika elemenata rotora modela G1 (gore) i G6 (dolje)

Na gornjim dijagramima prikazani su sljedeći podaci:

1. karakteristika dobivena pojednostavljenim CFD modelom segmenta rotora (crno)
2. karakteristika dobivena na temelju izraza (5.17), (5.18) i (5.19), kakva se danas koristi u modelima koji se baziraju na ventilacijskim mrežama (plavo)
3. karakteristika dobivena na temelju maksimalnog tlaka ( $p_0$ ) i protoka ( $Q_{MAX}$ ) iz pojednostavljenog CFD modela i izraza (5.17) (crveno)
4. radna točka tlačnog elementa očitana iz cjelovitog CFD modela

Za razmatrane modele vidljivo je neslaganje između postojećeg modela za ocjenu maksimalnog protoka i tlaka u odnosu na vrijednosti koje se dobiju pojednostavljenim CFD modelom rotora. I dok je maksimalni totalni tlak dobiven izrazom (5.18) u oba slučaja manji od onoga koji se dobije CFD modelom, maksimalni protok je u jednom slučaju veći, dok je u drugom manji.

Zanimljivo je pogledati crvenu krivulju koja je dobivena tako da su na temelju rezultata CFD modela određeni maksimalni protok  $Q_{MAX}$  i maksimalni tlak  $p_0$ , a zatim je pomoću izraza (5.17) određen ostatak karakteristike. Za model G1 slaganje je izvrsno, dok je za model G6 sasvim prihvatljivo. Ovo nas upućuje na to da bi se izračunom samo dviju krajnjih točaka krivulje moglo pomoću izraza (5.17) dobiti prihvatljivu karakteristiku, što bi dodatno ubrzalo izračune.

Dodatno je provjereno jesu li radne točke, koje proizlaze iz cjelovitog CFD modela, u blizinu karakteristike koju smo izračunali jednostavnim modelom rotora. Iz cjelovitih CFD modela generatora očitani su protoci kroz rotor te totalni tlakovi ispred ulaza u zvijezde rotora, odnosno na izlazu iz međupolnog prostora. Izračunate radne točke prikazane su također na dijagramima na slici 97 i, kao što se može vidjeti, slaganja su zadovoljavajuća.

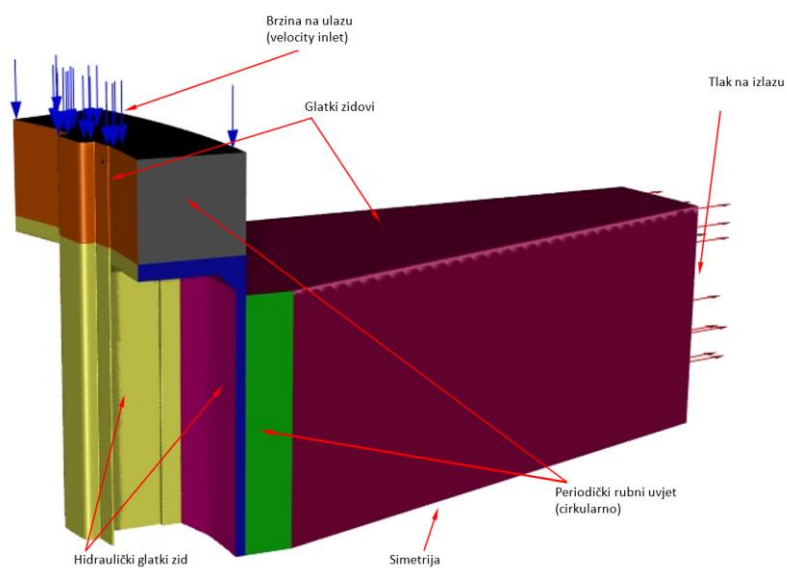
Prednost ove metode izračuna karakteristike je i to da se za svaku radnu točku iz modela može očitati i mehanička snaga rotora, što zapravo predstavlja ventilacijske gubitke. To znači da se, uključivanjem tako izračunate karakteristike u model (ventilacijsku mrežu), nakon što se provede izračun i odredi protok kroz grane mreže, za izračunatu radnu točku tlačnog elementa može interpolacijom izračunati i mehanička snaga, tj. ventilacijski gubici koji nastaju na tom tlačnom elementu.

Na kraju ove rasprave, osvrnut ćemo se i na činjenicu da zrak, kod svih tipova ventilacije, u međupolni prostor ulazi i aksijalno. Naime, prethodno razmatranje odnosi se na slučaj kad zrak u međupolni prostor ulazi radijalno iz kanala koji su smješteni u lančani prsten. U slučaju aksijalnog ulaza, ovisno o tome je li ispred ulaza aksijalni (tip ventilacije „B“ i „D“) ili centrifugalni ventilator (tip ventilacije „C“), ili ga uopće nema (kao kod modela „A“) taj zrak će imati različitu obodnu komponentu brzine neposredno pred ulazom u međupolni prostor. Obodna komponenta brzine ovisit će i o radnoj točki u kojoj radi takav ventilator, a također i o eventualnim elementima konstrukcije koji su smješteni na obodu lančanog prstena, a koji nemaju ventilacijsku ulogu. Kako izgledaju karakteristike istog međupolnog prostora ovisno o tome gdje zrak ulazi (radijalno ili aksijalno) te obodnoj komponenti zraka na ulazu pokazano je na slici 99.

