

# Numerička simulacija klimatizacijske jedinice za primjenu u podatkovnom centru

---

Prusec, Luka

Master's thesis / Diplomski rad

2023

*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:235:557624>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-12-05**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Luka Prusec**

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentorica:

Izv. prof. dr. sc. Tea Žakula, dipl. ing.

Student:

Luka Prusec

Zagreb, 2023.

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

*Zahvaljujem se mentorici izv. prof. dr. sc. Tei Žakuli na ukazanom povjerenju, vođenju i savjetima tijekom izrade ovog rada. Marinu Pajiću, Vanji Kušenu te svim kolegama tvrtke Vertiv veliko hvala na nesebičnim savjetima i vrlo pozitivnom prvom radnom iskustvu.*

*Zahvaljujem se također obitelji, djevojci te svim prijateljima na potpori tijekom studiranja, a posebno hvala Borutu Omerzu i Franku Ćurčinu. Kao asistentima Laboratorija za energetske učinkovitost hvala na dostupnoj i stručnoj pomoći, a kao prijateljima - hvala vam što ste učinili razdoblje studiranja vrijednim pamćenja!*

*Luka Prusec*



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodostrojarški

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 23 -	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Luka Prusec** JMBAG: 0035207534

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Numerička simulacija klimatizacijske jedinice za primjenu u podatkovnom centru**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical simulation of air handling unit for data center application**

Opis zadatka:

Glavna uloga klimatizacijskih jedinica u podatkovnim centrima jest osiguravanje strogo propisanih mikroklimatskih zahtjeva, pri čemu se za njihov pogon koriste značajne količine energije. Stoga su razvoj i optimizacija klimatizacijskih jedinica vrlo bitni pri proizvodnji podatkovnih centara. S obzirom da je eksperimentalno ispitivanje rada klimatizacijske jedinice zahtjevan, dugotrajan i skup proces, u industriji se sve češće primjenjuju alati poput računalne dinamike fluida, a koji omogućuju bržu i učinkovitiju analizu. Cilj ovog zadatka je izraditi numerički model klimatizacijske jedinice prema nacrtima proizvođača te provesti računalnu simulaciju za zadani skup ulaznih podataka. Za izradu rada potrebno je koristiti program Ansys/Fluent®.

Rad treba sadržavati:

- opis komponenti i rada klimatizacijske jedinice za primjenu u podatkovnom centru,
- pojednostavljeni geometrijski model jedinice sa svim pripadajućim komponentama,
- opis numeričkog modela klimatizacijske jedinice,
- opis računalnog koda za modeliranje procesa direktnog evaporativnog hlađenja te opis implementacije u program Ansys/Fluent®,
- rezultate simulacije rada klimatizacijske jedinice.

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

Zadatak zadan:

19. siječnja 2023.

Datum predaje rada:

23. ožujka 2023.

Predviđeni datumi obrane:

27.- 31. ožujka 2023.

Zadatak zadao:

Izv. prof .dr.sc. Tea Žakula

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

# SADRŽAJ

POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS KRATICA .....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY .....	X
1. Uvod.....	1
2. PODATKOVNI CENTRI.....	2
2.1 Potrošnja energije u podatkovnim centrima .....	2
2.2 Učinkovitost iskorištenja energije .....	4
2.3. Klasifikacija podatkovnih centara prema parametrima zraka za hlađenje .....	6
3. HLAĐENJE U PODATKOVNIM CENTRIMA.....	9
3.1. Vrste hlađenja u podatkovnim centrima.....	9
3.2. Opis klimatizacijske jedinice za hlađenje podatkovnog centra.....	11
3.3. Adijabatsko miješanje struja vlažnog zraka .....	12
3.4. Evaporativno hlađenje .....	14
3.4.1. Direktno evaporativno hlađenje.....	14
3.4.2. Indirektno evaporativno hlađenje .....	18
3.5. Klasifikacija podatkovnih centara prema kontinuiranom radu.....	20
3.5.1. TIER I – “Osnovni kapacitet” .....	20
3.5.2. TIER II – “Redundantne komponente”.....	21
3.5.3. TIER III – “Istovremena održivost” .....	21
3.5.4. TIER IV – „Netolerantost na greške“ .....	21
4. RAČUNALNA SIMULACIJA RADA KLIMATIZACIJSKE JEDINICE.....	23
4.1. Teorijske osnove.....	23
4.1.1. Zakon očuvanja mase .....	23
4.1.2. Zakon očuvanja količine gibanja.....	24
4.1.3. Zakon očuvanja momenta količine gibanja.....	24
4.1.4. Zakon očuvanja energije .....	24
4.2. Geometrijski model .....	26
4.2.1. Model zaklopke.....	30

---

4.2.2. Model centrifugalnog ventilatora.....	31
4.2.3. Model fitera.....	32
4.2.4. Model direktnog adijabatskog hladnjaka.....	32
4.2.5. Model žaluzine.....	33
4.2.6. Model zračnog kanala .....	34
4.3 Stvaranje mreže .....	35
4.4 Postavke simulacije .....	39
4.4.1 Zaklopke .....	39
4.4.2 Ventilatori .....	39
4.4.3 Filteri, adijabatski hladnjak i žaluzina .....	40
4.5. Korisnički definirana funkcija ( <i>UDF</i> ) .....	44
4.5.1. Vrste korisnički definiranih funkcija .....	45
4.5.2. Korisnički definirane funkcije adijabatskog hladnjaka.....	46
4.5.3. Korigiranje temperature adijabatskog hlađenja .....	49
5. REZULTATI.....	51
6. Zaključak.....	63
Literatura .....	65
PRILOZI.....	67

## POPIS SLIKA

<i>Slika 1. Potrošnja energije dana centara u svijetu prema vrsti [5]</i> .....	3
<i>Slika 2. Broj hyperscale podatkovnih centara u svijetu [6]</i> .....	3
<i>Slika 3. Prosječni Power Usage Effectiveness (PUE) faktor kroz godine [7]</i> .....	5
<i>Slika 4. Klase zraka podatkovnih centara u Mollierovom dijagramu</i> .....	8
<i>Slika 5. Usporedba rada CRAC i CRAH jedinica</i> .....	9
<i>Slika 6. Konfiguracija podatkovnog centra bez spuštenog stropa</i> .....	10
<i>Slika 7. Konfiguracija podatkovnog centra sa spuštenim stropom</i> .....	10
<i>Slika 8. Udio potrošnje električne energije podatkovnog centra [14]</i> .....	11
<i>Slika 9. Presjek klimatizacijske jedinice i njenih komponenti [15]</i> .....	11
<i>Slika 10. Proces adijabatskog miješanja struja vlažnog zraka u Mollierovom dijagramu</i> .....	13
<i>Slika 11. Presjek evaporativnog bloka GLASdek Munters [17]</i> .....	15
<i>Slika 12. Proces direktnog evaporativnog hlađenja u Mollierovom dijagramu</i> .....	16
<i>Slika 13. Shematski prikaz rada direktnog adijabatskog hladnjaka Munters FA6 [18]</i> .....	17
<i>Slika 14. Konfiguracija klimatizacijske jedinice s direktnim evaporativnim hladnjakom [19]</i> ....	17
<i>Slika 15. Konfiguracija klimatizacijske jedinice s direktnim evaporativnim hladnjakom [19]</i> ....	18
<i>Slika 16. Proces indirektnog evaporativnog hlađenja u Mollierovom dijagramu</i> .....	19
<i>Slika 17. Model klimatizacijske jedinice</i> .....	26
<i>Slika 18. Smještaj komponenti i princip rada analizirane klimatizacijske jedinice</i> .....	27
<i>Slika 19: Stanja zraka klimatizacijske jedinice u Mollierovom dijagramu</i> .....	29
<i>Slika 20. a) Stvarni i b) pojednostavljeni profil lopatica zaklopke</i> .....	30
<i>Slika 21. Pojednostavljenje geometrije zaklopke</i> .....	30
<i>Slika 22. Pojednostavljenje geometrije centrifugalnog ventilatora</i> .....	31
<i>Slika 23. Pojednostavljenje geometrije serijskog spoja F7 i G4 filtera</i> .....	32
<i>Slika 24. Pojednostavljenje geometrije direktnog adijabatskog hladnjaka</i> .....	33
<i>Slika 25. Pojednostavljenje geometrije žaluzine</i> .....	34
<i>Slika 26. Izvještaj kvalitete i broja površina generirane mreže</i> .....	36
<i>Slika 27. Izvještaj kvalitete i broja generiranih ćelija</i> .....	37
<i>Slika 28. Volumenska mreža klimatizacijske jedinice</i> .....	37
<i>Slika 29. Volumensko lokalno dimenzioniranje hladnjaka i filtera</i> .....	38
<i>Slika 30. Površinsko lokalno dimenzioniranje zaklopke mješališta</i> .....	38
<i>Slika 31. Postavke brzine centrifugalnog ventilatora „return_fan3“</i> .....	40
<i>Slika 32. Koeficijenti obrnuto proporcionalne permeabilnosti filtera <math>1/\alpha</math></i> .....	41



<i>Slika 33. Ovisnost učinkovitosti o brzini nastrujavanja na hladnjak [19]</i> .....	48
<i>Slika 34. Dijagram toka implementacije funkcija direktnog adijabatskog hladnjaka</i> .....	50
<i>Slika 35. Konture temperature ulazne površine hladnjaka</i> .....	52
<i>Slika 36. Konture temperature izlazne površine hladnjaka</i> .....	52
<i>Slika 37. Konture sadržaja vlage ulazne površine hladnjaka</i> .....	53
<i>Slika 38. Konture sadržaja vlage izlazne površine hladnjaka</i> .....	53
<i>Slika 39. Konture sadržaja vlage u klimatizacijskoj jedinici</i> .....	54
<i>Slika 40. Konture temperature u klimatizacijskoj jedinici</i> .....	55
<i>Slika 41. Konture temperature dobavnih ventilatora</i> .....	55
<i>Slika 42. Konture sadržaja vlage dobavnih ventilatora</i> .....	56
<i>Slika 43. Kretanje reziduala</i> .....	56
<i>Slika 44. Neravnoteža masenih tokova</i> .....	57
<i>Slika 45. Maseni protok na ispustu i usisu</i> .....	57
<i>Slika 46. Neravnoteža toplinskih tokova</i> .....	58
<i>Slika 47. Odziv sadržaja vlage na izlazu iz hladnjaka</i> .....	59
<i>Slika 48. Odziv temperature na izlazu iz hladnjaka</i> .....	59
<i>Slika 49. Uprosječene temperature na izlaznim centrifugalnim ventilatorima</i> .....	60
<i>Slika 50. Uprosječeni sadržaji vlage na izlaznim ventilatorima</i> .....	60
<i>Slika 51. Konture brzine u klimatizacijskoj jedinici</i> .....	61
<i>Slika 52. Vektori brzine centrifugalnih ventilatora povratne struje zraka po presjeku</i> .....	62
<i>Slika 53. Konture padova tlaka u klimatizacijskoj jedinici</i> .....	62

## **POPIS TABLICA**

<i>Tablica 1. Smjernice za granične vrijednosti parametara zraka podatkovnih centara prema klasama [9] .....</i>	<i>7</i>
<i>Tablica 2. Zahtjevi za postizanje Tierova .....</i>	<i>22</i>
<i>Tablica 3. Veličine stanja protoka klimatizacijske jedinice .....</i>	<i>27</i>
<i>Tablica 4. Popis komponenti klimatizacijske jedinice .....</i>	<i>34</i>
<i>Tablica 5. Skupovi lokalnog dimenzioniranja .....</i>	<i>35</i>
<i>Tablica 6. Zone ćelija fluida klimatizacijske jedinice .....</i>	<i>41</i>
<i>Tablica 7. Rubni uvjeti klimatizacijske jedinice .....</i>	<i>42</i>
<i>Tablica 8. Primjeri DEFINE makro naredbi [22] .....</i>	<i>45</i>
<i>Tablica 9. Usporedba vrsta korisničko definirane funkcije [22] .....</i>	<i>46</i>
<i>Tablica 10. Diskretne vrijednosti učinkovitosti za brzine nastrujavanja adijabatskog hladnjaka .....</i>	<i>48</i>

## ***POPIS KRATICA***

UDF	User Defined Function
CAD	Computer-Aided Design
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient of Performance
EU	European Union
IoT	Internet of Things
PUE	Power Usage Effectiveness
IT	Informational Technology
IBM	International Business Machines Corporation
KVM	Kernel-based Virtual Machine
WUE	Water Usage Effectiveness
CUE	Carbon Usage Effectiveness
LUE	Land Usage Effectiveness
pPUE	Partial Power Usage Effectiveness
CRAC	Computer Room Air Conditioner
CRAH	Computer Room Air Handling
AHU	Air Handling Unit
GViK	Grijanje, Ventilacija i klimatizacija
MAU	Makeup Air Unit
PVC	Polyvinyl Chloride
CFD	Computational Fluid Dynamics
PDU	Power Distribution Unit

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{ec}$	$m^2$	Nastrujna površina evaporativnog hladnjaka
$A_f$	$m^2$	Izlazna površina povratnog centrifugalnog ventilatora
$C_2$	$m^{-1}$	Faktor inercijskog otpora
$COP$	-	Koeficijent učinkovitosti
$c_{pa,ec1}$	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet ulazne struje zraka
$d_f$	m	Promjer povratnog centrifugalnog ventilatora
$h_1$	J/kg	Specifična entalpija struje zraka primarne struje zraka
$h_2$	J/kg	Specifična entalpija struje zraka sekundarne struje zraka
$h_f$	m	Dubina povratnog centrifugalnog ventilatora
$h_m$	J/kg	Specifična entalpija mješavine dviju struja zraka
$n_f$	$min^{-1}$	Broj okretaja povratnog centrifugalnog ventilatora
$Q_{ec}$	J	Učinak evaporativnog hlađenja
$q_m$	kg/s	Maseni protok mješavine dviju struja zraka
$q_{m,oa}$	$m^3/s$	Maseni protok vanjskog zraka
$q_{m,rf}$	kg/s	Maseni protok pojedinačnog povratnog centrifugalnog ventilatora
$q_{m1}$	kg/s	Maseni protok struje zraka primarne struje zraka
$q_{m2}$	kg/s	Maseni protok struje zraka sekundarne struje zraka
$q_{mw}$	kg/s	Maseni protok vlage
$q_{v,oa}$	$m^3/s$	Volumni protok vanjskog zraka
$q_{v,m}$	$m^3/s$	Volumni protok mješavine dviju struja zraka
$S$	$kg/sm^3$	Izvorni član
$t_1$	K	Termodinamička temperatura suhog termometra primarne struje
$t_2$	K	Termodinamička temperatura suhog termometra sekundarne struje
$t_{ecs}$	K	Temperatura vlažnog termometra ulaznog zraka u direktnom evaporativnom hladnjaku
$t_{ecs^*}$	K	Temperatura vlažnog termometra primarne struje na ulazu u izmjenjivač
$t_{ec1}$	K	Temperatura suhog termometra zraka na ulazu u evaporativni hladnjak
$t_{ec2}$	K	Temperatura suhog termometra zraka na izlazu iz evaporativnog hladnjaka
$t_s$	K	Termodinamička temperatura mješavine dviju struja zraka

$u_f$	m/s	Obodna brzina na izlazu povratnog centrifugalnog ventilatora
$v$	m/s	Brzina strujanja fluida
$v_f$	m/s	Ukupna brzina na izlazu iz povratnog centrifugalnog ventilatora
$v_{r,f}$	m/s	Radijalna brzina povratnog centrifugalnog ventilatora
$v_{t,f}$	m/s	Tangencijalna brzina povratnog centrifugalnog ventilatora
$w$	m/s	Brzina struje zraka u smjeru osi z
$w_{ec1}$	m/s	Brzina struje zraka na ulaznoj površini u hladnjak
$x_1$	kg <sub>w</sub> /kg	Sadržaj vlage primarne struje zraka
$x_2$	kg <sub>w</sub> /kg	Sadržaj vlage sekundarne struje zraka
$x_m$	kg <sub>w</sub> /kg	Sadržaj vlage mješavine dviju struje zraka
$\alpha$	m <sup>2</sup>	Permeabilnost medija
$\alpha_{dec}^{-1}$	m <sup>-2</sup>	Inverzna permeabilnost adijabatskog hladnjaka
$\alpha_{filter}^{-1}$	m <sup>-2</sup>	Inverzna permeabilnost filtera
$\alpha_{žaluzina}^{-1}$	m <sup>-2</sup>	Inverzna permeabilnost žaluzine
$\beta_f$	°	Izlazni kut lopatice centrifugalnog ventilatora
$\Delta p$	Pa	Pad tlaka
$\Delta p_{DEC}$	Pa	Pad tlaka na direktnom adijabatskom hladnjaku
$\Delta p_{F7}$	Pa	Pad tlaka na F7 filteru
$\Delta p_{filter}$	Pa	Ukupni pad tlaka na filterima
$\Delta p_G$	Pa	Pad tlaka na G4 filteru
$\Delta p_{HPL80}$	Pa	Pad tlaka na žaluzini
$\Delta x$	kg <sub>w</sub> /kg	Promjena sadržaja vlage
$\varepsilon(w)$	-	Učinkovitost direktnog evaporativnog hladnjaka ovisnog o brzini strujanja duž z osi
$\varepsilon_{sat}$	-	Učinkovitost evaporativnog hladnjaka s neposrednim ishlapljivanjem
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća struje zraka
$\rho_{28}$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća suhog zraka temperature 28 °C
$\rho_{ec1}$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća struje zraka na ulazu u hladnjak
$\omega_f$	s <sup>-1</sup>	Kutna brzina povratnog centrifugalnog ventilatora

## SAŽETAK

Jedan od najvećih izazova u industriji podatkovnih centara je osiguravanje strogo propisanih mikroklimatskih zahtjeva te je stoga razvoj i optimizacija klimatizacijskih jedinica za hlađenje podatkovnih centara od ključne važnosti. Za te se svrhe u posljednje vrijeme sve češće primjenjuje računalna dinamika fluida koja omogućuje bržu i učinkovitiju analizu u odnosu na eksperimentalna mjerenja, a koja su često dugotrajan i skup proces. U ovom je radu izrađen numerički model i provedena je računalna simulacija rada klimatizacijske jedinice za hlađenje podatkovnog centra koristeći računalni program ANSYS Fluent. Klimatizacijska jedinica analizirana u radu sastoji se od mješališta te adijabatskog hladnjaka za ovlaživanje i hlađenje zraka. Posebni fokus rada bio je na stvaranju i implementaciji korisničko definiranih funkcija (*eng. User Defined Functions*) koje u zadanoj zoni opisuju rad adijabatskog hladnjaka. Uz pretpostavku izentalpske promjene stanja tijekom direktnog ovlaživanja struje zraka te jednakog ovlaživanja u svakoj točki hladnjaka napravljen je skup korisnički definiranih funkcija te algoritam za njihovu implementaciju u ANSYS Fluent. Procjena točnosti rezultata hlađenja provedena je usporedbom s rezultatima softvera GENESYS Munters proizvođača direktnog adijabatskog hladnjaka. Numeričke simulacije pokazale su vrlo dobre rezultate, pri čemu je odstupanje u odnosu na podatke proizvođača iznosilo 4.32% za uprosječene temperature na izlazu iz hladnjaka, te 1.59% za uprosječeni sadržaj vlage. S ciljem još točnijeg modeliranja predlaže se proširenje funkcijske ovisnosti temperature struje zraka prema stupnju zasićenja te stvaranje gušće numeričke mreže.

Ključne riječi: podatkovni centri, adijabatsko hlađenje, klimatizacijska jedinica, računalna dinamika fluida, ANSYS Fluent, korisničko definirana funkcija

## ***SUMMARY***

One of the biggest challenges in the data center industry is ensuring strict microclimate requirements, making the development and optimization of air handling units for data centers crucial. Recently, computational fluid dynamics has been increasingly used for these purposes, allowing for faster and more efficient analysis compared to experimental measurements, which are often time-consuming and expensive. In this study, a numerical model was developed and a computer simulation of the operation of a data center air handling unit was performed using the ANSYS Fluent computer program. The air handling unit analyzed in the study consists of air mixing plenum and an adiabatic cooler for humidifying and cooling the air. The special focus of the study was on creating and implementing user defined functions that describe the operation of the adiabatic cooler in the specified zone. Assuming isenthalpic state changes during direct air stream humidification and equal humidification at each point of the cooler, a set of user-defined functions and an algorithm for their implementation in ANSYS Fluent were created. The accuracy of the cooling results was evaluated by comparing them with the results of the GENESYS Munters software for direct adiabatic coolers. The numerical simulations showed very good results, with deviations from the manufacturer's data of 4.32% for the averaged outlet air temperature and 1.59% for the averaged moisture content. To further improve the modeling accuracy, it is proposed to extend the functional dependence of the air stream temperature on the degree of saturation and create a denser numerical mesh.