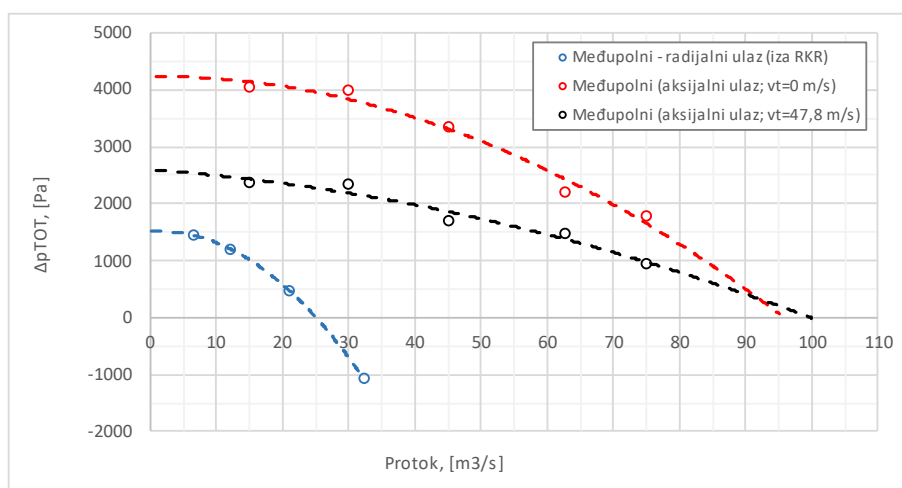
Za tu svrhu napravljen je jednostavni model pola generatora „G1“ kojemu je ulaz zraka postavljen aksijalno. Na ulazu su zadane komponente brzine zraka i to:

- slučaj 1:  $v_t=0$  m/s (čisto aksijalni ulaz)
- slučaj 2:  $v_t=47,8$  m/s (prosječna obodna komponenta brzine zraka očitana na izlazu ventilatora na SS strani modela G1)

Aksijalna komponenta brzine varirana je u ovisnosti o željenom protoku zraka. Geometrija i rubni uvjeti modela prikazani su na slici 98.



Slika 98 – geometrija i rubni uvjeti modela pola „G1“ s aksijalnim ulazom zraka



Slika 99 – usporedba karakteristike pola kao tlačnog elementa za nekoliko ulaznih situacija



### 5.2.3 Tangencijalna komponenta brzine zraka u stroju

U osnovi, primjena Eulerove jednadžbe za turbostrojeve trebala bi dovesti do prihvatljivo točnog analitičkog modela za izračun ventilacijskih gubitaka tlačnih elemenata ugrađenih na rotor. Preduvjet za to je poznavanje obodne komponente brzine ispred i iza svakog tlačnog elementa te protoka zraka kroz njih. To je lijepo pokazano analizom koja je provedena za model G6 (poglavlje 5.1.7, str. 104). Očitanjem obodne komponente brzine zraka ispred i iza svakog tlačnog elementa iz CFD modela, te protoka kroz svaki od njih izračunati su ventilacijski gubici ( $P_{EULER}$ ) koji se vrlo dobro poklapaju s onima koji se dobivaju očitanjem momenta za svaki taj element iz CFD modela ( $P_{CFD}$ ). Iznimka su bili polovi za koje je omjer  $P_{EULER}/P_{CFD}$  iznosio skoro tri puta. Analizom rezultata CFD modela pokazano je da je to odstupanje posljedica „nevidljive“ recirkulacije dijela zraka koji je prvo u međupolnom prostoru ubrzan na približno obodnu brzinu polova, a zatim, pri prolazu kroz glave namota izgubio većinu kinetičke energije koju su mu predali polovi, da bi se potom ponovno vratio u zonu čela polova gdje se ponovno ubrzava. Pri sudaru s polom, zrak koji sada ima znatno manju obodnu komponentu brzine u odnosu na pol, stvara značajne gubitke, ovisno o količini zraka u recirkulaciji. Drugi problem povezan je uz karakteristiku tlačnog elementa koja također ovisi o obodnoj komponenti brzine zraka na ulazu.

Pitanje određivanja stvarne obodne komponente brzine zraka može se u određenoj mjeri ublažiti primjenom jednostavnih CFD modela kojima ćemo računati karakteristike tlačnih elemenata (kao što je demonstrirano u prethodnom poglavlju). Jedan od rezultata takvih proračuna je i obodna komponenta brzine zraka na izlazu iz ventilatora (aksijalnih i centrifugalnih) što može poslužiti kao ulazni parametar za, primjerice karakteristiku pola kad zrak ulazi aksijalno.

U kontekstu tangencijalne brzine zraka valja još jednom naglasiti važnost izrade „glatkog“ rotora koji će imati minimalan broj istaknutih struktura koje beskorisno zavrte zrak i tako uzrokuju nepouzdanosti u izračunu ventilacije i ventilacijskih gubitaka.

Za izračun otpora istaka na čeonj strani rotora, osim koeficijenta otpora za koji je predložen empirijski izraz u ovom radu, ključno je poznavanje relativne brzine okolnog zraka prema istacima, što se zapravo svodi na poznavanje okolne tangencijalne brzine zraka.

Problem određivanja tangencijalne komponente brzine zahtijeva dodatne analize i istraživanja.