Key words: data centers, adiabatic cooling, air handling unit, computational fluid dynamics, ANSYS Fluent, user defined function

# 1. Uvod

S porastom kapaciteta podatkovnog centra povećavaju se i dobavni kapaciteti zraka potrebni za hlađenje komponenti u njemu. U tim slučajevima, kada je potrebno kondicionirati velike količine zraka, iznimno je bitno optimizirati klimatizacijsku jedinicu. U prvom dijelu rada analizirana je kvaliteta i stanje zraka nakon klimatizacijske jedinice, a za primjenu u podatkovnim centrima. Prema uputama Američkog udruženja inženjera za grijanje, hlađenje i klimatizaciju (ASHRAE) preporučeni raspon temperatura u podatkovnom centru iznosi od 18°C do 27°C, a preporučeni raspon relativne vlažnosti zraka od 8% do 70%. Proširenjem granica izvan preporučene domene postižu se niže klase zraka podatkovnog centra. U klimatizacijskim jedinicama često su korišteni adijabatski hladnjaci, koje karakterizira visoka vrijednost faktora grijanja (COP, eng. *Coefficient Of Performance*, = 10 – 20) te izrazito učinkovito hlađenje i ovlaživanje zraka koji se ubacuje u podatkovni centar. Međutim, nedostatak adijabatskih hladnjaka je visoka potrošnja vode, a uz trendove njenog smanjenja dostupnosti, ovaj problem postaje značajniji.

U radu je provedeno numeričko modeliranje klimatizacijske jedinice napravljeno u računalnom programu ANSYS Fluent. Prema odabranim dimenzijama kanala i komponenti klimatizacijske jedinice, napravljena su djelomična pojednostavljena u geometriji s ciljem bržeg i manje zahtjevnog procesa računalne simulacije. U programu je zatim napravljena mreža te su postavljene karakteristike svih rubnih uvjeta kao i načina provođenja simulacije. Za simulaciju kondicioniranja zraka kroz adijabatski hladnjak također su napravljene korisnički definirane funkcije koje omogućuju simulaciju profila veličina stanja struje zraka na izlazu iz adijabatskog hladnjaka.



## **2. PODATKOVNI CENTRI**

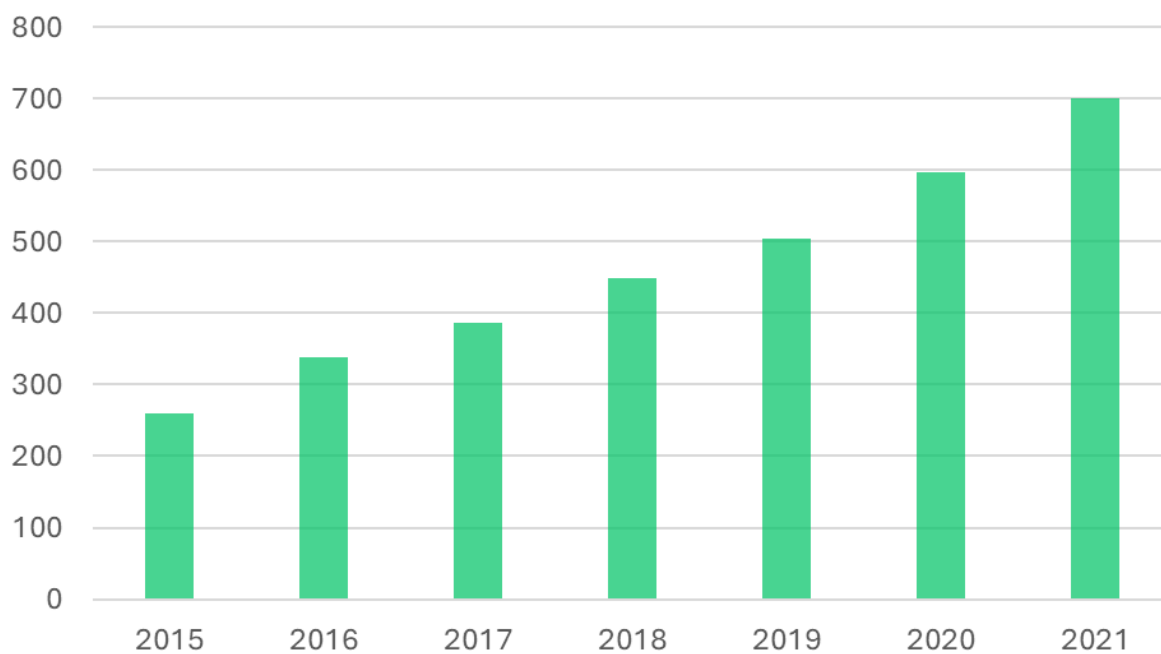
### **2.1 Potrošnja energije u podatkovnim centrima**

Podatkovni centar je centralizirana infrastruktura koja koristeći informatičke komponente unutar centra skladišti, procesira i šalje podatke. Pristup podacima koje podatkovni centar pruža mora biti kontinuiran, što zahtjeva minimiziranje rizika kvarova odnosno vrijeme prekida rada centra. Oprema se tijekom rada zagrijava, a za očuvanje i ostvarivanje njenog predviđenog životnog vijeka potrebno je parametre zraka koji se koristi za hlađenje podatkovnog centra držati u zadanim okvirima. Energija potrebna za kondicioniranje zraka uz dodanu električnu energiju potrebnu za rad servera čini podatkovne centre među najvećim potrošačima energije na svijetu. Predviđa se da će do 2030. godine 3.2% ukupne potrošnje električne energije u EU biti korišteno u podatkovnim centrima [1], dok je na svjetskoj razini taj postotak već postignut. Usporede li se ti podatci s onima iz 2018., primjetan je porast od 18.5% u usporedbi sa 2018. godinom, a kako se trend rasta IoT-a (*eng. Internet of Things*) nastavlja, smanjenje potrošnje energije u podatkovnim centrima postaje izazov za buduće generacije. Usporedbe radi, 190 TWh električne energije iskorišteno za rad svih podatkovnih centara na svijetu u 2021. zadovoljavalo bi potrebe Hrvatske sljedećih 10 godina [2]. S obzirom na sve veću ekonomsku i ekološku osviještenost, postoji velika mogućnost uvođenja i pravnih regulativa koje bi osigurale usporavanje rasta energetske udjela podatkovnih centara u cjelini [3]. Prema veličini, mali tradicionalni podatkovni centri su i dalje najbrojniji i energetske najmanje učinkoviti, no primjetan je pad njihovog energetske udjela (Slika 1.). Tvrtke poput Googlea, Facebooka i Microsofta su od 2010.-ih prepoznali prednosti najvećih, tzv. hyperscale podatkovnih centara, čije površine uobičajeno iznose 1 km<sup>2</sup> i broje više od 5000 servera. Serveri su računala ili hardverski uređaji koji obavljaju osnovne zadatke podatkovnih centara. Trenutno je u svijetu više od 700 hyperscale podatkovnih centara (Slika 2.) i energetske su među najučinkovitijima.

Unutar sektora informacijsko-komunikacijskih tehnologija očekuje se velik rast u idućim desetljećima. Do 2023. godine očekuje se da će 5.3 milijardi ljudi imati pristup internetu u usporedbi sa samo 3.9 milijarde u 2015. godini, a u tom se periodu broj uređaja povezanih na internet povećao za 37% u odnosu na 2018. godinu [4]. Tako velik porast zahtijeva i adekvatnu popratnu infrastrukturu, što dodatno ukazuje na očekivan porast broja podatkovnih centara i energetske potreba u ovom sektoru.



Slika 1. Potrošnja energije dana centara u svijetu prema vrsti [5]



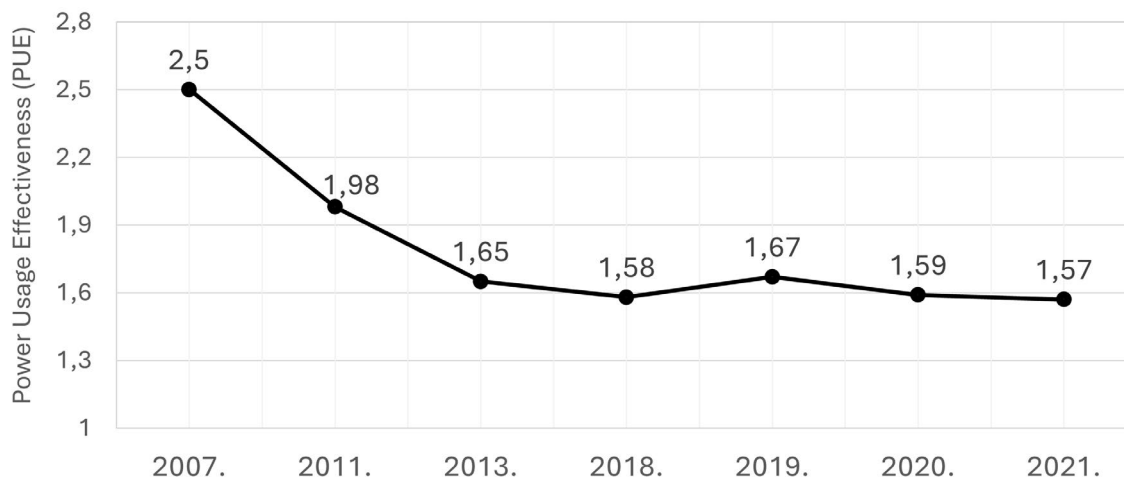
Slika 2. Broj hyperscale podatkovnih centara u svijetu [6]

## 2.2 Učinkovitost iskorištenja energije

Mjera kojom se najčešće iskazuje učinkovitost potrošnje energije podatkovnog centra je faktor učinkovitosti iskorištenja energije PUE (*eng. Power Usage Effectiveness*). Mjeru je predstavila globalna organizacija „The Green Grid“ koja okuplja niz stručnjaka iz Microsofta, Googlea, IBM-a, Vertiva, itd. Faktor PUE se zbog svoje jednostavnosti koristi u razvoju svih projekata vezanih za podatkovne centre i to od najranijih faza pregovaranja s kupcem. PUE se definira kao omjer ukupne snage podatkovnog centra i snage informatičke opreme. Informatičku opremu obuhvaćaju uređaji za procesiranje, pohranjivanje i slanje podataka, a najčešće uključuje: računala, mrežnu opremu, servere i KVM sklopke. Ukupnu snagu podatkovnog centra uz IT opremu čine komponente potrebne za hlađenje i neprekidan rad postrojenja, prvenstveno:

- rashladnici vode (*eng. chilleri*),
- rashladni tornjevi,
- klimatizacijske jedinice zraka za računalne prostorije,
- generatori,
- razvodni sustav,
- sustavi neprekidnog napajanja (*eng. Uninterruptible Power Source - UPS*),
- jedinice za distribuciju energije (*eng. Power Distribution Units - PDU*),
- baterije,
- gubitci unutar sustava,
- rasvjeta.

Raspon vrijednosti PUE faktora je između 1 i beskonačno. Idealna vrijednost 1 postiže se u slučaju gdje se sva energija podatkovnog centra troši na rad IT opreme i označava teorijsku učinkovitost od 100%. Druga krajnost gdje PUE teži u beskonačnost označava učinkovitost od 0% i predstavlja apsolutno zanemarivu snagu IT opreme u odnosu na snagu ostatka komponenti. Češće se gornja granica zaustavlja na iznosima 4 do 5 i označava neučinkovite podatkovne centre. Međutim, posljednjih je godina prosječna vrijednost PUE faktora pala s 2.5 na 1.58 (Slika 3.), što pokazuje napredak industrije u tom pogledu.



Slika 3. Prosječni Power Usage Effectiveness (PUE) faktor kroz godine [7]

U slučaju najvećih hyperscale centara, PUE faktor redovito iznosi oko 1.1 [8]. Faktor raste u ljetnim mjesecima kada je potrebno više rashladnog kapaciteta, pa konačan iznos ovisi o učestalosti mjerenja potrošnje energije. Prednost PUE faktora je jednostavan proračun te mogućnost učinkovitih i brzih usporedbi, no s druge strane ne upotpunjuje sveukupnu učinkovitost rada podatkovnog centra. Parametri potrošnje i učinkovitosti potrošnje vode, te emisija stakleničkih plinova često su izostavljeni, a bitni su u kontekstu trendova smanjivanja ekvivalentnih emisija CO<sub>2</sub> i u kontekstu dostupnosti (a posljedično i cijene) vode na lokaciji. U 2014. podatkovni centri u SAD-u su potrošili ukupno 626 milijardi litara vode, a više od polovice je uključivalo pitke izvore [9]. Podatkovni centar koji koristi rashladnike vode prema procjeni iz [10], na rashladni kapacitet od 1 MW troši više od 25500 m<sup>3</sup> vode godišnje. Predviđa se da će potražnja za vodom porasti za 55% između 2000. i 2050. [11], pri čemu će proizvodni procesi, kućanstva i komunikacijsko-informacijske tehnologije značajno pridonositi porastu te potrošnje. Voda se u podatkovnim centrima troši neizravno kroz proizvodnju električne energije kao i izravno kroz procese hlađenja. The Green Grid stoga konstantno razvija nove mjere učinkovitosti poput *Water Usage Effectiveness (WUE [L/kW])*, *Carbon Usage Effectiveness (CUE [kgCO<sub>2</sub>eq/kg])*, *Land Usage Effectiveness (LUE [area/kW])*, gdje se uspoređuje iskoristivost pojedine varijable po kW snage instalirane IT opreme. Nedostatak usporedbi faktora PUE također predstavljaju različita tumačenja granica sustava pri izračunu. Primjerice, izostavljanjem nekih potrošača energije može se postići i predstaviti PUE znatno niži od stvarnog. Iz tog je razloga uveden izraz Partial Power Usage Effectiveness (pPUE) koji dopušta računanje za proizvoljne zone uzimajući u obzir raznovrsne kombinacije komponenti u podatkovnim centrima.

### **2.3. Klasifikacija podatkovnih centara prema parametrima zraka za hlađenje**

Zbog jednakih karakteristika zraka nužnih za hlađenje informatičke opreme i sličnog ponašanja dinamike opterećenja, podatkovni centri se u stručnoj literaturi klasificiraju pod nazivom Datacom, zajedno s telekomunikacijskom infrastruktorom. Pri konstruiranju Datacom postrojenja vodi se računa o četiri parametara zraka za kondicioniranje:

- temperatura,
- relativna vlažnost,
- kvaliteta zraka,
- protok zraka.

Domena ovih parametara je od ranih 2000.-ih u konstantnom istraživačkom razvoju Američkog udruženja inženjera za grijanje, hlađenje i klimatizaciju (ASHRAE). Smjernice se definiraju prema prikupljenim iskustvenim informacijama proizvođača informatičke opreme, a ažuriraju se i proširuju sa svakim novim izdanjem ASHRAE priručnika „Thermal Guidelines for Data Processing Environments“ [12]. Preporučene temperature zraka za sve podatkovne centre iznose od 18°C do 27°C. Pri temperaturama manjim od preporučenih može doći do većeg rizika od kondenzacije vlage u računalnoj sobi, a time i do uništavanja osjetljive informatičke opreme. Uz temperaturu, relativna vlažnost je također bitan čimbenik dugog životnog vijeka informatičke opreme. Prevelika relativna vlažnost ubrzava proces korozije, a premala stvara rizik od pojave elektrostatičkog pražnjenja. Gornja granica relativne vlažnosti, pri kojoj se još uvijek ne pokazuje štetan utjecaj oksidacije metalnih dijelova komponenti informatičke opreme, iznosi 70%. S energetske gledišta, snižavanje granice relativne vlažnosti uvjetuje smanjenje broja sati rada opreme za ovlaživanje, a time i povećanu energetske učinkovitost. Prijašnja mišljenja u industriji o povećanom riziku od elektrostatičkog pražnjenja pri niskim relativnim vlažnostima opovrgnuta su nakon istraživanja Pommereneke-a [13] te se od tada preporučena minimalna relativna vlažnost smatra 8%. Tu granicu treba značajno uzeti u obzir pri projektiranju podatkovnih centara na Bliskom Istoku, sjeveru Afričkog kontinenta i područjima na ekstremnim visinama (>2000 m) zbog povećane učestalosti uvjeta ispod donje granice.

Nazivna podjela kvalitete kondicioniranog zraka za informatičku opremu vodi se prema klasama od A1 do A4. Klase se razlikuju ovisno o dopuštenim vrijednostima temperature i relativne vlažnosti, odnosno prema preporučenoj površini u Mollierovom dijagramu (Slika 4.).

Klasa A1 ima najuže područje parametra i koristi se za podatkovne centre s visoko kontroliranim uvjetima. Primjena ove klase je najčešće kod industrija kojima je neophodno imati kontinuirani pristup podacima i serverima, primjerice kod banaka i sigurnosnih službi. Klase A2, A3 i A4 koriste se u uobičajenom IT okruženju. Za koju će se klasu konstruirati pojedini podatkovni centar ovisi o zahtjevima industrije koja ih koristi. Niža A klasa znači produljenje životnog vijeka informatičke opreme, ali i skuplje komponente, a koje su nužne za držanje parametara u užem području. Maksimalne i minimalne vrijednosti zraka po klasama prikazane su u Tablici 1.

*Tablica 1. Smjernice za granične vrijednosti parametara zraka podatkovnih centara prema klasama [9]*

Klasa	Raspon temperatura suhog termometra [°C]	Raspon relativne vlažnosti (RV)	Najviša temperatura vlažnog termometra (VT) [°C]
R	18 - 27	-9°C VT do 15°C VT i 70% RV (do 50% RV za povišen broj zagađivača)	15
A1	15 - 32	-12°C VT i 8% RV do 17°C VT i 80% RV	17
A2	10 - 35	-12°C VT i 8% RV do 21°C VT i 80% RV	21
A3	5 - 40	-12°C VT i 8% RV do 24°C VT i 85% RV	24
A4	5 - 45	-12°C VT i 8% RV do 24°C VT i 90% RV	24



Slika 4. Klase zraka podatkovnih centara u Mollierovom dijagramu

### 3. HLAĐENJE U PODATKOVNIM CENTRIMA

#### 3.1. Vrste hlađenja u podatkovnim centrima

Moderni podatkovni centri su tehnologijom izuzetno složene strukture te njihov siguran i učinkovit pogon zahtjeva konstantno praćenje varijabla zraka. Kroz najbitnije zadatke koje podatkovni centar obavlja ističe se održavanje željene temperature između 18°C i 27°C kao i relativne vlažnosti, a što je objašnjeno u poglavlju 2.3. Donja granica temperature je ograničena ekonomskim i ekološkim aspektom velike potrošnje energije. Sustav hlađenja podatkovnog centra uključuje procese ventilacije, filtracije, hlađenja, odvlaživanja, ovlaživanja i grijanja. Zrak manjih datacom postrojenja najčešće je kondicioniran pomoću paketnih klimatizacijskih jedinica zraka računalne sobe – CRAC (*eng. Computer Room Air Conditioner*) u slučaju zračnog hlađenja i CRAH (*eng. Computer Room Air Handling*) u slučaju vodenog hlađenja (Slika 5.).



Slika 5. Usporedba rada CRAC i CRAH jedinica

Uobičajeno, podatkovni centri broje više stotina serverskih kabineta. Standardizirana dimenzija kabineta je 0.99 x 0.609 x 1.98 m i svaki sadrži modularne servere vodoravno poslagane u kabinete. Kabineti su montirani u redove od najčešće 4 kabineta, postavljeni na povišen pod. Ovakav raspored stvara hladne prolaze u kojima se dobavlja zrak potreban za hlađenje, te tople prolaze u kojima se toplina izbacuje iz prostorije (Slika 6.). Postoje različite konfiguracije vođenja tople struje prema jedinici za hlađenje, kao što su konfiguracije bez pregrada, potpuno pregrađene, s normalnim (Slika 6.) ili spuštenim stropom (Slika 7.). Protok zraka u slučaju potpuno pregrađenih hladnih i toplih prolaza omogućavaju isključivo serverski ventilatori koji vuku zrak



iz hladnog reda. Rashladne jedinice za računalnu sobu, CRAC i CRAH, mogu biti ugrađene u računalnoj sobi ili izvan nje.