### 5.3 Prijedlog izmjena sadašnjeg modela za izračun ventilacije

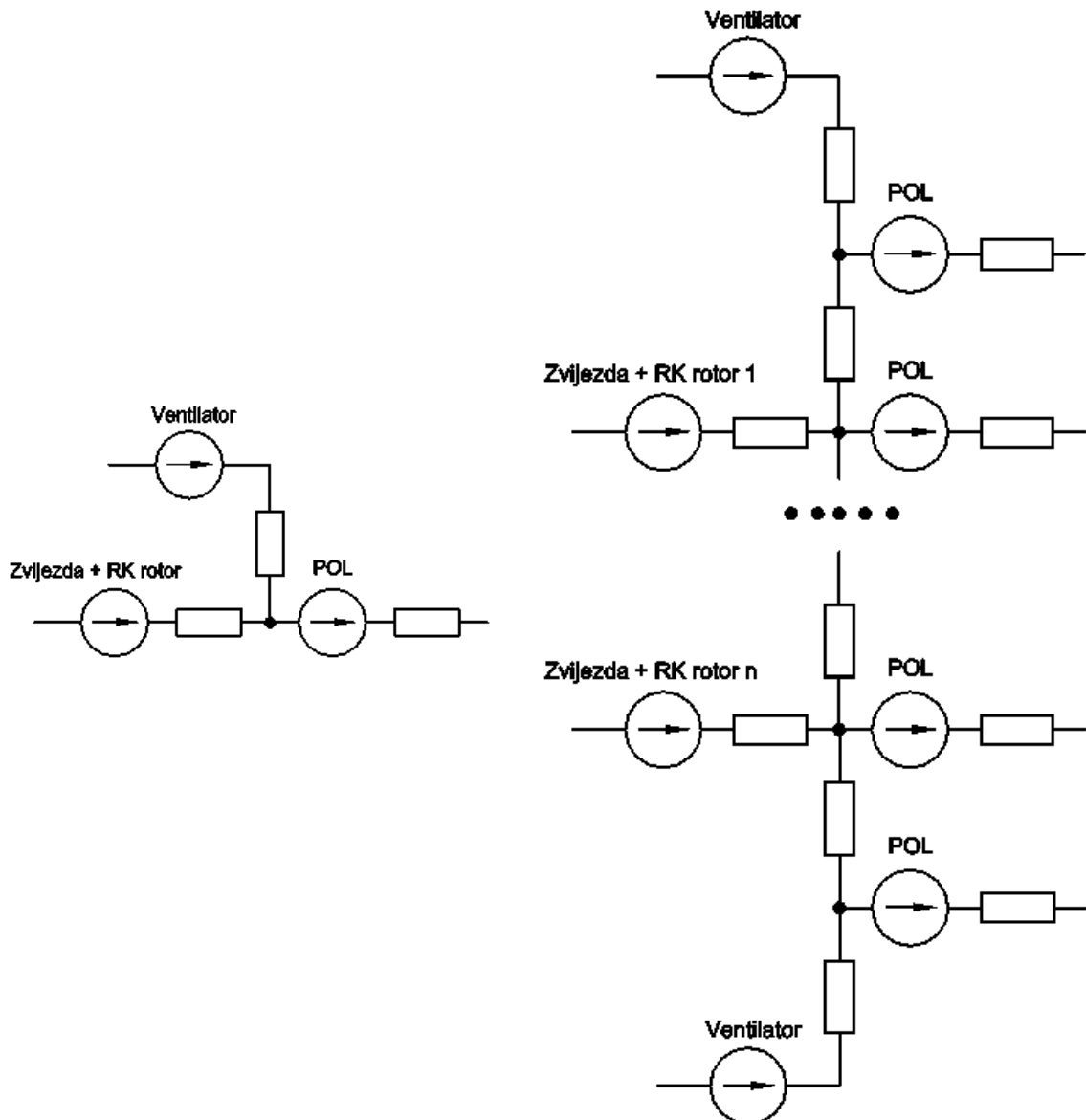
Postojeći model koji se trenutno koristi u Končaru za izračun ventilacije i ventilacijskih gubitaka u nekim okolnostima daje odlične rezultate. U drugima su odstupanja od izmjerenih vrijednosti značajna (kao što je to pokazano na slici 47, str. 71). Detaljna analiza strujanja zraka kroz modele generatora te rasprave rezultata u prethodnim poglavljima pokazale su nekoliko glavnih uzroka tim odstupanjima. Ovdje ćemo ih nabrojati:

1. Ugradnja raznih ukruta i ostalih konstrukcijskih dijelova na čeonu plohu rotora rezultira povećanim otporom te pojavom vrtloga koji može značajno promijeniti uvjete na ulazu u ventilatore. Na taj način mijenja se  $Q-\Delta p$  karakteristika u odnosu na onu koja se koristi u modelu za izračun ventilacije.
2. Upotreba iste karakteristike polova za radijalni i aksijalni ulaz zraka bez uzimanja u obzir činjenice da su uvjeti na ulazu u međupolni prostor različiti.
3. Neuravnoteženi otpori na PS i SS strani stroja (povratnih putova i unutar kućišta statora) koji nisu pokriveni postojećim, aksijalno simetričnim modelom ventilacijske mreže.
4. Nepotrebni otvori na zvijezdi rotora zbog kojih dolazi do prestrujavanja zraka iz PS u SS zonu (ili obratno) što stvara neželjena prestrujavanja zraka i recirkulacije što rezultira gubicima koje je teško obuhvatiti modelom.
5. Problem nepoznavanja stvarnih recirkulacija zraka koje se događaju u stroju (posebice u zoni glava namota i čeonog ulaza u međupolni prostor).
6. Nepoznavanje stvarnog profila obodne komponente brzine po presjeku stroja.

Na temelju rezultata provedenog istraživanja, a s ciljem da se unaprijede postojeći modeli za izračun ventilacije i ventilacijskih gubitaka, mogu se predložiti sljedeće promjene na postojećem modelu:

1. Nadograditi postojeći simetrični model ventilacijske mreže razdvajanjem povratnih putova na SS i PS te unutarnjih otpora u kućištu generatora.
2. U postojeće algoritme i modele za izračun ventilacije uvesti izračun karakteristika tlačnih elemenata pojednostavljenim CFD modelima kao što je to pokazano u poglavlju 5.2.2.
3. U izračun ventilacijskih gubitaka čeonih ploha rotora uključiti empirijske korelacije za koeficijente otpora prema izrazima (5.8), (5.9) i (5.10).
4. Ventilacijske gubitke tlačnih elemenata računati na temelju očitavanja mehaničke snage izračunate pojednostavljenim CFD modelom.

5. Pažljivo dimenzioniranje i pozicioniranje centrifugalnih ventilatora koji se ugrađuju u „C“ tip ventilacije
6. Zbog činjenice da se ne može koristiti ista karakteristika polova za aksijalni i radijalni ulaz u međupolni prostor, potrebno je dodatno raščlaniti ventilacijsku shemu u zoni polova za tip ventilacije „B“ i „C“ prema slici 100



Slika 100 – prijedlog izmjene detalja ventilacijske mreže tipa „B“ i „C“ u zoni polova (lijevo postojeće, desno promijenjeno)

# 6 SAŽETAK REZULTATA ISTRAŽIVANJA

## 6.1 Sažetak rezultata

Glavni cilj ovog rada bio je istražiti utjecaj konstrukcijskih elemenata rotora sinkronih generatora s istaknutim polovima na generiranje ventilacijskih gubitaka.

Inicijalna statistička analiza ventilacijskih gubitaka 27 izvedenih generatora pokazala je da prosječni relativni ventilacijski gubici (svedeni na nazivnu snagu stroja) iznose oko 0,3% uz standardnu devijaciju 0,11%. Pri tome se, ovisno o tipu ventilacije, rasipanje oko prosječne vrijednosti razlikuje. Najmanje je za tip ventilacije „A“, dok je najveće rasipanje uočeno za tip ventilacije „C“. Na temelju analize izmjerenih ventilacijskih gubitaka i osnovnih geometrijskih parametara strojeva (brzine vrtnje, vanjskog promjera rotora i aksijalne dimenzije polova) predložen je empirijski model za preliminarni izračun ventilacijskih gubitaka.

Nakon statističke analize iz skupa od 27 izvedenih generatora odabran je podskup od šest reprezentativnih strojeva nad kojima je provedena detaljna analiza strujanja rashladnog zraka pomoću cjelovitih CFD modela generatora. U modeliranju je korišten pristup potpuno prediktivnog strujanja kod kojega je model izveden sa zatvorenim krugom zraka u kojemu se tok zraka uspostavlja kao posljedica rotacije, a ne definiranog rubnog uvjeta.

Usporedba rezultata mjerenja i simulacija potvrdila je početnu hipotezu rada da je moguće prihvatljivo točno izračunati ventilacijske gubitke primjenom alata za računalnu dinamiku fluida (pokazalo se unutar granica od  $\pm 6,5\%$ ).

Zbirnom analizom rezultata provedenih simulacija utvrđeno je da se prosječno oko 80% ventilacijskih gubitaka može povezati s elementima rotora koji se koriste kao izvori tlaka. Od toga, na polove, koji kao izvor tlaka postoje kod svih takvih strojeva, otpada prosječno oko 50%. Najveći relativni doprinos polova u generiranju ventilacijskih gubitaka primijećen je kod analiziranog modela koji ima tip ventilacije „D“, a najmanji kod generatora s ventilacijom tipa „A“. Na parazitne gubitke

(one koji nisu povezani s ostvarivanjem protoka rashladnog zraka) otpada prosječno oko 20% od ukupnog iznosa ventilacijskih gubitaka. Pri tome se raspon udjela parazitnih gubitaka kreće od 3,9% do 27,6%.

Utvrđena je značajna uloga ukruta koje se često ugrađuju na unutarnjem vijencu aksijalnih ventilatora. Njihova uloga je dvojaka:

1. svojim otporom povećavaju parazitne gubitke čeonih ploha rotora
2. predaju moment zraku koji zatim s povećanom obodnom komponentom brzine ulazi u ventilator čime se smanjuje očekivani ventilacijski učin ventilatora

Također je pokazano da se jednostavnim uklanjanjem ukruta koje stvaraju velike gubitke, ukupni gubici ne smanjuju proporcionalno. To je posljedica promjene u protoku zraka što je rezultat pojačanog djelovanja aksijalnih ventilatora uslijed smanjenja obodne komponente brzine zraka na ulazu u ventilatore.

Uloga istih takvih ukruta bitno je manja kod generatora koji u njihovoj blizini nemaju ugrađen ventilator. U tom slučaju, glavnina mase zraka u blizini ukruta vrti se zajedno s njima jer nema ventilatora koji bi ju usisao. Stoga je, zbog male relativne brzine ukruta prema okolnom zraku, otpor, odnosno gubitak, relativno malen.

Analiza strujnica otpuštenih iz centrifugalnog ventilatora (kod tipa ventilacije „C“) pokazala je, kako je uobičajena predodžba da se zrak koji izađe iz radnog kola podijeli na struju koja direktno ulazi u međupolni prostor i struju koja udara u glave namota, uglavnom pogrešna (vidi sliku 77, str 97). Naime, struja zraka bliža polovima prvo udara u kosi dio glava namota (ovisno o aksijalnoj poziciji ventilatora), a zatim se spušta prema zračnom rasporu i dalje u radijalne kanale statora. Najveći dio mase zraka koji aksijalno ulazi u međupolni prostor zapravo je prije toga bio u kontaktu s glavama namota na kojima je izgubio obodnu komponentu brzine.

To je posebno izraženo na pogonskoj strani. Naime, zbog nepostojanja otvora za prolaz zraka iz prostora iza glava namota prema hladnjaku, zrak koji prođe kroz glave namota vraća se prema polovima sa znatno smanjenom obodnom komponentom brzine. Takav, umireni zrak, prilikom ulaska u međupolni prostor stvara značajne gubitke. Zbog aksijalne simetrije koja je ugrađena u trenutni model ventilacijske mreže, gubici koji tako nastaju nisu obuhvaćeni izračunom. Za rješenje ovog problema na razini ventilacijske mreže potrebna su dodatna istraživanja.

Potvrđena je važnost ispravnog dimenzioniranja ugrađenih ventilatora te pozicioniranje u odnosu na glave namota jer previsoko postavljen ventilator upuhuje zrak u prostor iza glava namota, koji se zatim pretežito kroz ravni dio glava namota vraća prema polovima i tako uzrokuje velike ventilacijske gubitke.