Slika 6. Konfiguracija podatkovnog centra bez spuštenog stropa



Slika 7. Konfiguracija podatkovnog centra sa spuštenim stropom

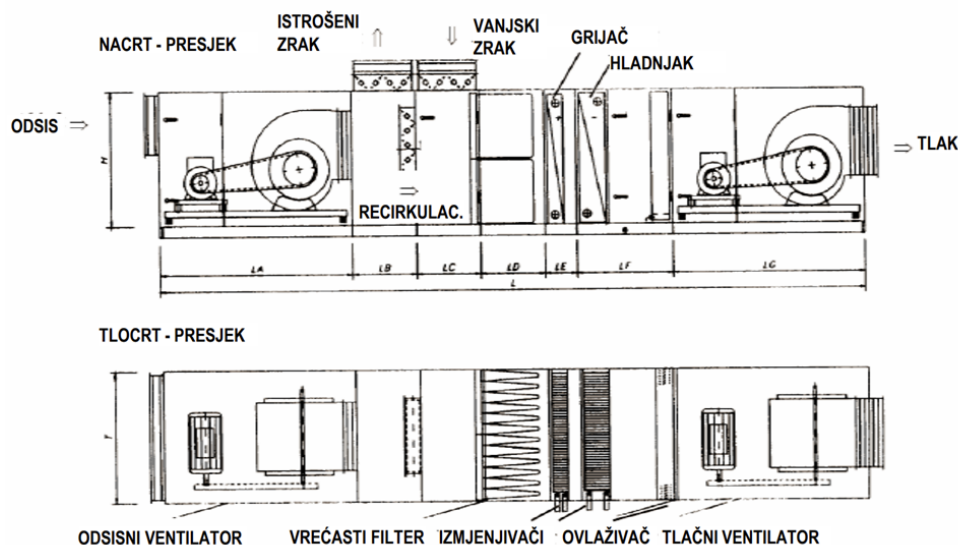
U većim podatkovnim centrima se zbog boljeg iskorištenja energije uz CRAC i CRAH jedinice koristi i konvencionalna klimatizacijska jedinica (eng. AHU – Air Handling Unit). Poželjno je da komponente GVIK (Grijanje, Ventilacija i Klimatizacija) sustava koje služe za dobavu zraka u podatkovnom centru budu nezavisne, odvojene od ostalih sustava u zgradi. Ukoliko su povezani s ostalim sustavima, uobičajeno takvi sustavi djeluju redundantno s automatskim upravljanjem o čemu detaljnije piše u poglavlju 3.5. Hlađenje zraka je jedan od najvećih potrošača energije u podatkovnim centrima (Slika 8.) stoga je od velikog interesa razvijati metode uštede energije u tom procesu.



Slika 8. Udio potrošnje električne energije podatkovnog centra [14]

### 3.2. Opis klimatizacijske jedinice za hlađenje podatkovnog centra

Za pripremu zraka podatkovnih centara, pogotovo onih s najvećim protocima zraka koristi se klimatizacijska jedinica. Smještene su najčešće u podrumu ili na krovu zgrade i služe za kondicioniranje dobavnog zraka unutar određene zone prostorija. Rade na principu uzimanja vanjskog zraka i njegovog čišćenja, hlađenja ili grijanja, ovlaživanja ili odvlaživanja, ovisno o potrebama. Ako ne postoji opcija miješanja s povratnom strujom zraka, radi se o MAU jedinici (eng. *Makeup Air Unit*). Procesi se vode kroz zračne kanale napravljene od galvaniziranog (nehrđajućeg) čelika, aluminija ili stakloplastike. Na Slici 9. prikazana je klimatizacijska jedinica s njenim komponentama, a u poglavljima u nastavku analiziraju se procesi klimatizacijske jedinice korišteni u ovom radu.



Slika 9. Presjek klimatizacijske jedinice i njenih komponenti [15]

### 3.3. Adijabatsko miješanje struja vlažnog zraka

Adijabatsko miješanje je proces miješanja dviju ili više struja u izoliranom mješalištu pri čemu nema izmjene topline kroz granicu sustava. Jednadžba održanja mase u procesu se odnosi na masu suhog zraka (Jed 2.1.) i masu vlage (Jed 2.2.), a njihovim miješanjem dobiva se sadržaj vlage  $x_m$  na izlazu iz mješališta. Struje su indeksirane brojem 1 i 2, a mješalište indeksom  $m$  (Slika 10).

$$q_m = q_{m1} + q_{m2} \quad (2.1.)$$

$$q_{m1}x_1 + q_{m2}x_2 = q_mx_m \quad (2.2.)$$

$$x_m = \frac{q_{m1}x_1 + q_{m2}x_2}{q_{m1} + q_{m2}} \quad (2.3.)$$

Zbroj entalpija struja na ulazu i entalpija mješavine su jednaki pa vrijedi da je ukupna entalpija mješavine:

$$h_m = \frac{q_{m1}h_1 + q_{m2}h_2}{q_{m1} + q_{m2}} \quad (2.4.)$$



Slika 10. Proces adijabatskog miješanja struja vlažnog zraka u Mollierovom dijagramu

### 3.4. Evaporativno hlađenje

Evaporativno hlađenje je proces koji koristi ishlapljivanje tekuće vode za hlađenje struje zraka. Odvija se posredno ili neposredno, ovisno o tome postoji li direktni kontakt struje zraka i tekuće vode ili fizička barijera. Uz direktno i indirektno postoji i kombinirano evaporativno hlađenje koje uključuje oba procesa jedan nakon drugog. Proces je jeftiniji i ekološki manje štetan u odnosu na konvencionalno hlađenje rashladnicima vode zbog korištenja vode umjesto klorofluorouglijaka kao rashladnog sredstva. Ugradnja je jednostavna, a postoji i raznovrsna te dostupna ponuda opreme. S obzirom da se kod ovog tipa hlađenja električna energija koristi isključivo za pumpe koje dobavljaju vodu, koeficijent učinkovitosti *COP* (eng. *Coefficient Of Performance*) u procesima evaporativnog hlađenja postiže vrijednosti 10 - 20, ovisno o uvjetima vanjskog zraka i konstrukciji hladnjaka [16]. Učinak evaporativnog hlađenja se povećava s većom ulaznom temperaturom zraka i manjom relativnom vlažnosti, što ukazuje na najveću manu ovog procesa, a to je visoka ovisnost o vanjskim uvjetima.

#### 3.4.1. Direktno evaporativno hlađenje

Direktno evaporativno hlađenje je prirodna metoda kondicioniranja zraka koja koristi neposredno ishlapljivanje vode kako bi se ohladila struja zraka. To je jedna od najstarijih i najjednostavnijih metoda hlađenja zraka, često prisutna u podnebljima s učestalom visokom temperaturom i niskom relativnom vlažnosti zraka. Struja toplog vanjskog zraka prolazi kroz sačasti vlažni medij napravljen od PVC-a ili celuloze (najčešće vlakana bijele topole) (Slika 11.). Vлага sadržana u mediju preuzima toplinu zraka i ishlapljuje, pri čemu se zrak na izlazu hladi i ovlažuje. Entalpija zraka se ne mijenja (Slika 12.), a za evaluaciju učinkovitosti evaporativnog hladnjaka s neposrednim ishlapljivanjem koristi se učinkovitost direktnog zasićenja prema jednadžbi 2.5.

$$\varepsilon_{sat} = \frac{t_{ec1} - t_{ec2}}{t_{ec1} - t_{ecs}} \quad (2.5.)$$

Pri čemu su:

- $t_{ec1}$  - temperatura suhog termometra zraka na ulazu u evaporativni hladnjak [K];
- $t_{ec2}$  - temperatura suhog termometra zraka na izlazu iz evaporativnog hladnjaka [K];
- $t_{ecs}$  - temperatura vlažnog termometra zraka na ulazu u evaporativni hladnjak [K];

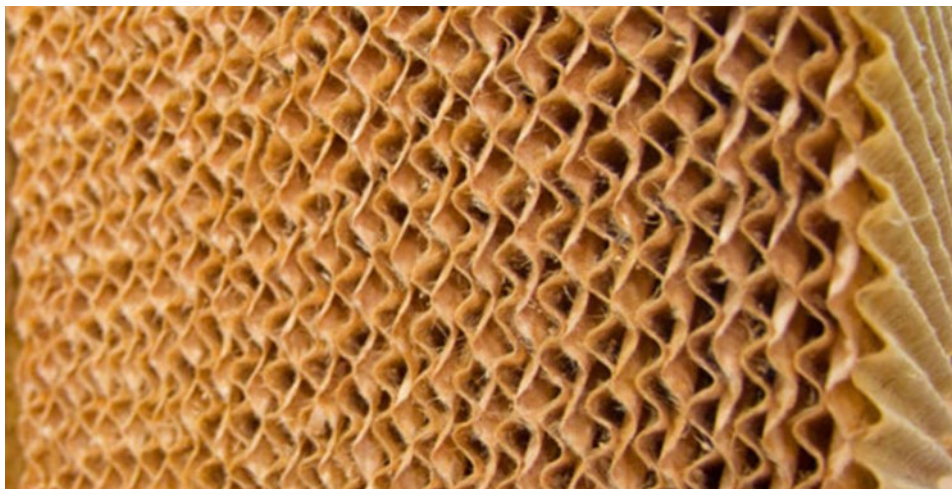
Za hladnjake s neposrednim ishlapljivanjem učinkovitost  $\varepsilon_{sat}$  uobičajeno iznosi 0.8 – 0.9. Uz poznatu ulaznu temperaturu suhog termometra i poznatu učinkovitost hladnjaka može se odrediti učinak evaporativnog hlađenja prema jednadžbi 2.6.

$$Q_{ec} = \rho_{ec1} w_{ec1} A_{ec} c_{pa,ec1} (t_1 - t_2) \quad (2.6.)$$

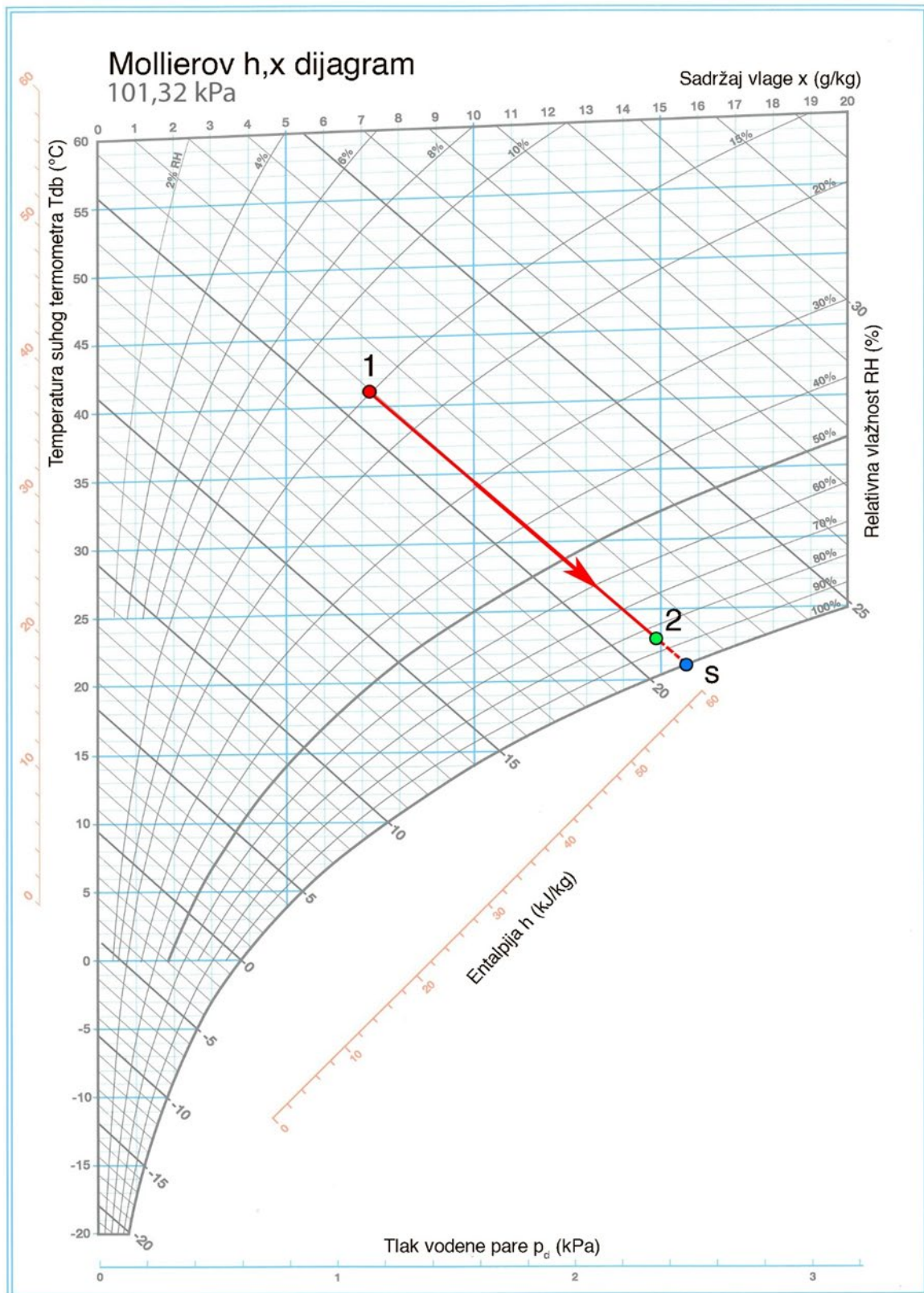
Pri čemu su:

- $\rho_{ec1}$  - gustoća struje zraka na ulazu u evaporativni hladnjak [ $\text{kg/m}^3$ ];
- $w_{ec1}$  - brzina struje zraka na ulaznoj površini evaporativnog hladnjaka [ $\text{m/s}$ ];
- $A_{ec}$  - nastrojna površina evaporativnog hladnjaka [ $\text{m}^2$ ];
- $c_{pa,ec1}$  - specifični toplinski kapacitet ulazne struje zraka [ $\text{J/kgK}$ ].

Ispod evaporativnog bloka kroz koji struji zrak smješta se posuda iz koje se pumpom recirkulira neishlapljena voda na vrh bloka (Slika 13.). Nad blokom se vrši kemijska obrada te se dodaju aditivi koji povećavaju ovlaživost i sprječavaju razvoj mikroorganizama. Uobičajene duljine bloka variraju od 50 do 300 mm. Kućište je izrađeno od čelika ili plastike. Tijekom recirkulacije, temperatura vode se stupnjevito približava temperaturi vlažnog termometra hlađenog zraka. Brzina nastrojavanja zraka najčešće ne prelazi 3 m/s jer je pri većim brzinama prisutna opasnost od prenošenja kapljica zraka, što se rješava ugradnjom eliminатора kapljica, ali je i popraćeno povećanjem troška konfiguracije klimatizacijske jedinice. Implementacija direktnog adijabatskog hladnjaka unutar klimatizacijske jedinice prikazana je na Slici 14.



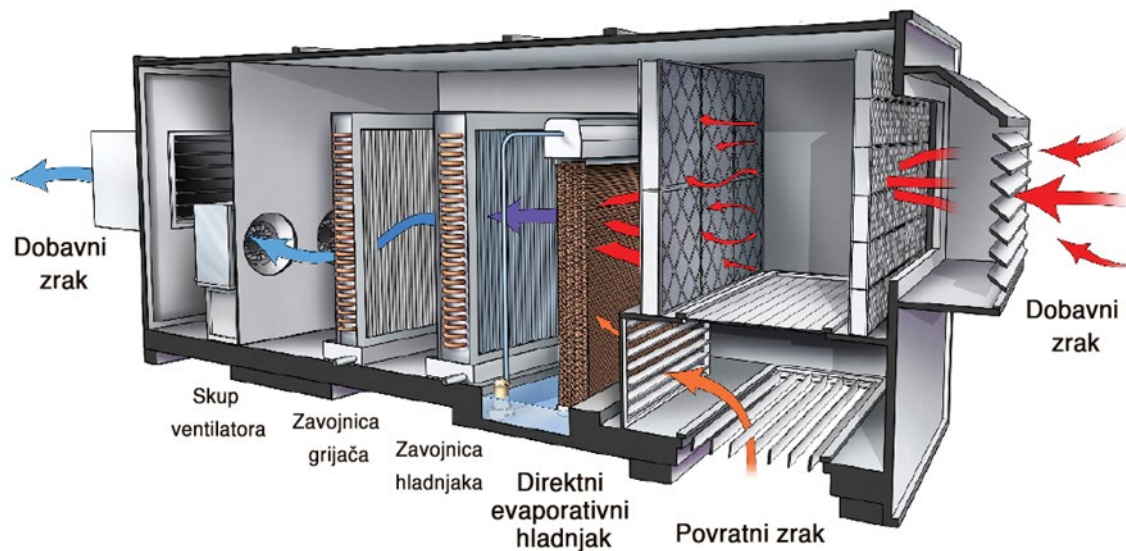
Slika 11. Presjek evaporativnog bloka GLASdek Munters [17]



Slika 12. Proces direktnog evaporativnog hlađenja u Mollierovom dijagramu



Slika 13. Shematski prikaz rada direktnog adijabatskog hladnjaka Munters FA6 [18]



Slika 14. Konfiguracija klimatizacijske jedinice s direktnim evaporativnim hladnjakom [19]



### 3.4.2. Indirektno evaporativno hlađenje

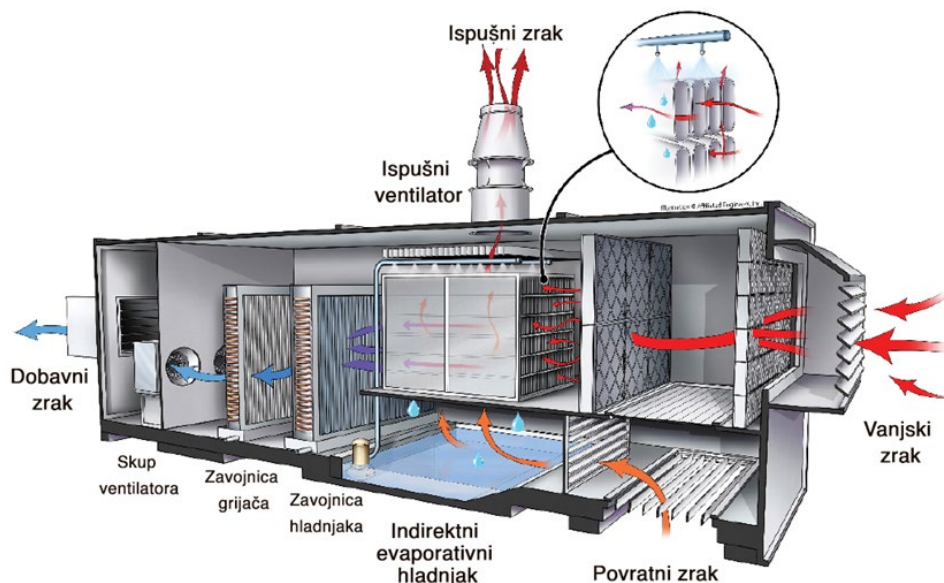
Kod indirektnog evaporativnog hlađenja struja zraka koja se dobavlja u prostoriju je sekundarna i prolazi s jedne strane izmjenjivača topline, dok je primarna struja zraka vanjski ili istrošeni zrak te struji s druge strane izmjenjivača. Sekundarna struja se hladi ishlapljivanjem, a struja dobavnog zraka osjetno preko površine izmjenjivača ne mijenjajući sadržaj vlage (Slika 16.). Učinkovitost indirektnog evaporativnog hlađenja je vezana za smanjenje temperature vlažnog termometra sekundarnog zraka i računa se prema:

$$\varepsilon_{IE} = \frac{t_{ec1} - t_{ec2}}{t_{ec1} - t_{ecs*}} \quad (2.7.)$$

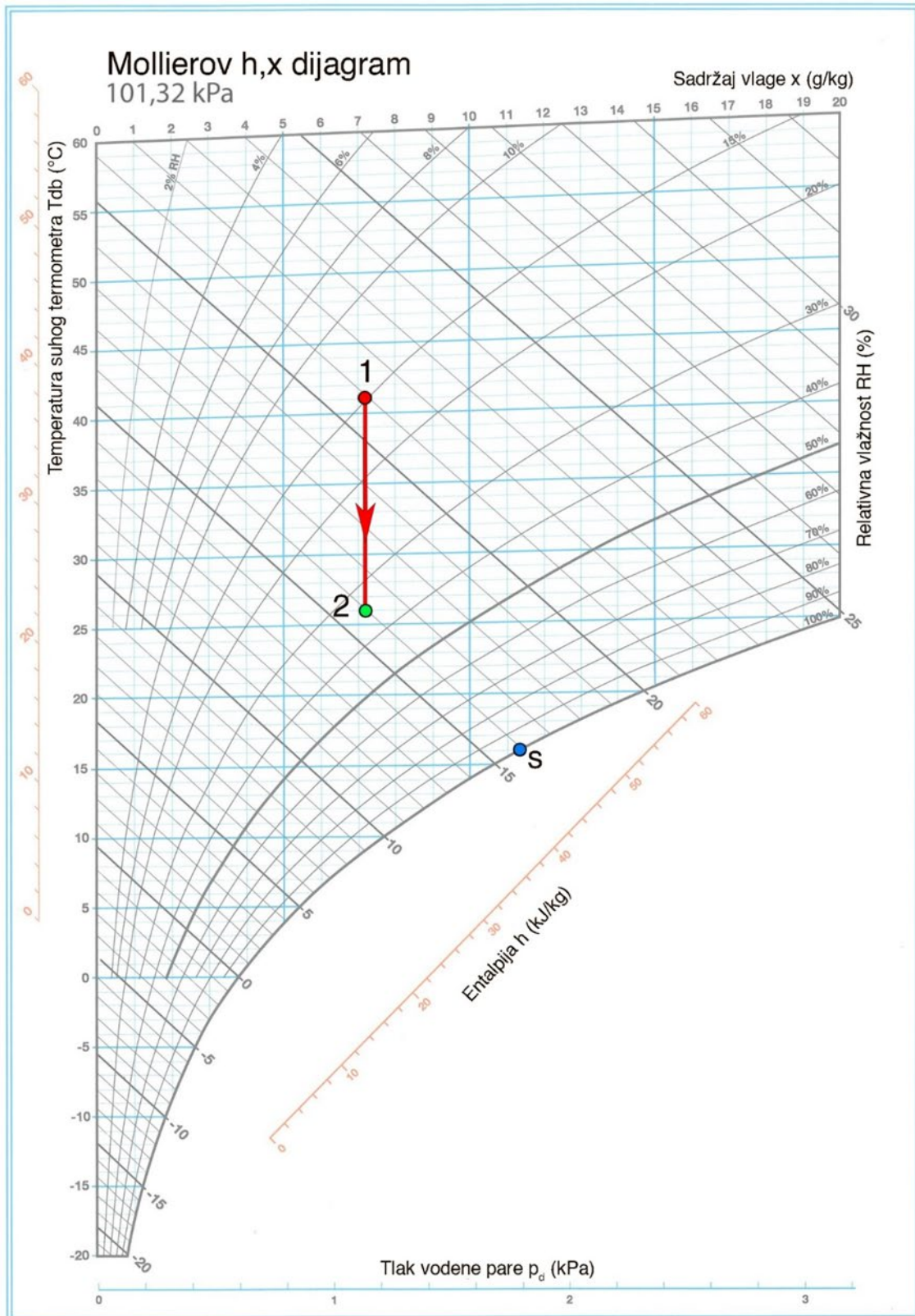
Pri čemu su:

- $t_1$  - ulazna temperatura suhog termometra struje koja se hladi [K];
- $t_2$  - izlazna temperatura suhog termometra struje koja se hladi [K];
- $t_{ecs*}$  - temperatura vlažnog termometra sekundarne struje na ulazu u izmjenjivač [K];

Učinkovitost indirektnog evaporativnog hlađenja niža je u odnosu na direktno i iznosi 0.4 - 0.8, a učinak se računa kao i kod direktnog evaporativnog hlađenja (Jed. 2.6.). Brzine strujanja kroz izmjenjivač iznose od 2 do 5 m/s, s ograničenjem brzine sekundarnog zraka zbog gubitaka vode odnošenjem kapljica vode pri većim brzinama. Pri većim učinkovitostima je prisutan i veći pad tlaka, a iznosi 50 do 375 Pa ovisno o brzini strujanja i geometriji kanala. Način ugradnje indirektnog adijabatskog hladnjaka unutar klimatizacijske jedinice prikazan je na Slici 15.



Slika 15. Konfiguracija klimatizacijske jedinice s indirektnim evaporativnim hladnjakom [19]



Slika 16. Proces indirektnog evaporativnog hlađenja u Mollierovom dijagramu

### 3.5. Klasifikacija podatkovnih centara prema kontinuiranom radu

Podatkovni centri su infrastruktura koja zahtjeva kontinuiran rad, a stoga i neprekinutu dobavu kondicioniranog zraka za hlađenje. U slučaju kvara klimatizacijskih jedinica može doći do povećanja projektnih temperatura i ubrzanog oštećenja informatičke opreme ili potpunog gašenja podatkovnog centra. Niti jedan od ta dva scenarija nije poželjan pa je stoga često rješenje korištenje redundantnih komponenti. Postoji nekoliko najraširenijih podjela podatkovnih centara prema kontinuiranom radu. One uključuju standardizirane podjele ISO22237 i EN5060, podjelu TIA 942 Američke telekomunikacijske udruge, podjelu kompanije Switch i podjelu Uptime instituta. Sve se baziraju na sigurnosnim redundantnim komponentama, a ovaj rad se fokusira na industrijski najprihvaćeniju podjelu Uptime instituta.

Uptime-ova klasifikacija razlikuje četiri osnovna ranga (*eng. tier*) podatkovnih centara. U nastavku će se rangovi nazivati prema izvornom engleskom nazivu tier. Prema klasifikaciji se, umjesto proučavanja svakog dijela sustava ili podsustava pojedinačno, definira topologija potrebna za održavanje sustava svakog tiera podatkovnog centra. Podjela se svodi na postotak godišnjeg vremena rada podatkovnog centra, a zahtjevi za svaki tier se temelje na broju redundantnih komponenti. Broj redundantnih komponenti se izražava u usporedbi s brojem osnovnih komponenti  $N$  potrebnih za rad sustava u projektnim uvjetima (primjerice  $N + 1$ ,  $2N$ , itd.). Veći tierovi su okarakteriziranim većim brojem redundantnih komponenti, a shodno time i kraćim godišnjim prekidima u radu. Svaki funkcionalni sloj podatkovnog centra (GVik, elektrotehnika, distribucija vode, dostupnost goriva itd.) ima svoje zahtjeve za postizanje određenog tiera, a ukupan tier slijedi najnižu ocjenu svih funkcionalnih slojeva. Prema dokumentu Uptime instituta [20] klasifikacija je opisana idućim poglavljima.

#### 3.5.1. TIER I – “Osnovni kapacitet”

Tier I je najosnovniji podatkovni centar bez redundantnih izvora energije (“N” konfiguracija) i s jednim ne redundantnim distribucijskim putem energije. Od infrastrukture uključuje prostor za IT opremu i besprekidne izvore napajanja (*eng. Uninterrupted Power Source -UPS*). UPS jedinice osim povremenih prekida napajanja, služe i za pružanje napajanja u slučajevima povremenih ekstremnih poremećaja napona (*eng. Voltage spikes/sags*). Naglo povećan napon pregrijava informatičku opremu iznad dopuštenih vrijednosti i tako joj skraćuje radni vijek, a nagli pad djeluje jednako kao i prekid napajanja. Tier I podatkovni centar mora imati uskladišteno gorivo na lokaciji za 12 sati rada od prekida napajanja. Tu ulogu najčešće pokriva generator ili gorivne ćelije kao izvori privremenog napajanja. Tier I podatkovni centar garantira

minimum od 99.671% vremenski aktivnog rada, odnosno maksimum od 28.8 sati prekida u radu godišnje, a također uzima u obzir godišnje gašenje cijelog sustava u svrhu preventivnih provjera svih komponenti i popravaka po potrebi. Očekuje se i određen broj hitnih situacija koje mogu povećati učestalost prekida rada cijelog sustava na više od jednom godišnje. Preskakanje redovnog remonta može dovesti do neočekivanih poremećaja u radu kao i povećanog intenziteta oštećenja u slučaju kvara.

### **3.5.2. TIER II – “Redundantne komponente”**

Uz sve zahtjeve za Tier I, za certificirani Tier II podatkovni centar nužno je u sustav uključiti redundantne komponente u slučaju planiranih ili neplaniranih prekida rada istih. Redundantne komponente su one zadužene za proizvodnju energije na licu mjesta (generatori, gorivni članci, itd.), besprekidni izvori napajanja, rashladnici vode, oprema za odbacivanje topline, pumpe, jedinice za hlađenje, rezervoari goriva. Zbog redundancije moguće je ukloniti pojedinu komponentu prema planiranoj potrebi bez gašenja ključne (*eng. critical*) opreme. Tier II podatkovni centar garantira minimum od 99.741% vremenski aktivnog rada, odnosno maksimum od 22 sati prekida u radu godišnje. Mora postojati uskladišteno gorivo na lokaciji za 12 sati rada od prekida napajanja samo za  $N$  broj komponenti.

### **3.5.3. TIER III – “Istovremena održivost”**

Tier III podatkovni centar uz sve zahtjeve za Tier II podatkovni centar mora sadržavati i minimalno jedan dodatni nezavisni distribucijski kanal za svaku vrstu koji bi služio kao dotok energije u slučaju namjernih ili nenamjernih ispada komponenti sustava. Cilj je da svaka komponenta uključena u distribucijski krug bude u zamjenjiva bez prekida dotoka energije kritičnoj opremi ili bilo kojem informatičkom procesu unutar podatkovnog centra. Tier III podatkovni centar garantira minimum od 99.982% vremenski aktivnog rada, odnosno maksimum od 1.6 sati prekida u radu godišnje. Prekidom rada smatraju se samo prekidi unutar granica sustava i ne uključuju prekide funkcioniranja vanjske mreže na koju je spojen podatkovni centar.

### **3.5.4. TIER IV – „Netolerantost na greške“**

Tier IV uz sve prijašnje zahtjeve ne smije biti podložan prekidima rada ijedne jedinice, distribucijske komponente, niti jednog sustava upravljanja kao niti podložan prekidima zbog ljudske greške. Tier IV sadrži redundantne sve komponente i distribucijske kanale koji su dodatno fizički odvojeni (*eng. Compartmentalization*) tj.  $N$  broj redundantnih jedinica nakon prestanka

rada. Planirano održavanje se vrši na redundantnim komponentama, elementima i sustavima. Sažetak zahtjeva svakog Tiera nalazi se u Tablici 2.

Tablica 2. Zahtjevi za postizanje Tierova

Zahtjev	Tier I	Tier II	Tier III	Tier IV
Minimalan broj komponenti za proračunato opterećenje	$N$	$N + 1$	$N + 1$	$N$ i nakon kvara
Distribucijski kanali	1	1	1 aktivni + 1 alternativni	2 istovremeno aktivna
Distribucijski kanali ključne opreme	1	1	2 istovremeno aktivna	2 istovremeno aktivna
Istovremena održivost	Ne	Ne	Da	Da
Tolerantan na kvarove	Ne	Ne	Ne	Da
Fizička odvojenost	Ne	Ne	Ne	Da
Neprekidno hlađenje	Ne	Ne	Ne	Da

## 4. RAČUNALNA SIMULACIJA RADA KLIMATIZACIJSKE JEDINICE

### 4.1. Teorijske osnove

Računalna se dinamika fluida (*eng. Computational Fluid Dynamics - CFD*), kao i dinamika fluida zasniva na četiri osnovnih zakona očuvanja za fluid u strujanju. Ti zakoni uvijek moraju biti zadovoljeni neovisno o karakteristikama fluida, a vezani su za očuvanje mase, energije, količine gibanja i momenta količine gibanja, te drugi zakon termodinamike. Zakoni očuvanja mase, količine gibanja i momenta količine gibanja definirani su u klasičnoj mehanici, a zakoni očuvanja energije i drugi zakon termodinamike u termodinamici. Opća forma svakog zakona očuvanja glasi:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{D}{Dt} \int_{V_m(t)} \rho \phi dV = \sum E_\phi \quad (3.1.)$$

Jednadžba izjednačuje brzinu promjene ekstenzivnih svojstva fluida (svojstva koja se mijenjaju promjenom količine tvari poput mase, volumena itd.) unutar materijalnog volumena sa sumom svih vanjskih utjecaja uzetih u obzir.

#### 4.1.1. Zakon očuvanja mase

Unutar promatranog materijalnog volumena, masa fluida ne nastaje niti ne nestaje, stoga je brzina promjene mase materijalnog volumena jednaka nuli (3.2), a preformuliranjem prema pravilima za kontrolni volumen te primjenom Gaussovog teorema divergencije uz zapis u kartezijevim koordinatama, dobiva se u konzervativnom obliku (3.3.).

$$\underbrace{\frac{D}{Dt} \int_{V_m(t)} \rho dV}_{\text{Brzina promjene mase } V_M} = 0 \quad (3.2.)$$

$$\frac{D\rho}{Dt} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z) = 0 \quad (3.3.)$$

#### 4.1.2. Zakon očuvanja količine gibanja

Ako se u jednadžbu (3.1.), kao ekstenzivno svojstvo uvrsti količina gibanja  $\Phi = m\vec{v}$  i uzme se u obzir utjecaj svih vanjskih sila na sveukupni kontrolni volumen dobiva se jednadžba očuvanja količine gibanja :

$$\underbrace{\frac{D}{Dt} \int_{V_M(t)} \rho v_i dV}_{\text{Brzina promjene količine gibanja } V_M} = \underbrace{\int_{V_M(t)} \rho f_i dV}_{\text{Ukupna masena sila na } V_M} + \underbrace{\int_{S_M(t)} n_j \sigma_{ji} dS}_{\text{Ukupna površinska sila na } V_M} \quad (3.4.)$$

Suma vanjskih sila na  $V_M$

Brzina promjene količine gibanja materijalnog volumena jednaka je sumi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na materijalni volumen. Konzervativni oblik zakona glasi:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j v_i)}{\partial x_j} = \rho f_i \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} \quad (3.5.)$$

#### 4.1.3. Zakon očuvanja momenta količine gibanja

Brzina promjene momenta količine gibanja materijalnog volumena u odnosu na odabrani pol jednaka je sumi momenata vanjskih masenih površinskih sila koje djeluju na materijalni volumen, u odnosu na taj isti odabrani pol:

$$\underbrace{\frac{D}{Dt} \int_{V_M(t)} \varepsilon_{kji} x_j \rho v_i dV}_{\text{Brzina promjene momenta količine gibanja } V_M} = \underbrace{\int_{V_M(t)} \varepsilon_{kji} x_j \rho f_i dV}_{\text{Ukupni moment masenih sila na } V_M} + \underbrace{\int_{V_M(t)} \varepsilon_{kji} x_j n_r \sigma_{ri} dS}_{\text{Ukupni moment površinskih sila na } V_M} \quad (3.6.)$$

Suma momenata vanjskih sila na  $V_M$

#### 4.1.4. Zakon očuvanja energije

Prvi zakon termodinamike daje poveznicu energetske tokova kroz granice sustava. Brzina promjene zbroja kinetičke i unutrašnje energije materijalnog volumena jednaka je snazi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na materijalni volumen te brzini izmjene topline materijalnog volumena s okolinom.

$$\underbrace{\int_{V_M(t)} \rho \frac{De}{Dt} dV}_{\text{Brzina promjene energije materijalnog volumena } V_M} = \underbrace{\int_{V_M(t)} \rho f_i dV}_{\text{Snaga masenih sila u materijalnom volumenu } V_M} + \underbrace{\int_{V_M(t)} \frac{\partial(\sigma_{ji}v_i)}{\partial x_j} dV}_{\text{Snaga površinskih sila na materijalnu površinu } S_M} - \underbrace{\int_{V_M(t)} \frac{\partial q_j}{\partial x_i} dV}_{\text{Toplinski tok kroz materijalnu površinu } S_M} \quad (3.7.)$$

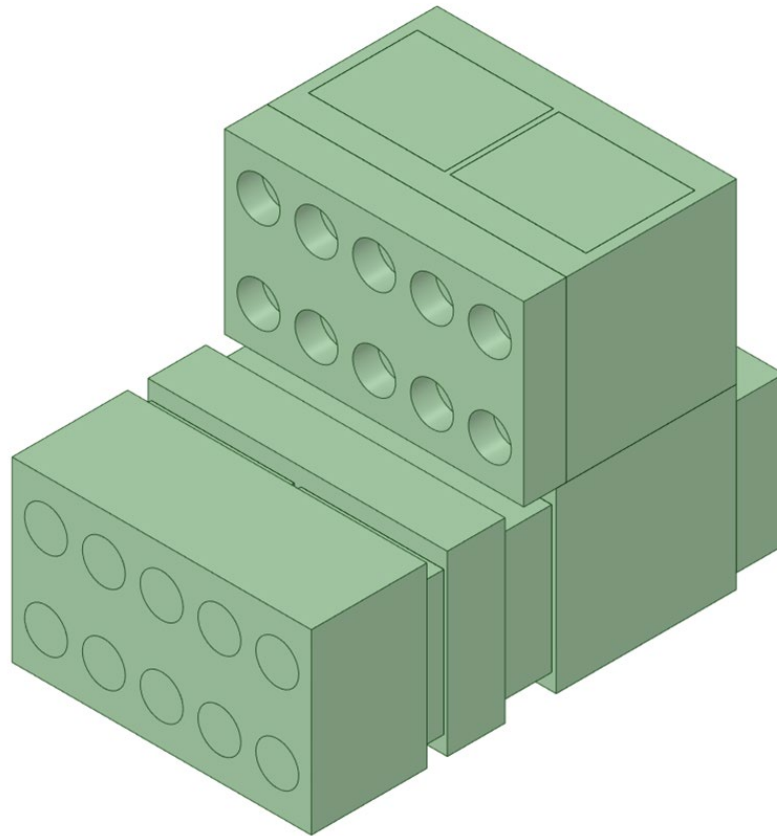
U konzervativnom zapisu glasi:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} = -\frac{\partial(\rho v_j e)}{\partial x_j} + \rho f_i v_i + \frac{\partial(\sigma_{ji}v_i)}{\partial x_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} \quad (3.8.)$$



## 4.2. Geometrijski model

Na Slici 17. prikazana je klimatizacijska jedinica koja sadrži povrat zraka iz računalne prostorije, ispust zraka i recirkulaciju u kanal vanjske struje zraka (mješalište), filtraciju i adijabatsko hlađenje. Klimatizacijske jedinice u podatkovnim centrima rade u zimskom i ljetnom režimu, pri čemu se ljeti dobavlja 100% vanjski zrak i koji se ovlažuje adijabatskim hladnjakom, dok se zimi miješanjem struja povratnog i vanjskog zraka postiže željena temperatura i vlažnost. U praksi, zimi se adijabatsko hlađenje koristi u slučaju pada relativne vlažnosti vanjskog zraka ispod 8% relativne vlažnosti (poglavlje 2.3.), a što je izrazito rijetka pojava. Stoga, klimatizacijska jedinica gotovo nikad ne koristi miješanje i adijabatsko hlađenje istovremeno.



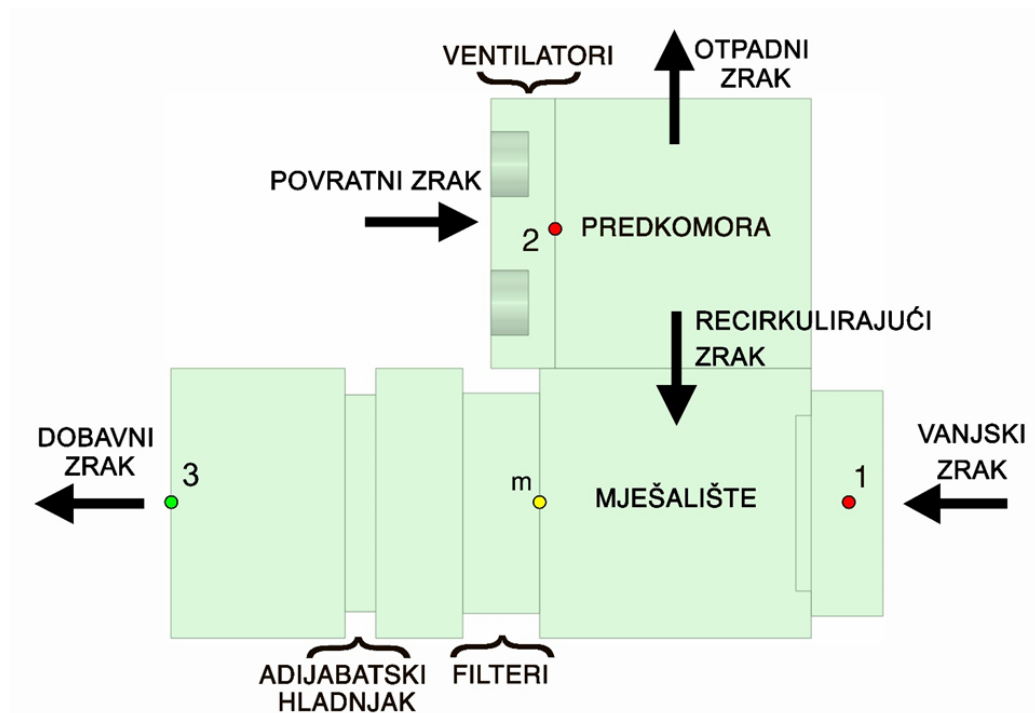
Slika 17. Model klimatizacijske jedinice

U ovom će se radu iznimno analizirati proces istovremenog mješališta i adijabatskog hladnjaka, a s ciljem modeliranja i analize raznovrsnih mogućnosti klimatizacijske jedinice. Odabrana klimatizacijska jedinica je osno-simetrična pa se modelira samo polovica klimatizacijske jedinice s ciljem smanjenja broja ćelija prilikom izrade numeričke mreže, odnosno ubrzanja procesa provedbe simulacije.