Još jednom je potvrđena u literaturi poznata preporuka da se na zvijezdi rotora svi nepotrebni otvori moraju zatvarati jer se inače može uspostaviti značajna recirkulacija sa SS na PS stranu stroja (ili obratno) što stvara neželjene gubitke.

Na temelju rezultata simulacija te usporedbe dobivenih rezultata s literaturom predloženi su empirijski izrazi za izračun koeficijenta otpora vijenca ukruta i matica ugrađenih na čeone plohe rotora. Predloženo je da se ti izrazi ugrade u nove modele za izračun ventilacijskih gubitaka.

Provedena je analiza metode za izračun karakteristike tlačnih elemenata te je pokazano da se pojednostavljenim CFD modelima tlačnih elemenata rotora mogu dobiti pouzdanije karakteristike od onih koje se sada koriste. Osim toga, rezultat takvih modela je i ovisnost mehaničke snage o protoku zraka te tangencijalne komponente brzine zraka na izlazu iz ventilatora što se zatim može upotrijebiti kao ulazni parametar kod izračuna karakteristike pola.

Na kraju rada dan je osvrt na uzroke odstupanja proračuna ventilacije i ventilacijskih gubitaka koji se temelje na ventilacijskim mrežama te su dane neke preporuke za promjene na postojećim modelima kako bi im se povećala pouzdanost i točnost rezultata.

## **6.2 Znanstveni doprinosi istraživanja**

Znanstvene doprinose koji su proizašli iz ovog istraživanja možemo sažeti kako slijedi:

1. Predložen je empirijski model za preliminarni izračun ventilacijskih gubitaka u ranoj fazi projektiranja generatora s istaknutim polovima.
2. Usporedbom rezultata mjerenja i numeričkih simulacija na šest modela generatora utvrđeno je da je pomoću detaljnog 3d CFD modela generatora moguće izračunati ventilacijske gubitke i protoke zraka unutar prihvatljivih granica od  $\pm 6,5\%$ .
3. Određeni su elementi konstrukcije koji značajno utječu na stvaranje ventilacijskih gubitaka u generatorima s istaknutim polovima te su pojašnjeni mehanizmi njihovog djelovanja u prostrujavanju zraka kroz generator.
4. Predložen je empirijski model za izračun koeficijenta otpora ukruta i matica koji se ugrađuju na čeone plohe rotora.
5. Predložene su smjernice za redefiniranje postojećih modela koji se temelje na ventilacijskim mrežama kako bi se postigla manja odstupanja izračuna ventilacije i ventilacijskih gubitaka od onih koje se dobivaju postojećim modelima.

## 6.3 Prijedlog budućih istraživanja

Pojašnjenjem uloga dijelova konstrukcije rotora u nastanku ventilacijskih gubitaka generatora s istaknutim polovima, otvara se nekoliko je smjerova daljnjeg rada na ovom području. Prije svega potrebno je dodatno istražiti mogućnosti određivanja  $Q-\Delta p$  karakteristika tlačnih elemenata ugrađenih u generator. Ovdje prvenstveno mislim na polove, odnosno međupolni prostor, koji je tlačni element kojeg ima svaki generator i od kojega bi, zapravo, trebalo početi projektiranje ventilacije. Tu se treba fokusirati na određivanje tlaka  $p_0$  (za  $Q=0$ ) i protoka  $Q_{\max}$ , jer su preliminarne simulacije s pojednostavljenim CFD modelima pokazale da se poznavanjem ta dva parametra može dobiti prihvatljiva  $Q-\Delta p$  karakteristika na cijelom rasponu protoka. Ovo bi trebalo provesti za cijeli raspon parametara koji utječu na tu karakteristiku. U tu svrhu trebalo bi prvo metodom planiranja pokusa (*engl. design of experiments - DOE*) utvrditi utjecajne faktore, zatim definirati projektni prostor za definirani skup parametara i na kraju primjenom neke od metoda (primjerice latinska hiper-kocka) generirati uzorak kombinacije parametara. Nad odabranim uzorkom tada bi se provele simulacije kako bi se odredile radne točke za  $Q=0$  i za nekoliko točaka u rasponu  $0 < Q < Q_{\max}$  čime bi se dobila regresijska krivulja, a zatim ekstrapolacijom odredio  $Q_{\max}$ . Rezultati dovoljnog broja simulacija mogli bi biti dobra podloga za upotrebu neuronskih mreža kako bi se dobio pouzdan model za izračun karakteristika polova. Odlična podloga za to mogao bi biti Keras. Riječ je o aplikacijsko programskom sučelju (*eng. API*) otvorenog koda napisanog u Pythonu koji se danas često koristi za strojno učenje. Preliminarni proračuni su već provedeni i rezultati su obećavajući.

Drugi smjer istraživanja mogao bi ići prema određivanju metode za izračun obodne komponente brzine zraka u blizini „hrapave“ čeonice plohe rotora. Na kraju, ne treba zanemariti niti praktične aspekte ovog istraživanja. Prirodan nastavak ovog rada je redefiniranje ventilacijske mreže koja se sada koristi u Končaru kako bi se uzele u obzir spoznaje iz ovoga rada. Tu prije svega mislim na uklanjanje aksijalne simetrije u stroju koja je implementirana u postojeći model te razradu nekih detalja ventilacijske mreže koji proizlaze iz spoznaja o putovima zraka kroz generator. Primjerice u zoni glava namota na PS strani stroja ili polova (kao što je to prikazano na slici 100). Nadalje, potrebno je u postupak provedbe ventilacijskog izračuna generatora uvesti korištenje pojednostavljenih CFD modela tlačnih elemenata rotora. U tu svrhu trebalo bi razraditi automatski algoritam za izradu geometrije, mreže konačnih volumena i rubnih uvjeta te izraditi aplikaciju (primjerice u Pythonu) koja bi omogućila jednostavno korištenje takvog alata za projektante koji nisu stručnjaci u području računalne dinamike fluida. Podloga za takve simulacije može biti programski sustav OpenFOAM s kojim postoji iskustvo u Končaru. Slična aplikacija je u fazi razvoja za tvornice transformatora. Sve ove promjene treba pažljivo razraditi, implementirati i na kraju provjeriti u realnom svijetu projektiranja velikih hidrogenatora s istaknutim polovima.