Na Slici 18. prikazan je princip rada analizirane klimatizacijske jedinice. Vanjski zrak se dobavlja u mješalište kroz žaluzine i zaklopku. Povratni se zrak centrifugalnim ventilatorima dobavlja u predkomoru iz koje u zadanom omjeru dio izlazi kroz ispust, a dio se miješa sa strujom vanjskog zraka kroz zaklopku na vrhu mješališta. Struja pomiješanog zraka struji redom kroz grubi filter, fini filter, direktni adijabatski hladnjak i potom se kanalima odvodi do računalne prostorije. U Tablici 3. navedeni su parametri struja zraka, a na Slici 19. prikaz procesa u Molliеровom dijagramu.

Tablica 3. Parametri protoka klimatizacijske jedinice

STRUJE ZRAKA	Temperatura	Sadržaj vlage (RV)	Maseni protok
Povratni zrak	40.3°C	15.7 g/kg (33.3%)	15 kg/s
Otpadni zrak	40.3°C		10 kg/s
Recirkulirajući zrak	40.3°C		5 kg/s
Vanjski zrak	28°C	11.2 g/kg (47.5%)	10 kg/s
Dobavni zrak	25°C	15.7 g/kg (78.7%)	15 kg/s



Slika 18. Smještaj komponenti i princip rada analizirane klimatizacijske jedinice

Svaka komponenta klimatizacijske jedinice modelirana je prvo kao geometrijski model, a potom je na temelju tog modela izrađena numerička mreža (poglavlje 4.3.), definirane su postavke zoni ćelija i rubnih uvjeta (poglavlje 4.4.) te je provedena simulacija rada za zadane uvjete. Geometrijski je model u ovom radu izrađen u programu Spaceclaim koji je dostupan u računalnom paketu ANSYS. U slučaju već postojećih geometrijskih modela iz drugih računalnih programa poput CATIE, Solidworks, Revita, Rhinoa, Inventora i drugih, moguće je učitati ih u SpaceClaim i na taj način dodatno optimizirati za korištenje u Fluentu. Geometrijski je model, odnosno komponente klimatizacijske jedinice, u radu pojednostavljen s obzirom na ograničene računalne resurse. Ovakva pojednostavljenja neizbježno uvode određene greške u računalni model, kao primjerice pri modeliranju lopatica zaklopki. Zaklopke se u kompleksnijim CFD analizama modeliraju izravno pomoću CAD crteža, no takve geometrije uvjetuju velik broj ćelija u računalnoj mreži zbog svoje složenosti. To nerijetko predstavlja ograničavajući faktor prilikom CFD modeliranja s obzirom na računalne resurse osobnih računala. Zaklopke se stoga, kao i ostali geometrijski modeli pojednostavljaju, a detaljniji je opis dan u poglavljima u nastavku.



Slika 19. Stanja zraka klimatizacijske jedinice u Molierovom dijagramu

#### 4.2.1. Model zaklopke

U modelu se koristi mehanička zaklopka s mogućnosti promjene kuta otvorenosti. Kako je u ovom diplomskom radu ograničena računalna snaga na 10 jezgri, ne proučava se detaljno kvaliteta miješanja i profil parametara struje zraka uz lopatice. Za pravu sliku strujanja lopatice zaklopke moraju imati jednak profil kao i u stvarnosti, uz najmanju moguću veličinu ćelija uz lopatice. Stvarni model odabrane zaklopke u klimatizacijskoj jedinici je SER 100 proizvođača Enginia S.r.l. [21]. Na Slici 20. prikazana je usporedba stvarnih lopatica (a) i pojednostavljen model u obliku ekstrudiranog pravokutnika duljine 100 mm i širine 20 mm (b), a na Slici 21. pojednostavljenje geometrije u cijelosti. U stvarnosti, kutom lopatica se regulira protok struje u klimatizacijsku jedinicu. Gabaritne vrijednosti kućišta su jednake prema kataloškim vrijednostima, 1.91 x 1.7 m, a materijal zaklopke je aluminij.



Slika 20. a) Stvarni i b) pojednostavljeni profil lopatica zaklopke



Slika 21. Pojednostavljenje geometrije zaklopke

U modelu klimatizacijske jedinice modelirane su dvije zaklopke, jedna kroz koju se vraća povratni zrak u specifičnom miješajućem omjeru i druga na ulazu kanala dobavnog zraka. Zaklopke se uobičajeno ugrađuju i uzvodno od centrifugalnih ventilatora, međutim, taj dio nije unutar domene modela koji se proučava. Također, klimatizacijske jedinice sadrže zaklopku na ispustu otpadnog zraka, ali područje strujanja oko nje također nije bilo u fokusu ovog rada.

#### 4.2.2. Model centrifugalnog ventilatora

U modelu klimatizacijske jedinice koriste se dva skupa paralelnih spojeva centrifugalnih ventilatora. Povratni centrifugalni ventilatori koji vraćaju zrak iz podatkovnog centra i dobavni ventilatori koji dobavljaju kondicioniranu struju zraka. Koristi se 10 jednakih ventilatora u svakom od skupova, a protok  $q_{m,rf}$  svakog pojedinog ventilatora iznosi 3 kg/s. Odabran je model ventilatora proizvođača EBM Papst RadiPac VBH0630CTTRS. Pojednostavljenje povratnih ventilatora je napravljeno zanemarivanjem lopatica i geometrije te oblikovanjem izreza ekstrudiranog valjka iz modela (Slika 22.). Valjak ima jednak promjer i dubinu kao centrifugalni ventilator.



Slika 22. Pojednostavljenje geometrije centrifugalnog ventilatora

### 4.2.3. Model filtera

Unutar klimatizacijske jedinice u modelu koriste se G4 i F7 filter. G4 je niskoučinski filter koji uklanja čestice veličine od 3 do 10  $\mu\text{m}$ , primjerice prašinu, spore, plijesni, cementnu prašinu. F7 je visokoučinski (fini) filter koji uklanja čestice veličine od 0.3 do 1  $\mu\text{m}$ , primjerice bakterije, viruse, dim. Stoga je G4 filter prvi koji se montira u kanal klimatizacijske jedinice, neposredno prije F7 filtera u ovom slučaju. Navedeni filteri su klasificirani prema staroj, ali i dalje industrijski primjenjenoj normi EN779:2012. Za G4 filter je odabran AEROPLEAT ECO proizvođača Camfil. Prema kataloškim vrijednostima, za protok  $q_{v,m}$  iznosa 1905  $\text{m}^3/\text{h}$ , pad tlaka na G4 grubom filteru  $\Delta p_{G4}$  iznosi 70 Pa, a na vrećastom finom F7 filteru pad tlaka  $\Delta p_{F7}$  iznosi 100 Pa. Filteri su spojeni serijski pa je ukupan pad tlaka jednak zbroju pada tlakova na svakom filteru  $\Delta p_{filter}$  i iznosi 170 Pa. Unutar klimatizacijske jedinice filteri su montirani u filterski zid koji se sastoji od 21 filtera dimenzija 0.61 x 0.61 m i 7 filtera dimenzija 0.305 x 0.61, što čini ukupnu površinu nastrujavanja od 9.116  $\text{m}^2$ . Dubina svakog serijskog spoja filtera iznosi 0.75 m uzimajući u obzir dubinu filtra kao i zračnost između. Na Slici 23. nalazi se prikaz pojednostavljenja geometrije filtera.

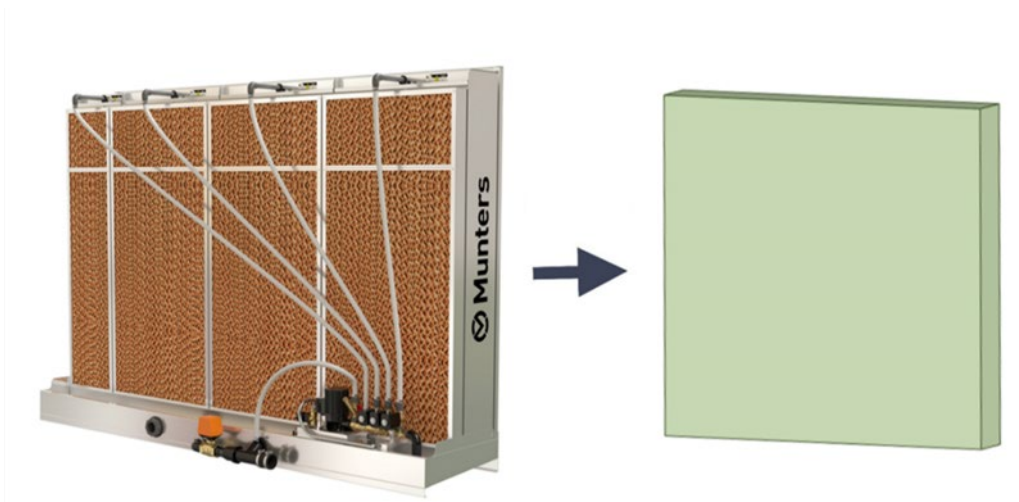


Slika 23. Pojednostavljenje geometrije serijskog spoja F7 i G4 filtera

### 4.2.4. Model direktnog adijabatskog hladnjaka

Za adijabatski hladnjak odabran je proizvođač Munters, model FA6 (95%) dimenzija 2.1 x 2.1 m i dubine 300 mm. U adijabatskom hladnjaku se nalazi evaporativni vatrootporni blok od sintetičkih vlakana GLASdek. Prema specifikacijama za odabrani hladnjak, pad tlaka  $\Delta p_{DEC}$  za brzinu strujanja od 3  $\text{m/s}$  iznosi 91 Pa uz učinkovitost hladnjaka od 92.4%. S obzirom na brzine

strujanja manje od 3.5 m/s, nije potrebna ugradnja eliminatora kapljica koja bi dodatno povećala pad tlaka. Na Slici 24. nalazi se prikaz pojednostavljenja geometrije filtera.



Slika 24. Pojednostavljenje geometrije direktnog adijabatskog hladnjaka

#### 4.2.5. Model žaluzine

Žaluzine se koriste na samom ulazu u klimatizacijsku jedinicu kako bi spriječile ulaz kiše, životinja, granja, zemlje ili većih čestica u kanal za dobavu vanjskog zraka. U modelu klimatizacijske jedinice postoje dvije žaluzine, jedna na ulazu kanala za dobavu vanjskog zraka i jedna na ispustu. Zbog ograničenosti računalne snage i činjenice da parametri na ispustu nisu bili u fokusu ove analize, modelirana je isključivo žaluzina na ulazu kanala usisa vanjskog zraka. Odabran je model žaluzine HPL80 proizvođača HVC dimenzija 1.9 x 1.7 m. Pad tlaka na žaluzini je opisan u katalogu proizvođača funkcijom ovisnosti o protoku:

$$\Delta P_{HPL80} = 6.7534 q_{v,oa}^{1.9706} \quad (3.9.)$$

Za maseni protok  $q_{m,oa}$  vanjskog zraka iznosa 10 kg/s i temperature 28°C ( $\rho_{28}=1.157 \text{ kg/m}^3$ ) pad tlaka iznosi:

$$\Delta P_{HPL80} = 6.7534 * \left(\frac{10}{1.157}\right)^{1.9706} \quad (3.10.)$$

$$\Delta P_{HPL80} = 473.5 \text{ Pa} \quad (3.11.)$$

Na Slici 25. nalazi se prikaz pojednostavljenja geometrije filtera.





Slika 25. Pojednostavljena geometrija žaluzine

#### 4.2.6 Model zračnog kanala

Komponente navedene u prethodnim poglavljima smještene se u pravokutne zračne kanale dobavne povratne struje, oba površinskog presjeka 2100 x 2100 mm. Duljina dobavnog kanala koji se promatra u simulaciji iznosi 4550 mm, od ulaza vanjske struje zraka do centrifugalnih ventilatora nakon posljednjeg stupnja kondicioniranja zraka. Duljina povratnog kanala koji se promatra u simulaciji iznosi 3125 mm, od centrifugalnih ventilatora do kraja komore za miješanje recirkulirajućeg, odnosno ispušta otpadnog zraka. Sažetak svih komponenti klimatizacijske jedinice i njihov broj nalaze se u Tablici 4. Zbog simetričnosti, u SpaceClaimu je modelirana samo polovica količine svake komponente.

Tablica 4. Popis komponenti klimatizacijske jedinice

Komponenta	Količina	Dimenzije
Centrifugalni ventilator	20	Ø630 x 365.8
Panelni G4 filter	21	915 x 610 x 610
Vrećasti F7 filter	21	915 x 610 x 610
Panelni G4 filter	7	915 x 610 x 305
Vrećasti F7 filter	7	915 x 610 x 305
Direktni adijabatski hladnjak	2	2100 x 2100 x 300
Mehaničke zaklopke	14	1900 x 1710 x 130
Žaluzine	4	1900 x 1700 x 200
Povratni zračni kanal	1	2100 x 2100 x 3125
Dobavni zračni kanal	1	2100 x 2100 x 4550

### 4.3 Stvaranje mreže

Nakon modeliranja klimatizacijske jedinice u SpaceClaimu proveden je proces stvaranja mreže u programu „*Fluent Meshing*“. Prvi korak u stvaranju mreže bio je definirati zone interesa u kojima se izrađuje gušća mreža, a time i veći broj ćelija. Zone interesa u analiziranoj klimatizacijskoj jedinici su adijabatski hladnjak, zaklopke, dobavni i odsisni ventilatori, filteri i ulazna žaluzina. Lokalno dimenzioniranje ćelija provodi se površinski (eng. „*face size*“) ili volumenski (eng. „*body size*“). Površinsko lokalno dimenzioniranje određuje veličinu ćelija na površini koja se prema zadanom stupnju rasta (eng. „*growth rate*“) povećava udaljavajući se od površine. Volumensko dimenzioniranje djeluje na isti način uz konstantnu veličinu ćelija unutar volumena. Stupanj rasta se u volumenskom dimenzioniranju provodi od rubnih površina. U Tablici 5. navedene su sve zone klimatizacijske jedinice s lokalnim dimenzioniranjem.

Tablica 5. Skupovi lokalnog dimenzioniranja

Ime skupa lokalnog dimenzioniranja	Tip lokalnog dimenzioniranja	Primijenjeno na	Veličina mreže [m]	Stupanj rasta
<i>dampers</i>	Površinski	<i>damper_outsideair1,damper_returnair1</i>	0.015	1.2
<i>fans</i>		<i>return_fan3, return_fan4, return_fan5, return_fan8, return_fan9, return_fan10, supply_fan3, supply_fan4, supply_fan5, supply_fan8, supply_fan9, supply_fan10</i>	0.028	
<i>filter</i>	Volumenski	<i>upperg4f7filters</i>	0.03	
<i>dec</i>		<i>decupper2</i>	0.014	
<i>louvre</i>		<i>hvc-hpl80upper2</i>	0.02	
<i>exhaust-damper</i>		<i>exhaust_damper_porouszone2</i>	0.04	

Maksimalna i minimalna veličina pojedinačne površine mreže se provodi se prema standardnim Fluent vrijednostima, pri čemu minimalna dopuštena veličina iznosi 6.787 mm, a maksimalna 173.75 mm. Izvještaj o kvaliteti i parametrima napravljene mreže nalazi se na Slici 26.

name	skewed-cells (> 0.80)	averaged-skewness	maximum-skewness	face count
ral	0	0.026038466	0.54012353	147946
damper_outsideair1	0	0.036975093	0.47951987	182456
pressureinletupper	0	0.033423012	0.48988385	35100
oa_22	0	0.032998426	0.54012353	332588
ra2_fans	0	0.019093223	0.4846861	21424
exhaust_damper_porouszone2	0	0.0056470289	0.36467243	10752
upperg4f7filters	0	0.0040568975	0.37853177	38934
oa_22.1	0	0.010316115	0.51650529	74908
decupper2	0	0.0051556664	0.38466183	134600
oa_221	0	0.012877167	0.50647946	70792
damper_returnair1	0	0.036596732	0.47393118	158974
hvc-hp180upper2	0	0.019174283	0.45243369	51430
louvredamper_emptyspace_upper1	0	0.019058948	0.46548248	53340

name	skewed-cells (> 0.80)	averaged-skewness	maximum-skewness	face count
geom	0	0.025050339	0.54012353	720168

----- After Surface mesh, the model consists of 13 fluid/solid regions and 0 voids.

----- Surface Meshing of Geom complete in 0.92 minutes, with a maximum skewness of 0.54.

Slika 26. Izvještaj kvalitete i broja površina generirane mreže

Iskrivljenost (*eng. skewness*) je mjera razlike generiranog oblika ćelije od pravilnog oblika. Za površinske ćelije se koriste trokuti, stoga je mjera iskrivljenosti omjer udaljenosti od jednakostraničnog trokuta [22]. Za mrežu generiranu u ovom radu najveća iskrivljenost pojedinačne ćelije iznosi 0.54, a uprosječena vrijednost iznosi 0.025, što je ispod zadovoljavajuće vrijednosti od 0.7 prema [23]. Ukupno je generirano 720 168 površinskih ćelija.

U idućem su koraku definirane zone ćelija modelirane u SpaceClaimu. Sve volumenske zone su definirane kao fluid, osim zaklopki. Zaklopke su definirane kao zid čija unutrašnjost ne ulazi u domenu simulacije (*eng. „dead region“*). Na taj je način simulirano realno povećanje brzine strujanja i pada tlaka. Površinski sloj (*eng. „boundary layer“*) nije definiran u ovoj simulaciji, s obzirom da strujanje u okolini zaklopki nije bilo područje interesa u ovom radu. Tip volumenskih ćelija koji je generiran je poliedarski, pri čemu je maksimalna veličina ćelije standardna Fluent vrijednost od 0.22593 m. Izvještaj o kvaliteti i parametrima generiranih ćelija nalazi se na Slici 27., a njihov prikaz na Slici 28. Generirana je mreža od 2 405 525 ćelija čija pojedinačna minimalna kvaliteta iznosi zadovoljavajućih 0.0769. Na Slici 29. i Slici 30. je prikaz uspješnog lokalnog dimenzioniranja ćelija definiranog u Tablici 4.

name	id	cells (quality < 0.10)	minimum quality	cell count
ra2_fans	10517	0	0.35198654	40247
louvredamper_emptyspace_upper1	10514	0	0.6827503	54079
pressureinletupper	10511	1	0.076897164	78163
decupper2	10508	0	0.51719158	685098
oa_22.1	10505	0	0.51177342	148928
exhaust_damper_porouszone2	10502	0	0.51043106	12431
oa_221	10499	0	0.4994291	145487
ral	10496	0	0.20075053	291626
upperg4f7filters	10493	0	0.52676524	179030
hvc-hp180upper2	10490	0	0.62966198	77681
oa_22	10487	0	0.200019	692755
name	id	cells (quality < 0.10)	minimum quality	cell count
Overall Summary	none	1	0.076897164	2405525

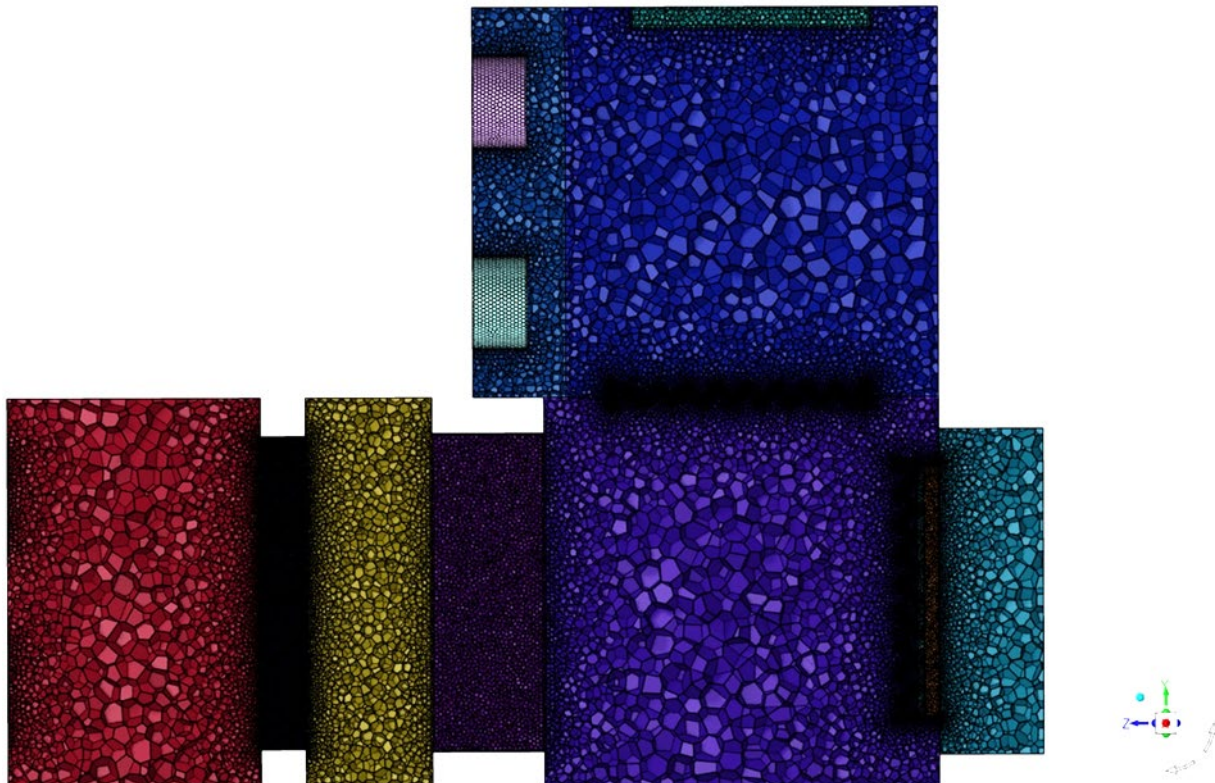
[Quality Measure : Orthogonal Quality]