## 7 ZAKLJUČAK

U radu je provedena CFD analiza strujanja rashladnog zraka kroz niz generatora s istaknutim polovima s ciljem boljeg razumijevanja aerodinamičkih pojava koje utječu na generiranje ventilacijskih gubitaka. Težište istraživanja bilo je na praktičnoj primjeni spoznaja koja su iz njega proizašla. Istraživanjem su potvrđene početne hipoteze rada i ostvareni su postavljeni ciljevi.

Pokazano je da se pomoću cjelovitih CFD modela generatora, primjenom potpuno prediktivnog modela strujanja, mogu izračunati ventilacijski gubici s prihvatljivom točnošću. Na temelju detaljne analize strujanja rashladnog zraka kroz modele objašnjena je uloga i značaj pojedinih konstrukcijskih elemenata generatora u nastanku ventilacijskih gubitaka. Pojašnjeni su putovi rashladnog zraka kroz generator. Ukazano je na složenost interakcija koje nastaju zbog ugradnje različitih konstrukcijskih elemenata na rotor što u konačnici rezultira nepouzdanim izračunima i povećanim ventilacijskim gubicima od očekivanih. Dodatno, uz analizu strujanja na temelju CFD modela generatora, provedena je i analiza niza izvedenih generatora na temelju čega je predložen empirijski izraz za preliminarni proračun ventilacijskih gubitaka.

Ovim istraživanjem proširuju se postojeća znanja o čimbenicima koji utječu na nastanak ventilacijskih gubitaka u generatorima s istaknutim polovima što predstavlja dobar temelj za unaprjeđenje postojećih modela za izračun ventilacije i ventilacijskih gubitaka.

Također se očekuje da će spoznaje iz ovog istraživanja pomoći konstruktorima generatora u boljem aerodinamičkom oblikovanju dijelova generatora te tako doprinijeti smanjenju ventilacijskih gubitaka i pouzdanosti modela koji se danas koriste za izračun.



## 8 ŽIVOTOPIS

Siniša Majer rođen je u Pakracu 1970. godine. Osnovnu i srednju tehničku školu pohađao je u Vrbovcu. Fakultet strojarstva i brodogradnje u Zagrebu upisao je 1990. godine. Diplomski rad na Procesno energetskom smjeru obranio je kod prof. dr. sc. Branimira Matijaševića 1996. godine.

Nakon diplome zapošljava se na Brodarskom institutu u Zagrebu u Sektoru za opću hidrauliku gdje se bavi ispitivanjima vodnih turbina i hidrotehničkih objekata u naravi. Osim toga, radi na poslovima organizacije i provedbe remonta vodnih turbina te kao podrška u laboratorijima Brodarskog instituta.

2001. prelazi u tvrtku TEB Informatika d.o.o. gdje radi kao projektant geografskih informacijskih sustava i razvojni inženjer. Između ostalih projekata, vodi projekt razvoja mjernog vozila za prikupljanje cestovnih podataka te na programskim rješenjima za geolociranje i pohranu podataka o cestama.

2008. zapošljava se u Končar Institutu za elektrotehniku na mjestu razvojnog inženjera, gdje radi i danas. Fokus njegovih istraživanja su toplinske i strujne pojave u električnim rotacijskim strojevima. Tijekom godina, sudjelovao je u projektiranju ventilacije i hlađenja niza generatora i motora. Također je sudjelovao u organizaciji, provedbi i nadzoru ventilacijsko-toplinskih mjerenja velikih sinkronih generatora u naravi. Bio je član razvojnog tima u sklopu kojega je razvijen prototip motora za autoindustriju. Razvio je uređaj za mjerenje toplinske vodljivosti dionih paketa električnih strojeva. U radu redovno koristi alate za računalnu dinamiku fluida. Autor je ili koautor sedam radova objavljenih u zbornicima domaćih i međunarodnih konferencija te jednog članka objavljenog u međunarodnom časopisu referiranom u bazi CC/SCI. Redovni je član studijskog odbora A1 hrvatskog ogranka CIGRÉ.

## 9 BIBLIOGRAFIJA

*Majer, Siniša; Tandarić, Tomo; Milojković, Zoran*

**Ventilacijsko-toplinska mjerenja na generatoru u HE Lešće** // 11.savjetovanje HRO CIGRÉ : zbornik radova, Cavtat, Hrvatska, 10-13.11.2013 / Filipovi-Grčić, Božidar (ur.). Zagreb: Hrvatski ogranak CIGRÉ, 2013. str. A1-14, 10 str (predavanje, domaća recenzija, cjeloviti rad (in extenso), stručni)

*Tandarić, Tomo; Filipan, Veljko; Majer, Siniša; Ivančić, Zdravko*

**Ventilacija velikih hidrogeneratora: osvrt na određivanje protoka rashladnog zraka** // 11.savjetovanje HRO CIGRÉ : zbornik radova, Cavtat, Hrvatska, 10-13.11.2013. / Filipovi-Grčić, Božidar (ur.). Zagreb: Hrvatski ogranak CIGRÉ, 2013. str. A1-11, 10 str. (predavanje, domaća recenzija, cjeloviti rad (in extenso), stručni)

*Majer, Siniša; Tuković, Željko*

**Sources of windage power loss in salient poles hydrogenerator** // 7th International Conference & Workshop REMOO-2017, Venice, Italy