----- 2405525 cells were created in : 3.20 minutes

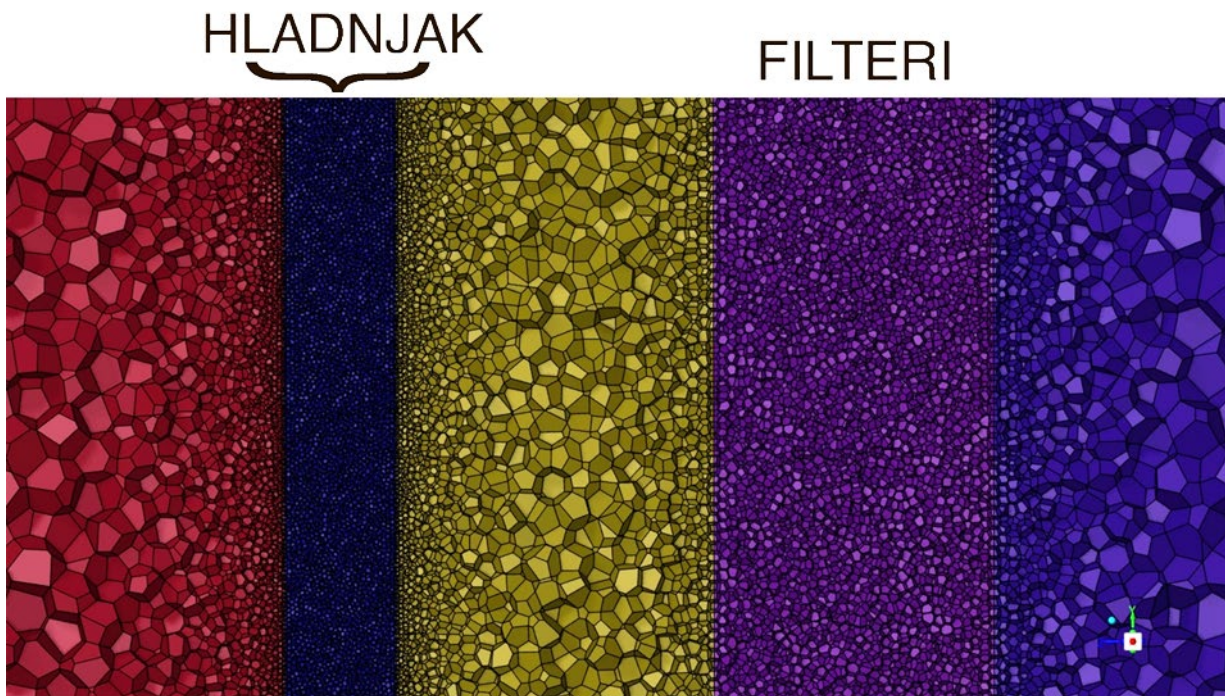
----- The mesh has a minimum Orthogonal Quality of: 0.08

----- The volume meshing of geom is complete.

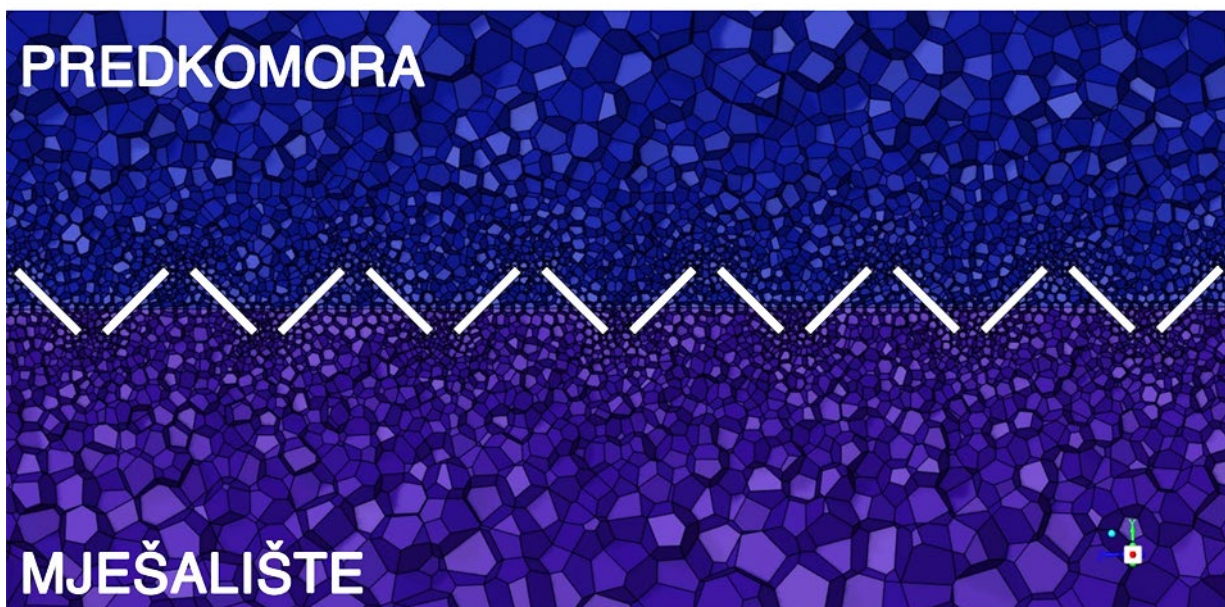
Slika 27. Izveštaj kvalitete i broja generiranih ćelija



Slika 28. Volumenska mreža klimatizacijske jedinice



Slika 29. Volumensko lokalno dimenzioniranje hladnjaka i filtera



Slika 30. Površinsko lokalno dimenzioniranje zaklopke mješališta

## 4.4 Postavke simulacije

U simulaciji se koristi numerički rješavač (*eng. solver*) koji računa na temelju polja tlaka (*eng. „pressure based“*) i  $k - \omega$  SST model turbulencije. Vлага je simulirana u modelu karakteriziranjem fluida kao mješavine (*eng. species transport*) zraka i vode te zadavanjem sadržaja vlage (Tablica 3.) pri definiranju ulaznih rubnih uvjeta. Svojstvo gustoće mješavine podešeno je prema zakonu idealnog nestlačivog plina, odnosno funkcijski ovisi isključivo o temperaturi.

### 4.4.1 Zaklopke

U simulaciji se promatra slučaj u kojem je kut rotacije lopatice zaklopki  $45^\circ$ , a regulacija protoka se modelira promjenom masenog protoka na ispusnoj površini *exhaust\_up* u ispusnom kanalu iznad zaklopke. Modeliranjem ulaza vanjske struje zraka pomoću rubnog uvjeta konstantnog tlaka *pressure\_inlet\_upper* osigurava se točan protok kroz zaklopke koja povezuje predkomoru povratne struje zraka i mješalište.

### 4.4.2 Ventilatori

Na plaštu valjka je definiran rubni uvjet masenog protoka, čime se postiže sličan efekt kao i u stvarnosti. Ventilatori koji vrše dobavu u podatkovni centar modelirani su kao krug promjera ventilatora u stvarnosti sa zadanim masenim protokom jednakim povratnoj struji zraka. Kod modeliranja postavki povratnih ventilatora potrebno je odrediti brzinu svakog te dodati radijalnu i tangencijalnu komponentu brzine. Za proračun komponenti brzine potrebna je kutna brzina  $\omega_f$ , a uz broj okretaja prema katalogu proizvođača  $n_f = 1910 \text{ min}^{-1}$ , iznosi:

$$\omega_f = \frac{n_f * \pi}{30} = \frac{1910 * \pi}{30} = 200.01 \text{ s}^{-1} \quad (3.12.)$$

Promjer ventilatora je  $d_f = 630 \text{ mm}$ , a dubina  $h_f = 365.8 \text{ mm}$  pa se s tim podacima može dobiti obodna brzina i površina strujanja:

$$u_f = \omega_f * \frac{d_f}{2} = 200.01 * 0.315 = 63 \text{ m/s} \quad (3.13.)$$

$$A_f = 2 * r_f * \pi * h_f = 0.63 * \pi * 0.3658 = 0.23045 \text{ m}^2 \quad (3.14.)$$

Radijalna brzina uz poznat masen protok i gustoću povratne struje  $\rho_{40.3} = 1.127 \text{ kg/m}^3$  iznosi:

$$v_{r,f} = \frac{qm_{rf}}{A_f * \rho_{40.3}} = \frac{3}{0.46091 * 1.127} = 11.5613 \text{ m/s} \quad (3.15.)$$

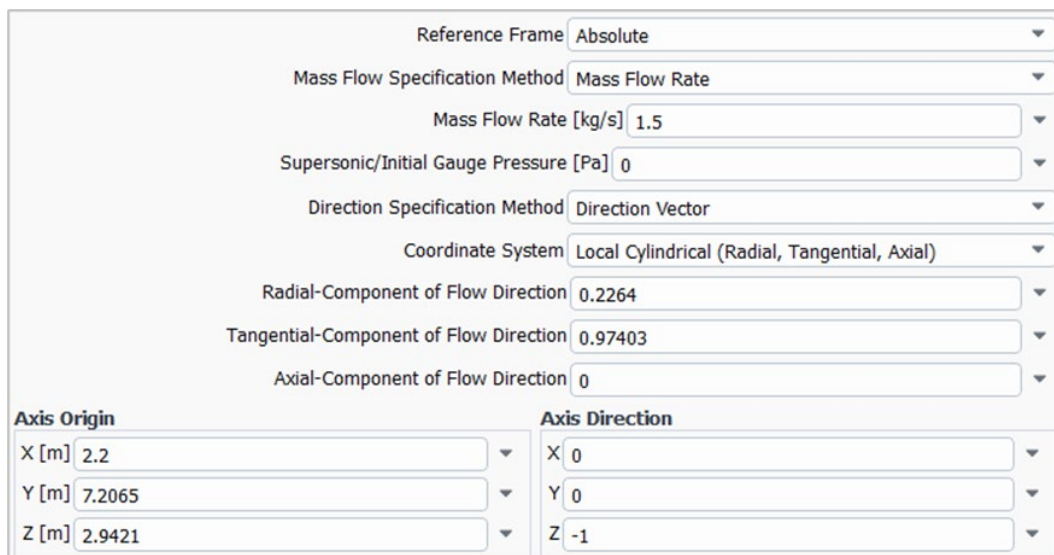
Tangencijalna brzina ventilatora iz trokuta brzina uz kut  $\beta_f = 72.5^\circ$  iznosi:

$$v_{t,f} = u_f - \frac{v_r}{\tan(\beta)} = 63 - \frac{11.5613}{\tan(72.5)} = 49,731 \text{ m/s} \quad (3.16.)$$

Ukupna brzina na izlazu iz ventilatora iznosi:

$$v_f = \sqrt{v_{r,f}^2 + v_{t,f}^2} = \sqrt{11.5613^2 + 49.731^2} = 51,057 \text{ m/s} \quad (3.17.)$$

Stoga je komponenta radijalne brzine  $v_r/v = 0,2264$ , a tangencijalne brzine  $v_t/v = 0,97403$ . Parametri zraka povratnih ventilatora navedene su u Tablici 3. Rubni uvjet povratnog ventilatora je ulazni maseni protok, a primjer postavki brzine povratnog centrifugalnog ventilatora (*return\_fan3*) nalaze se na Slici 31.



Reference Frame	Absolute
Mass Flow Specification Method	Mass Flow Rate
Mass Flow Rate [kg/s]	1.5
Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]	0
Direction Specification Method	Direction Vector
Coordinate System	Local Cylindrical (Radial, Tangential, Axial)
Radial-Component of Flow Direction	0.2264
Tangential-Component of Flow Direction	0.97403
Axial-Component of Flow Direction	0
<b>Axis Origin</b>	
X [m]	2.2
Y [m]	7.2065
Z [m]	2.9421
<b>Axis Direction</b>	
X	0
Y	0
Z	-1

Slika 31. Postavke brzine centrifugalnog ventilatora „*return\_fan3*“

#### 4.4.3 Filteri, adijabatski hladnjak i žaluzina

Uz poznat pad tlaka na filterima, žaluzini i direktnom adijabatskom hladnjaku, ove su zone modelirane kao porozne s permeabilnošću koja odgovara  $\Delta p_{filter}$ ,  $\Delta p_{HPL80}$  i  $\Delta p_{DEC}$  (poglavlje 4.2.). Određujući visoku inverznu permeabilnost u tangencijalnom smjeru filtera, hladnjaka i žaluzine („Direction-1“ i „Direction-2“), osigurava se fizikalnost protoka u željenom smjeru odnosno duž z osi. Kako proizvođač ne pruža informacije o viskoznom otporu potrebnom za modeliranje pada tlaka porozne zone, on je dobiven koristeći Darcyjev zakon koji opisuje gradijent pada tlaka kroz porozne medije (lijevi član Jed. 3.18.) i utjecaj pada tlaka zbog inercije (desni član Jed. 3.18.)

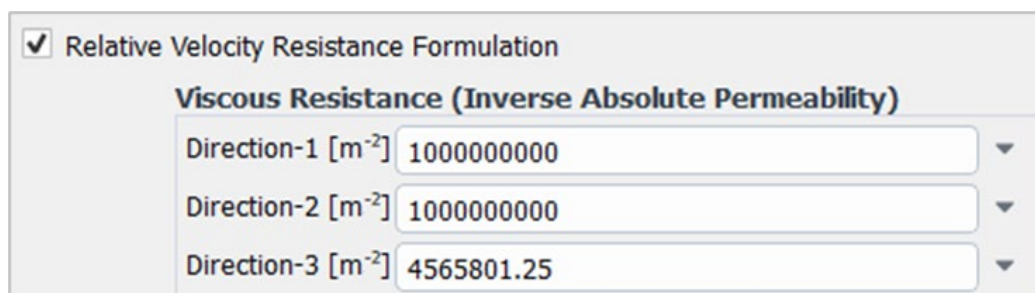
$$\Delta p = -\frac{\mu}{\alpha} \vec{v} + C_2 \frac{1}{2} |\rho| |v| v_i \quad (3.18.)$$

Gdje su:

$\mu$  - dinamička viskoznost fluida [Pas];  $C_2$  – faktor inercijskog otpora [ $m^{-1}$ ];  
 $\alpha$  - permeabilnost medija [ $m^2$ ];  $\rho$  – gustoća struje zraka [ $kg/m^3$ ].  
 $\vec{v}$  - brzina strujanja fluida [m/s];

Zbog linearnosti zakona konačan iznos permeabilnosti je dobiven iterativno iz druge iteracije, a u Fluentu se unosi kao inverzna permeabilnost (Slika 32.). Iznosi inverznih permeabilnost za komponente iznose:

- $\alpha_{filter}^{-1} = 4565801.25 \text{ m}^{-2}$
- $\alpha_{adijabatski \text{ hladnjak}}^{-1} = 5921908.9 \text{ m}^{-2}$
- $\alpha_{žaluzina}^{-1} = 47242808.14 \text{ m}^{-2}$



Slika 32. Koeficijenti obrnuto proporcionalne permeabilnosti filtera  $1/\alpha$

U Tablici 6. navedene su zone ćelija modela, a u Tablici 7. rubni uvjeti.

Tablica 6. Zone ćelija fluida klimatizacijske jedinice

Ime zone ćelija	Sadržane komponente modela
<i>hvc-hpl80upper2</i>	Žaluzine
<i>louvredamper_emptyspace_upper1</i>	
<i>ra2_fans</i>	Povratni centrifugalni ventilatori
<i>oa_22</i>	Zračni kanali
<i>oa_22.1</i>	
<i>oa_221</i>	
<i>ra1</i>	
<i>exhaust_damper_porouszone2</i>	Zaklopka otpadnog zraka
<i>pressureinletupper</i>	-
<i>upperg4f7filters</i>	Filteri
<i>decupper2</i>	Direktni adijabatski hladnjak



Tablica 7. Rubni uvjeti klimatizacijske jedinice

Ulazni rubni uvjeti	Tip rubnog uvjeta
<i>pressule inlet upper</i>	Ulazni protok konstantnog tlaka (eng. <i>Pressure Inlet</i> )
<i>return fan10</i>	Ulazni maseni protok (eng. <i>Mass Flow Inlet</i> )
<i>return fan3</i>	
<i>return fan4</i>	
<i>return fan5</i>	
<i>return fan8</i>	
<i>return fan9</i>	
Unutrašnje površine	Tip rubnog uvjeta
<i>decupper2-oa_22</i>	Unutrašnje referentne površine (eng. <i>Interior</i> )
<i>decupper2-oa_221</i>	
<i>exhaust_damper_porouszone2-ral</i>	
<i>hvc-hpl80upper2-louvredamper_emptyspace_upper1</i>	
<i>interior--decupper2</i>	
<i>interior--exhaust damper_porouszone2</i>	
<i>interior--hvc-hpl80upper2</i>	
<i>interior--louvredamper_emptyspac_upper1</i>	
<i>interior--oa_22</i>	
<i>interior--oa 22.1</i>	
<i>interior--oa 221</i>	
<i>interior--pressureinletupper</i>	
<i>interior--ral</i>	
<i>interior--ra2 fans</i>	
<i>interior--upperg4f7filters internal louvre</i>	
<i>louvredamper_emptyspace_upper1-oa_22</i>	
<i>oa_22-ral</i>	
<i>oa_22-upperg4f7filters</i>	
<i>oa_22-upperg4f7filters.1</i>	
<i>oa 22-ral</i>	
<i>oa_22-upperg4f7filters</i>	
<i>oa_22-upperg4f7filters.1</i>	
<i>ral-ra2 fans</i>	

Izlazni rubni uvjeti	Tip
<i>exhaust up</i>	Izlazni maseni protok (eng. <i>Mass Flow Outlet</i> )
<i>supply fan10</i>	
<i>supply_fan3</i>	
<i>supply fan4</i>	
<i>supply fan5</i>	
<i>supply fan8</i>	
<i>supply_fan9</i>	
Zidni rubni uvjeti	Tip
<i>dampers</i>	Zid (eng. <i>Wall</i> )
<i>dampers-hvc-hpl80upper2</i>	
<i>dampers-louvredamper_emptyspace_upper1</i>	
<i>dampers-oa_22</i>	
<i>dampers-oa_22.1</i>	
<i>dampers-ra1</i>	
<i>oa_22-pressureinletupper</i>	
<i>oa_22-pressureinletupper-shadow</i>	
<i>oa_22:1</i>	
<i>pressureinletupper:1</i>	
<i>return damper wall</i>	
<i>return damper_wall-shadow symmetry</i>	
<i>wall2</i>	
<i>wall2:10541</i>	
<i>wall2:10542</i>	
<i>wall2:10543</i>	
<i>wall2:10544</i>	
<i>wall2:10545</i>	
<i>wall2:10546</i>	
<i>wall2:10547</i>	
<i>wall2:10547-shadow</i>	
Simetrične površine	Tip
<i>symmetry:10549</i>	Simetrija (eng. <i>Symmetry</i> )
<i>symmetry:10550</i>	
<i>symmetry:10551</i>	
<i>symmetry:10552</i>	
<i>symmetry:10553</i>	
<i>symmetry:10554</i>	

#### 4.5. Korisnički definirana funkcija (UDF)

Ponekad je za specifične slučajeve potrebno izvršiti modifikaciju numeričkog rješavača korisnički definiranom funkcijom (*eng. User Defined Function - UDF*) kako bi se promjenili fizikalni zakoni navedeni u ranijim poglavljima. *UDF* se tako koristi u slučajevima kada se želi ili ispraviti način na koji numerički rješavač rješava model (u slučajevima ne fizikalnih rješenja) ili samo unaprijediti neke značajke numeričkog rješavača. Funkcija je napisana u obliku skripte u C odnosno C++ programskom jeziku ekstenzije .c ili .cpp. Skripta može sadržavati jednu ili više korisnički definiranih funkcija, a za njeno pisanje se koristi računalni program Microsoft Visual Studio. Primjera je mnogo jer se modificirati može svaka standardna značajka, a najčešće se radi u slučajevima:

- modificiranja rubnih uvjeta,
- modificiranja svojstava materijala,
- modificiranja toplinskog izvora,
- poboljšanja fizikalnih modela,
- reakcijski odzivi površina i volumena,
- unaprjeđenju procesuiranja podataka,
- rješavanja korisnički definiranih parcijalnih diferencijalnih jednadžbi.

Svaki *UDF* započinje naredbom `#include "udf.h"`. S tom se naredbom omogućuje korištenje najčešće korištenih `DEFINE` makro naredbi specifičnih za Fluent kao i ostalih manje čestih makro naredbi i funkcija. `DEFINE` makro naredbe se koriste za definiranje rada korisnički definirane funkcije. Neke od češćih `DEFINE` makro naredbi navedene su u *Tablici 8.* s opisom njihove funkcije.

Tablica 8. Primjeri *DEFINE* makro naredbi [22]

<b>DEFINE makro naredba</b>	<b>Funkcija</b>
DEFINE ADJUST	Manipuliranje varijablama
DEFINE_DELTAT	Definiranje vremenskog koraka za vremenski ovisna rješenja
DEFINE_EXECUTE AT_END	Izvršavanje funkcije po završetku svake iteracije
DEFINE ON DEMAND	Izvršavanje funkcije prema potrebi
DEFINE_PROFILE	Manipuliranje profilom fizikalne veličine
DEFINE_SOURCE	Stvaranje izvornog člana fizikalne veličine

#### 4.5.1. Vrste korisnički definiranih funkcija

Pridjevi kompiliran i interpretiran potječu izvorno iz usporedbe programskih jezika. Svaka od te dvije vrste programskih jezika ima svoje specifičnosti, a prema načinu funkcioniranja je napravljena i klasifikacija korisnički definiranih funkcija na interpretirane i kompilirane.

##### 4.5.1.1. Kompilirane korisnički definirane funkcije (*eng. Compiled UDF*)

Kompiliran *UDF* djeluje na isti način kao i Fluent – koristi „*Makefile*“ skriptu kako bi pokrenuo C kompilator i napravio skup datoteka za pozivanje funkcija (*eng. Object code library*). Skup datoteka za pozivanje funkcija razlaže zahtjevniji C izvorni kod na osnovni računalni jezik koji potom izvršava naredbu. Object code library je specifičan za svaku arhitekturu računala kao i za svaku verziju Fluent-a na kojoj se pokreće. Zbog toga se pri svakoj promjeni operativnog sustava ili promjeni verzije Fluent-a kod mora nadograditi specifično za taj slučaj. Nekompatibilnost je najistaknutiji nedostatak ove vrste korisnički definirane funkcije, dok je brzina procesuiranja velika prednost zbog toga što se kod kompilirane funkcije u cjelini prilagođava izvršavanju prije izvršenja.

##### 4.5.1.2. Interpretirane korisnički definirane funkcije (*eng. Interpreted UDF*)

Interpretirani *UDF* tumači izvorni kod koristeći grafičko korisničko sučelje kroz jednokoračni (*eng. Single-step*) proces izvršavanja koda. Prije izvršavanja u potpunosti, kod se kompilira u međukod koji je neovisan o arhitekturi računala, a za kompiliranje koristi C predprocesor. Računalni kod potom pokreće unutarnji emulator ili interpretator u trenutku kad se

korisnički definirana funkcija aktivira. Postupak dodatnog međukodiranja sa sobom nosi produljenje vremena izvršenja funkcije, ali omogućuje dijeljenje *UDF-a* između operativnih sustava bez poteškoća. Interpretiranu korisnički definiranu funkciju je prema potrebi moguće izvršiti i kao kompiliranu i to bez izmjene. Kompilirane funkcije se najčešće koriste za matematički složene funkcije koje bi vremenski bilo prezahtjevno izvršavati međukodiranjem, dok se interpretirane koriste za slučajeve u kojima je potrebno prenositi kod na drugi operativni sustav. Usporedbe svih razlika kompiliranih i interpretiranih *UDF-ova* navedene su u Tablici 9.

Tablica 9. Usporedba vrsta korisničko definirane funkcije [22]

Kompiliran <i>UDF</i>	Interpretiran <i>UDF</i>
brže se izvršava	sporije se izvršava zbog međukodiranja
nije ograničen programskim jezikom	ograničen na korištenje C programskog jezika
mogućnost izvršavanja funkcija napisanih u drugom programskom jeziku	može pristupiti podacima samo korištenjem predodređene makro funkcije
prilagođen specifičnom operativnom sustavu	neovisan o operativnom sustavu
	može se izvršiti kao kompiliran

#### 4.5.2. Korisnički definirane funkcije adijabatskog hladnjaka

Kako bi se adijabatski hladnjak adekvatno simulirao, u modelu klimatizacijske jedinice potrebno je napisati kod koji će vršiti proces ovlaživanja i hlađenja zraka kao i u stvarnom slučaju. Radi se o pojednostavljenom modeliranju, a pretpostavke koje su uzete u obzir su:

- entalpija vlažnog zraka kroz zonu se ne mijenja,
- adijabatski hladnjak jednako ovlažuje u svakoj točki,
- pad tlaka je modeliran kao porozna zona,

Simulacija direktnog adijabatskog hladnjaka se izvršava implementacijom dvije korisničke definirane funkcije. Prva „UDF1“ funkcija primjenjuje se u prvoj simulaciji i služi za spremanje rezultata u korisničku definiranu memoriju. Potom se zaustavlja simulacija i podešava druga „UDF2“ funkcija koja sadrži izvorni član vlage i sprema tako ovlaženo polje sadržaja vlage u korisnički definiranu memoriju. U konačnici provedeno je korigiranje temperature na temelju

zapisanih podataka korisničko definiranih memorija. Nakon objašnjenja cilja i procesa rada svake funkcije u nastavku, na Slici 34., nalazi se dijagram toka za sveobuhvatno razumijevanje simulacije adijabatskog hladnjaka. Kôd svih funkcija se nalazi u prilogu rada.

#### 4.5.2.1. Korisnički definirana funkcija “UDF1”

Cilj korisnički definirane funkcije „UDF1“ je da ispisivanje temperature i sadržaja vlage svake ćelije unutar zadane zone direktnog adijabatskog hladnjaka prije njegove implementacije zbog naknadne problematike prikazivanja kontura temperature (više u poglavlju 4.5.3.)

Unutar koda su dvije `DEFINE_ADJUST` makro naredbe. Makro naredba „x1DEC1“ `DEFINE_ADJUST` zapisuje polje sadržaja vlage u korisnički definiranu memoriju 1 kojoj se kasnije može pristupiti pod naredbom `C_UDMI (c, t, 1)`, a makro naredba „Temp1DEC1“ `DEFINE_ADJUST` zapisuje polje temperatura u korisnički definiranju memoriju 2 kojoj se kasnije može pristupiti pod naredbom `C_UDMI (c, t, 2)`.

#### 4.5.2.2. Korisnički definirana funkcija “UDF2”

Cilj korisnički definirane funkcije „UDF2“ je da stvaranje izvora vlage unutar svake ćelije zadane zone direktnog adijabatskog hladnjaka.

Unutar koda je `DEFINE_SOURCE` makro naredba „decX“ koja stvara izvor vlage „source X“. Izvorni član je definiran omjerom protoka ishlapljene vode i ukupnog volumena modela direktnog adijabatskog hladnjaka. Druga, `DEFINE_ADJUST` makro naredba „x2DEC1“ zapisuje novi, ovlaženiji, profil sadržaja vlage u korisnički definiranu memoriju 5 kojoj se može pristupiti naredbom `C_UDMI (c, t, 5)`. Prema podacima direktnog adijabatskog hladnjaka Munters FA6-95 dan je omjer brzina i učinkovitosti ovlaživanja (Slika 33.). Na istoj slici su dani podatci drugih modela hladnjaka s manjom učinkovitošću (FA6-85 i FA6-65).



Slika 33. Ovisnost učinkovitosti o brzini nastrujavanja na hladnjak [19]

Tablica 10. Diskretne vrijednosti učinkovitosti za brzine nastrujavanja adijabatskog hladnjaka

Brzina nastrujavanja	Učinkovitost
2	0.945
2.5	0.937
3	0.927
3.5	0.92
4	0.917

Te je preko njih dobivena funkcijska ovisnost koja je implementirana u kod

$$\varepsilon(w) = 1 - 0.0371343 * w^{0.5932} \quad (3.19.)$$

Količina ishlapljene vode u struji zraka na području adijabatskog hladnjaka modelira se na temelju zakona o ubrizgavanju kapljevite vode u vlažni zrak. Naveden proces nije izentalpski, ali zbog malog iznosa specifične entalpije  $h_v$  kapljevite vode, tijekom pravca miješanja neznatno će se razlikovati od tijeka specifične entalpije  $h_x = \text{konst.}$  [24]. Stoga se maseni protok dodane vlage može izračunati kao umnožak promjene sadržaja vlage prije i poslije adijabatskog hladnjaka  $\Delta x$  i masenog protoka struje zraka kroz adijabatski hladnjak  $q_{mzr}$ .

$$q_{mw} = \Delta x * q_{mzr} \quad (3.20.)$$

Kako se izvorni član računa po volumenu, uz dodanu učinkovitost, glasi:

$$S = \varepsilon(w) \frac{q_{mw}}{V} \quad (3.21.)$$

### 4.5.3. Korigiranje temperature adijabatskog hlađenja

Implementiranjem korisnički definirane funkcije DEFINE\_ADJUST kojom se korigira temperatura nije moguće prikazati sliku strujanja nizvodno od odabrane zone ćelija. Primjena makro naredbe na cijelu domenu nije moguća zbog realne nekorigiranosti temperature prije adijabatskog hladnjaka. Stoga je potrebno napraviti korekciju temperature koristeći „Fixed Expression“ postavke u Fluentu. Kako je u adijabatskom hlađenju entalpija konstantna izjednačavanjem stanja prije i poslije hlađenja može se doći do izraza za promjenu temperature kroz hladnjak:

$$h_1 = 1.005T_1 + x_1(2500 + 1.93T_1) \quad (3.22.)$$

$$h_2 = 1.005T_2 + x_2(2500 + 1.93T_2) \quad (3.23.)$$

$$h_1 = h_2 \quad (3.24.)$$

$$1.005T_1 + x_1(2500 + 1.93T_1) = 1.005T_2 + x_2(2500 + 1.93T_2) \quad (3.25.)$$

$$T_2 = \frac{1.005T_1 + x_1(2500 + 1.93T_1) - 2500x_2}{1.005 + 1.93x_2} \quad (3.26.)$$

Gdje  $x_1$  i  $T_1$  predstavlja polje sadržaja vlage i temperature zapisane u korisnički definiranoj memoriji udm-1 i udm-2 nakon implementacije prve korisničke definirane funkcije i pokretanja simulacije. Sadržaj vlage nakon ovlaživanja  $x_2$  se zapisuje u korisnički definiranu memoriju 5 udm-5. Ovako definirane parametre je potom moguće implementirati u „Fixed Expression“ postavku temperature. Sintaksa korigiranog iznosa temperature potrebna za unos u Fluent nalazi se u Prilogu.





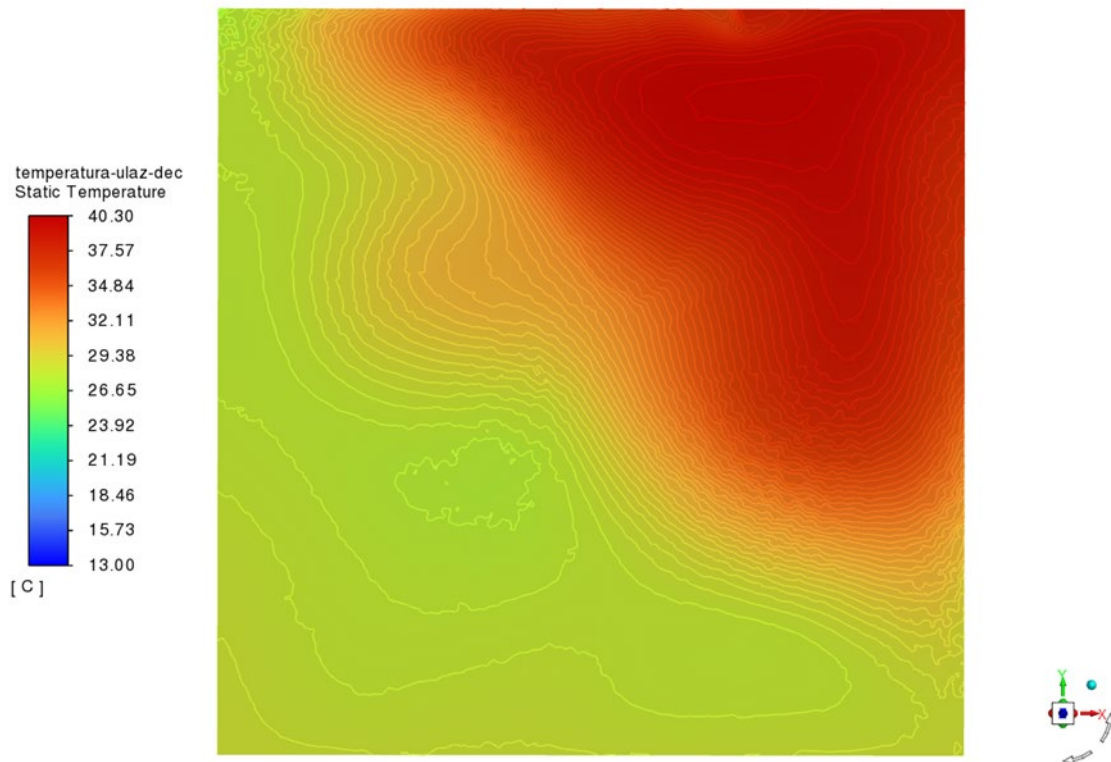
Slika 34. Dijagram toka implementacije funkcija direktnog adijabatskog hladnjaka

## 5. REZULTATI

Glavni cilj provedenih simulacija bila je analiza profila temperature i vlage prije i poslije direktnog adijabatskog hladnjaka, kao i brzine nastrojavanja na njega. Nakon modeliranja komponenti i provođenja simulacija prema opisu u prethodnim poglavljima, očekuje se postizanje parametara na izlazu iz klimatizacijske jedinice koji su vrlo bliski vrijednostima proizvođača opreme. Simulacija s implementiranom prvom korisnički definiranom funkcijom provedena je kroz 745 iteracija, a potom je uvedena druga korisnički definirana funkcija te je simulacija nastavljena s još 707 iteracija do postizanja konvergencije.

Konture temperature na ulazu i izlazu iz hladnjaka prikazane su na Slici 35. i Slici 36. Uprosječna temperatura na površini neposredno nakon izlaza iz adijabatskog hladnjaka (Slika 36.) daje temperaturu od  $23.92^{\circ}\text{C}$  što označava grešku od 4.32% u usporedbi s proračunatih  $25^{\circ}\text{C}$ . Ova bi se greška mogla dodatno smanjiti eksperimentalnim mjerenjima i dobivanjem funkcijske ovisnosti promjene temperature prema zasićenju kroz evaporativni blok.

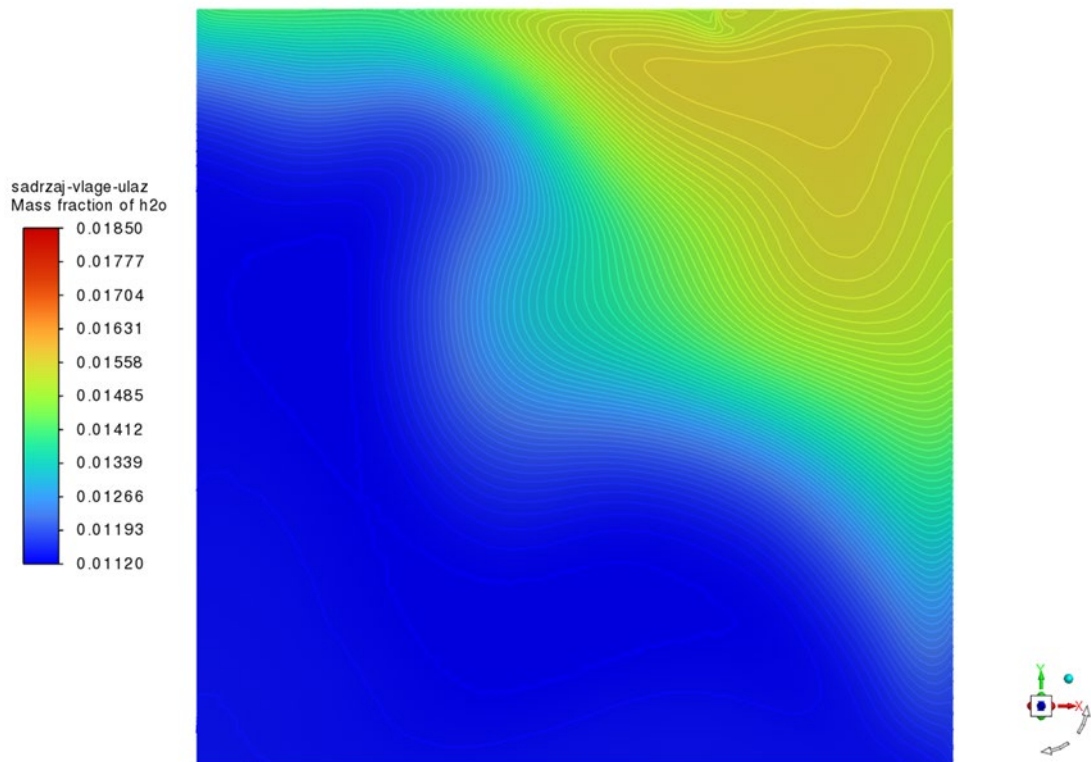
Sadržaj vlage ulazne i izlazne površine hladnjaka konturama prati temperaturni profil (Slika 37. i Slika 38). Prema uprosječnoj vrijednosti na presjeku izlaza iz adijabatskog hladnjaka, sadržaj vlage iznosi  $15.45\text{ g/kg}$  (Slika 38.). U usporedbi s očekivanim, proračunatim od strane proizvođača, sadržajem vlage struje zraka nakon mješališta od  $15.7\text{ g/kg}$ , ukupna greška iznosi svega 1.59%. Ova bi se greška mogla smanjiti dodatnim korakom gdje se umjesto termodinamički proračunatih veličina stanja u „UDF2“ funkciju unesu veličine stanja nakon kraja implementacije „UDF1“ funkcije. U slučaju ove simulacije radi se o unosu veličina stanja u 745. iteraciji. Također treba uzeti u obzir grešku aproksimativne metode procjene funkcijske ovisnosti učinkovitosti i brzine nastrojavanja na hladnjak (Tablica 10). Puna polinomna funkcija dostupna od strane proizvođača uklonila bi utjecaj učinkovitosti na ukupnu grešku.