Erlangen, Germany: Get It Published Verlag e.K., 2017. str. 03.080-03.080 (predavanje, međunarodna recenzija, cjeloviti rad (in extenso), znanstveni)

*Majer, Siniša; Tuković, Željko*

**Numerical Study of Windage Power Loss for One Salient Pole Hydro Generator** // Proceedings of the 2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM), 2020, 23-26 August; Online: The Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 2020. str. 2624-2630 doi:10.1109/ICEM49940.2020.9270962 (predavanje, međunarodna recenzija, cjeloviti rad (in extenso), znanstveni)

<http://dx.doi.org/10.1109/ICEM49940.2020.9270962>

*Majer, Siniša; Tuković, Željko*

**Influence of Rotor Design on the Generation of Windage Power Loss in Salient Pole Generators** // IEEE transactions on industry applications, 57 (2021), 4; 3229-3237 doi:10.1109/TIA.2021.3072358 (međunarodna recenzija, članak, znanstveni)

<http://dx.doi.org/10.1109/TIA.2021.3072358>

## 10 LITERATURA

- [1] W. Henley, »Hydro Power Status Report 2019,« International Hydropower Association, London, 2019.
- [2] V. Filipan, Aerodinamička analiza gubitaka trenja i ventilacije kod sinhronih generatora gonjenih vodnim turbinama, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 1985.
- [3] ANSYS Inc., ANSYS Fluent Theory Guide, ANSYS Inc., 2021.
- [4] P. J. Roache, »Quantification of Uncertainty in Computational Fluid Dynamics,« *Annual Reviews of Fluid Mechanics*, pp. 29:123-160, 1997.
- [5] J. W. Daily i R. E. Nece, »Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks,« *Journal of Basic Engineering*, pp. 217-230, 1960.
- [6] A. Miles, *An Experimental Study of Windage due to Rotating and Static Bolts in an Enclosed Rotor-Stator System*, University of Sussex, 2011.
- [7] I. F. Filipov, Osnovi teplotobmena v električeskih mašinah, Lenjingrad: Energija, 1974.
- [8] G. I. Taylor, »Stability of a Viscous Liquid Contained between Two Rotating Cylinder,« *Proceedings of Royal Society Philosophical Transactions of the Royal Society A*, pp. 289-343, 1923.
- [9] J. T. Stewart, »On the non-linear mechanics of hydrodynamic stability,« *Journal of Fluid Mechanics*, pp. 1-21, 1958.
- [10] D. Coles, »Transition in circular Couette flow,« *Journal of Fluid Mechanics*, svez. 21, br. 3, pp. 385-425, 1965.
- [11] T. Theodorsen i A. Regier, »NACA report No. 793: Experiments on drag of revolving disks, cylinders, and streamline rods at high speeds,« NACA, Langley, 1944.

- [12] R. J. Donnelly i N. J. Simon, »An empirical torque relation for supercritical flow between rotating cylinders,« *Journal of Fluid Mechanics*, svez. 7, br. 3, pp. 401-418, 1960.
- [13] H. Schlichting, *Boundary-Layer Theory*, New York: McGraw-Hill, 1979.
- [14] K. Kataoka, »Chapter 9: Taylor Vortices and Instabilities in Circular Couette Flows,« u *Encyclopedia of Fluid Mechanics*, Houston, Gulf Publishing Company, 1986, pp. 236-274.
- [15] General Electric Company, »Fluid Flow Data Book,« Genium Publishing Company, Amsterdam, NY 12010 USA, 1984.
- [16] F. Wendt, »Turbulente Strömungen zwischen zwei rotierenden konaxialen Zylindern,« *Ingenieur-Archiv*, svez. IV, br. 6, pp. 577-595, 1933.
- [17] T. I. Aljper i T. G. Sergievskaja, *Ohlaždenie gidrogeneratorov*, Moskva: Energija, 1969.
- [18] E. Ondruška i A. Maloušek, *Ventilace a chlazení elektrických strojů točivých*, Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985.
- [19] F. J. Wiesner, »A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers,« *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, svez. 89, br. 4, pp. 558-572, 1967.
- [20] E. J. Vrancik, »Prediction of Windage Power Loss in Alternators (NASA Technical Note D-4849),« NASA, Washington, D.C., 1968.
- [21] D. G. McLaren, »Hydrogenerator Windage Loss,« u *General Papers in Fluids Engineering (presented at Winter annual meeting of ASME 1991)*, Atlanta, 1991.
- [22] P. Moradnia, V. Chernoray i H. Nilsson, »Experimental Assessment of a Fully Predictive CFD Approach, for Flow of Cooling Air in an Electric Generator,« *Applied Energy*, svez. 124, pp. 223-230, 2014.
- [23] P. Moradnia, M. Golubev, V. Chernoray i H. Nilsson, »Flow of cooling air in an electric generator model – An experimental and numerical study,« *Applied Energy*, svez. 114, br. SI, pp. 644-653, 2014.
- [24] F. Torriano, N. Lancial, M. Levesque, G. Rolland, C. Hudon, F. Beaubert, F. J. Morissette i S. Harmand, »Heat Transfer Coefficient Distribution on the Pole Face of a Hydrogenerator Scale Model,« *Applied Thermal Engineering*, svez. 70, br. 1, pp. 153-162, 2014.
- [25] F. Torriano, S. Stella, Y. Jayet, T. Ardaillon, J.-P. Charest-Fournier, C. Hudon, A. Merkhof i E. Guillot, »Numerical and experimental study of the ventilation in an operating hydrogenerator,« u *AIP Conference proceedings (ICNAAM 2018)*, 2019.

- [26] K. Kiyota, T. Kakishima, A. Chiba i M. Rahman, »Cylindrical Rotor Design for Acoustic Noise and Windage Loss Reduction in Switched Reluctance Motor for HEV Applications,« *IEEE Transactions on Industry Applications*, svez. 52, br. 1, pp. 154-162, 2016.
- [27] S. Sadr, A. Abdelli, A. Ben-Nachouaneintuitive, G. Friedrich i S. Vivier, »Comprehension and Estimation of Windage Losses in Rotor Slotted Air Gaps of Electrical Machines using CFD-LES methods,« u *2019 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE 2019)*, Baltimore, 2019.
- [28] R. Wrobel, C. Copeland, T. Duda, D. Staton i P. H. Mellor, »Investigation of Mechanical Loss Components and Heat Transfer in an Axial-Flux PM Machine,« *IEEE Transactions on Industry Applications*, svez. 51, br. 4, pp. 3000-3011, 2015.
- [29] V. Filipan i S. Šaban, »Podloge za proračun ventilacije hidrogeneratora (Interni elaborat),« SOUR Rade Končar - OOUR Elektrotehnički Institut, Zagreb, 1983.
- [30] P. Stephan, Ur., VDI Heat atlas, Second Edition ur., Düsseldorf: Springer, 2010.
- [31] J. H. Ferziger i M. Perić, Computational Methods for Fluid Dynamics, Berlin: Springer, 2002.
- [32] H. D. Baehr i K. Stephan, Heat and Mass Transfer, Bochum & Stuttgart: Springer, 2006.
- [33] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Harlow, England: Pearson - Prentice Hall, 2007.
- [34] T. Cebeci, Convective Heat Transfer, Berlin: Springer, 2002.
- [35] T. Cebeci, J. Shao, F. Kafyeke i E. Laurendeau, Computational Fluid Dynamics for Engineers, Long Beach, California; Heidelberg, Germany: Springer, 2005.
- [36] I. Džijan, Računalna dinamika fluida, Zagreb: FSB (Skripta za studente diplomskog studija strojarstva), 2010.
- [37] »Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje,« Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 2021. [Mrežno]. Available: <https://www.enciklopedija.hr/natuknica.aspx?ID=58473>. [Pokušaj pristupa 2 6 2021].
- [38] K. Hanjalić, Turbulence and Transport Phenomena - Modelling and Simulation, 2006.
- [39] D. C. Wilcox, Turbulence Modeling for CFD, third edition, Palm Drive: DCW Industries, 2006.

- [40] F. R. Menter, »Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,« *AIAA Journal*, pp. 1598-1605, August 1994.
- [41] IEC 60034-2-2:2010, *Rotating electrical machines - Part 2-2: Specific methods for determining separate losses of large machines from tests – Supplement to IEC 60034-2-1 (IEC 60034-2-2:2010)*, CENELEC, 2012.
- [42] L. Kirkup i B. Frenkel, *An Introduction to Uncertainty in Measurement*, New York: Cambridge University Press, 2006.
- [43] Z. Godec, *Iskazivanje mjernog rezultata*, Zagreb: Graphis, 1995.
- [44] V. Filipan, R. Budin i A. Mihelić-Bogdanić, »Air-Flow Measurement on Hydrogenerators,« *International Water Power & Dam Construction*, svez. 45, pp. 44-46, January 1993.
- [45] T. Tandarić, V. Filipan, S. Majer i Z. Ivančić, »Ventilacija velikih hidrogenatora: osvrt na određivanje protoka rashladnog zraka,« u *11. savjetovanje HRO CIGRÉ: zbornik radova*, Cavtat, Hrvatska, 2013.
- [46] I. B. Celik, »Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications,« *Journal of Fluids Engineering*, svez. 130, 2008.
- [47] S. F. Hoerner, *Fluid-dynamic drag*, New York - Washington: Published by the author, 1965.
- [48] N. P. Cheremisinoff, »Free Stream Turbulence and Bluff Body Drag,« u *Flow Phenomena and Measurement*, Houston, Texas, USA, Gulf Publishing Company, 1986, pp. 453-475.
- [49] J. Fail, J. A. Lawford i R. C. W. Eyre, »Low speed experiments on the wake characteristics of flat plates normal to an airstream,« Ministry of supply, London, 1959.
- [50] I. E. Idelchik, *Handbook of hydraulic resistance (engleski prijevod originalnog ruskog izdanja)*, Jerusalem : Israeli Program for Scientific Translation, 1966.
- [51] B. Eck, *Fans*, Berlin-Heidelberg-New York: Pergamon Press, 1973.
- [52] H. Czichos i M. Hennecke, *Hütte: Das Ingenieurwissen*, Berlin: Springer, 2012.
- [53] J. Hak i O. Ošlejšek, *Vypočet chlazení elektrických strojů*, Brno, 1973.
- [54] G. Traxler-Samek, R. Zickermann and A. Schwery, "Advanced Calculation of Temperature Rises in Large Air-Cooled Hydro-Generators," in *Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines (ICEM 2008)*, Vilamoura, Portugal, 2008.

- [55] H. P. D. Š. R. Podhorsky, Tehnička enciklopedija, svezak 13, Ventilator, Prvo izdanje ur., Zagreb: Leksikografski zavod "Miroslav Krleža", 1997..
- [56] »Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje,« Leksikografski zavod Miroslav Krleža, [Mrežno]. Available: <http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=25402>. [Pokušaj pristupa 29 Ožujak 2021].
- [57] I. Celik, »ASME Journal Information for Authors,« [Mrežno]. Available: <https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/shop/journals/jfenumaccuracy.pdf>. [Pokušaj pristupa 2 8 2021].
- [58] »SciLAB | ESI Group,« [Mrežno]. Available: <https://www.scilab.org/>. [Pokušaj pristupa 27 3 2022].
- [59] »Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje,« Leksikografski zavod Miroslav Krleža, [Mrežno]. Available: <http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=37849>. [Pokušaj pristupa 21. Svibanj 2022].