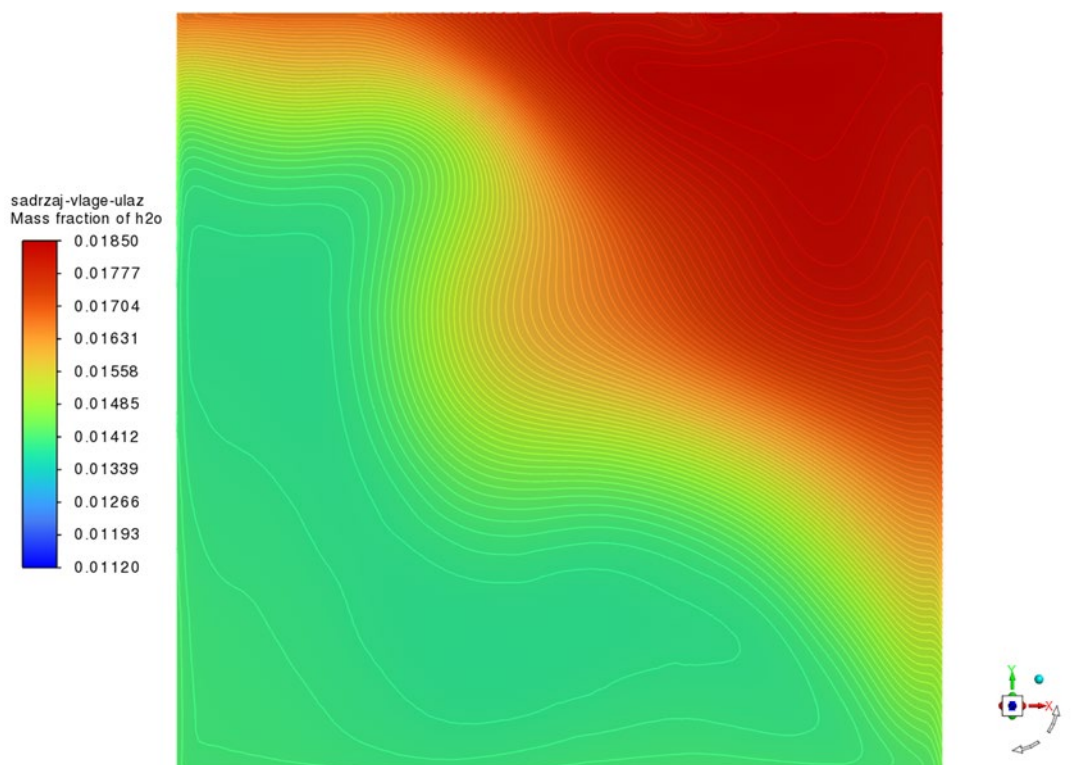
Slika 35. Konture temperature ulazne površine hladnjaka



Slika 36. Konture temperature izlazne površine hladnjaka



Slika 37. Konture sadržaja vlage ulazne površine hladnjaka

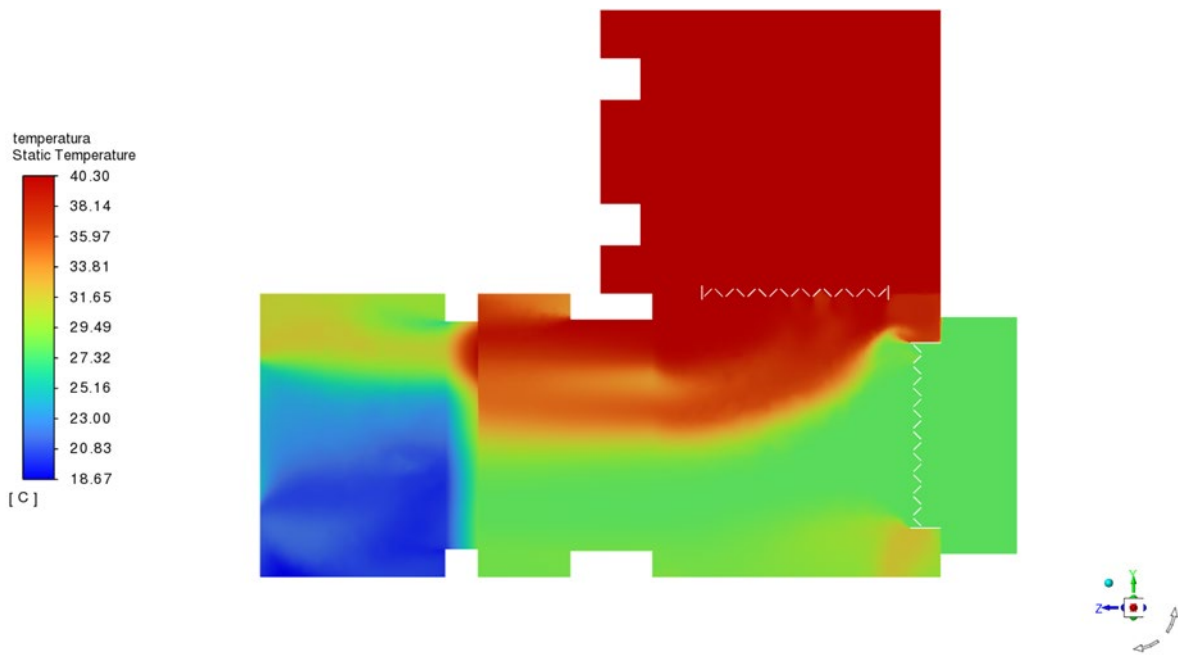


Slika 38. Konture sadržaja vlage izlazne površine hladnjaka

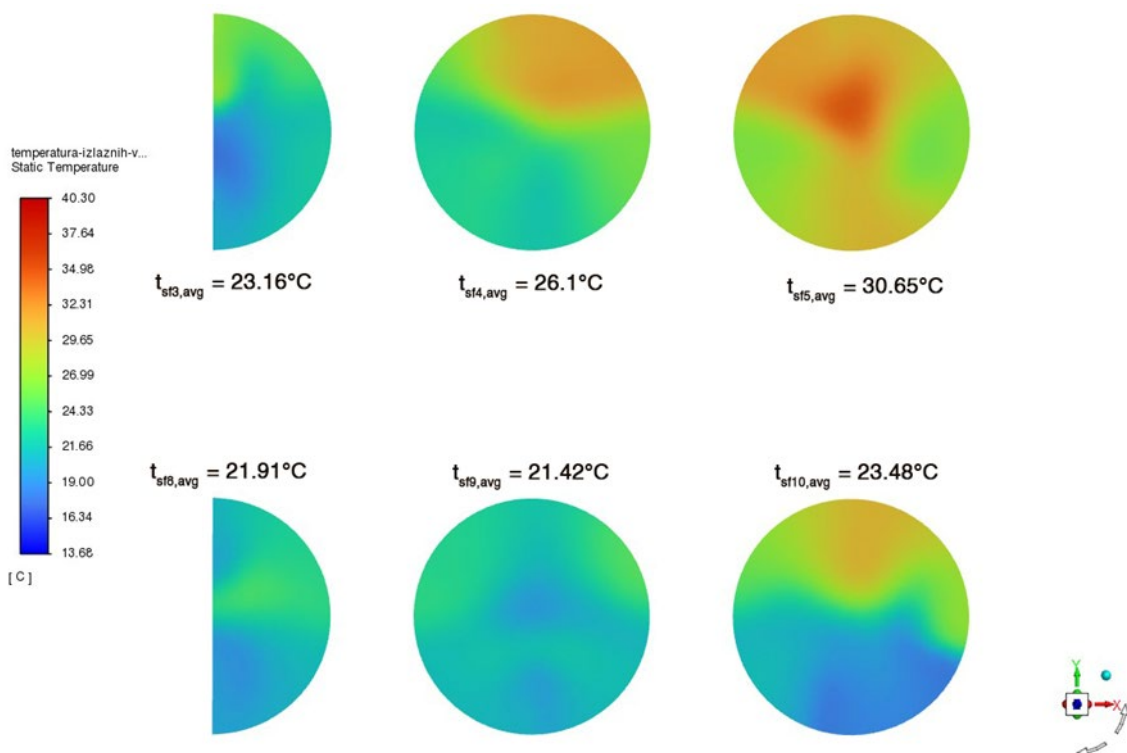
Konture sadržaja vlage i temperature prikazane su na Slici 39. i Slici 40. Neuniforman raspored veličina stanja unutar zračnog kanala rezultat je nekvalitetnog miješanja struja te njihovog razdvajanja na izlazu iz mješališta. Prema [25], odvajanje bi bilo i značajnije u zimskim uvjetima, kada se odvija miješanje s puno većim razlikama temperatura između dobavnog i povratnog zraka nego što je bio slučaj u ovom radu ( $12.3^{\circ}\text{C}$ ). Odvajanje struja nakon mješališta stvara probleme u točnim mjerenjima veličina stanja, a posljedično time i povećava rizik od zamrzavanja opreme. Bolja uniformnost postigla bi se mijenjanjem omjera miješanja, optimizacijom geometrije lopatica zaklopki te geometrije kanala klimatizacijske jedinice. Na Slici 41. i 42. vidljiva je stoga i nejednolika raspodjela temperatura i sadržaja vlage na dobavnim ventilatorima s njihovim uprosječenim vrijednostima.



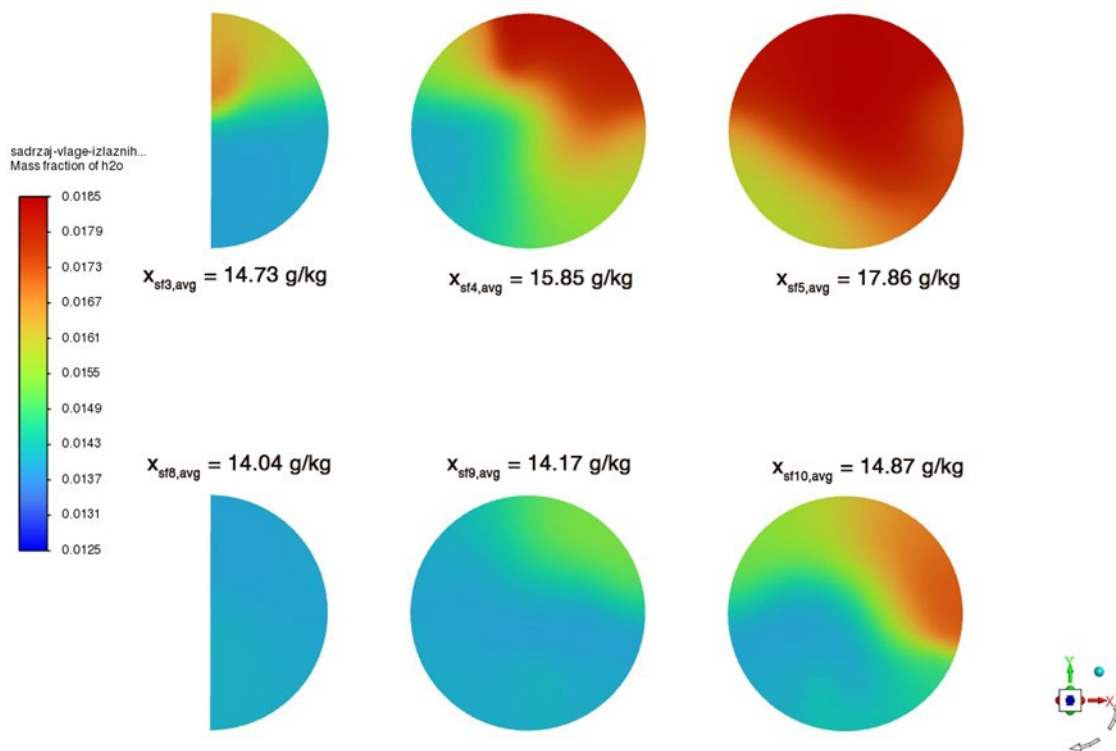
Slika 39. Konture sadržaja vlage u klimatizacijskoj jedinici



Slika 40. Konture temperature u klimatizacijskoj jedinici

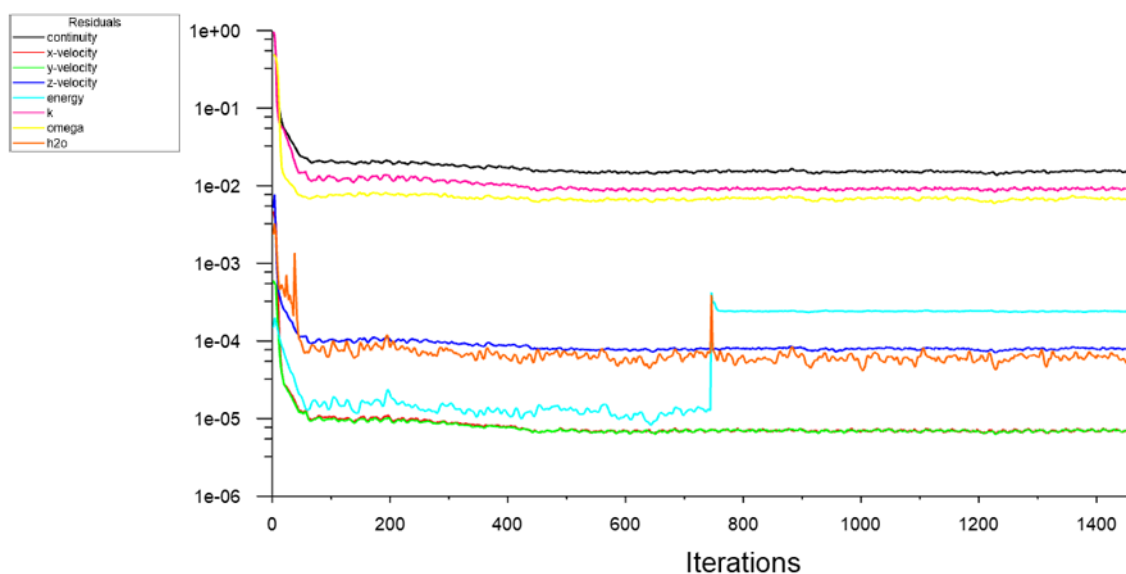


Slika 41. Konture temperature dobavnih ventilatora

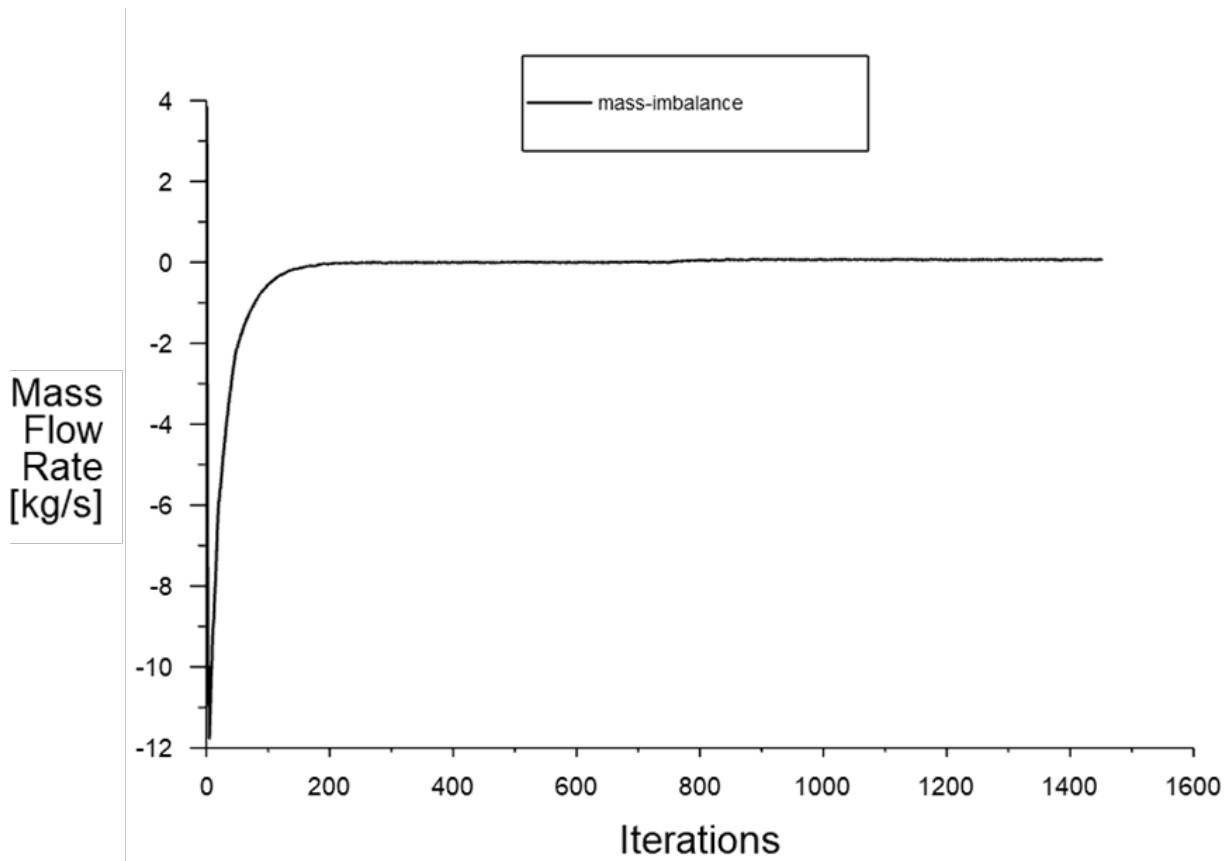


Slika 42. Konture sadržaja vlage dobavnih ventilatora

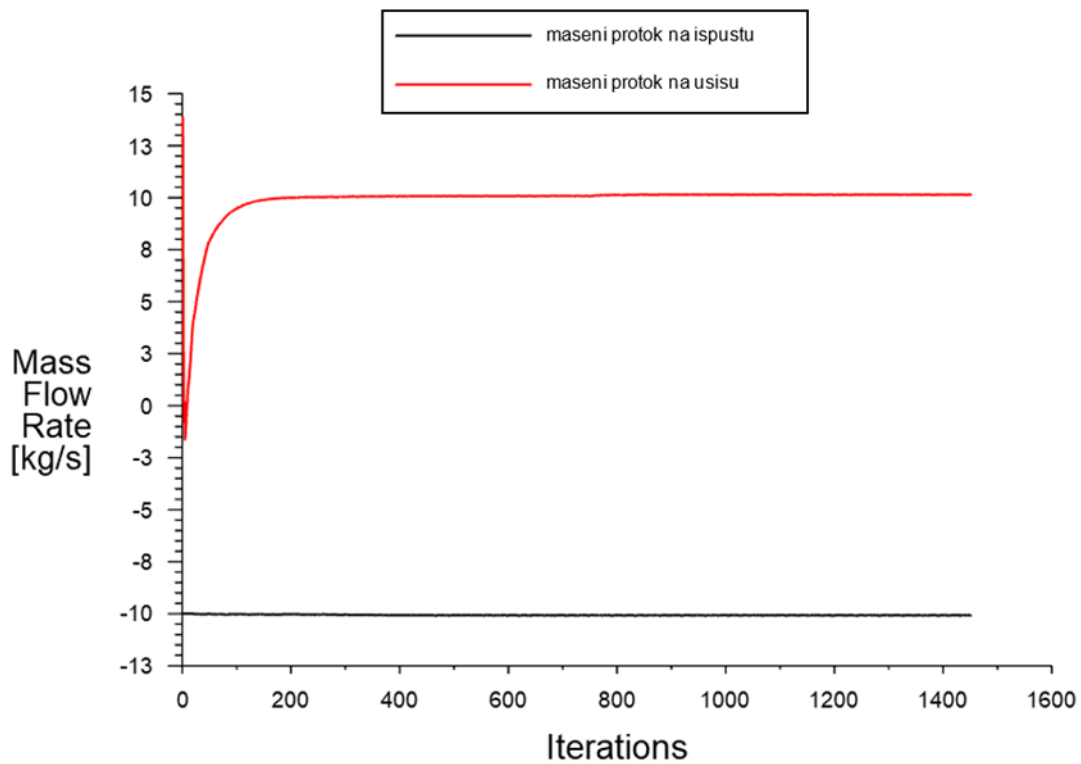
Kretanje reziduala nakon 1452 iteracija prikazano je na Slici 43. i pokazuje da su reziduali kontinuiteta relativno visoki, otprilike  $10^{-1.5}$ . Razlog tome nalazi se u proučavanju parametara toplinske i masene neravnoteže. Vidljivo je na Slici 44. da neravnoteža masenih tokova iščezava nakon otprilike 200 iteracija što je povezano s postizanjem podešenih masenih protoka na rubnim uvjetima ispusta i dobave zraka (Slika 45.). Masena neravnoteža teži u nulu, stoga ne predstavlja problematično područje simulacije.



Slika 43. Kretanje reziduala



Slika 44. Neravnoteža masenih tokova



Slika 45. Maseni protok na ispustu i usisu



Promatrajući toplinsku neravnotežu sustava (Slika 46.) vidljiv je skok u rezidualima energije nakon dodavanja adijabatskog hladnjaka u model (u 745. iteraciji). Takav odziv je očekivan zbog uvođenja modificirane temperature (poglavlje 4.5.3.) u numerički rješavač generalne namjene, a što je glavni razlog visokih reziduala. Implementacijom adijabatskog hladnjaka u model pojavio pozitivan odziv sadržaja vlage (Slika 47.) te negativan odziv temperature (Slika 48.) uz trenutnu konvergenciju vrijednosti, što je očekivano. Temperatura na izlaznim ventilatorima varira 2 – 5°C (Slika 49.), uz vidljiv prikaz pada temperatura uvođenja adijabatskog hladnjaka u model. Sukladno tome jednake oscilacije su primjetne na sadržajima vlage pojedinačnih ventilatora (Slika 50.). Jedna od mogućnosti za smanjenje iznosa oscilacija tih veličina stanja je povećavanje broja ćelija u modelu, a druga je provođenje tranzijentne simulacije koja je računalno puno zahtjevnija. Također, iako to nije bila domena rada, može se zaključiti da bi se zbog dodatne turbulencije u zračnom kanalu neposredno nakon izlaznih centrifugalnih ventilatora postigla veća uniformnost temperatura i sadržaja vlage po presjeku kanala. U svrhu inženjerskih problema ova simulacija je dovoljno točna za prosuđivanje o generalnoj slici strujanja.



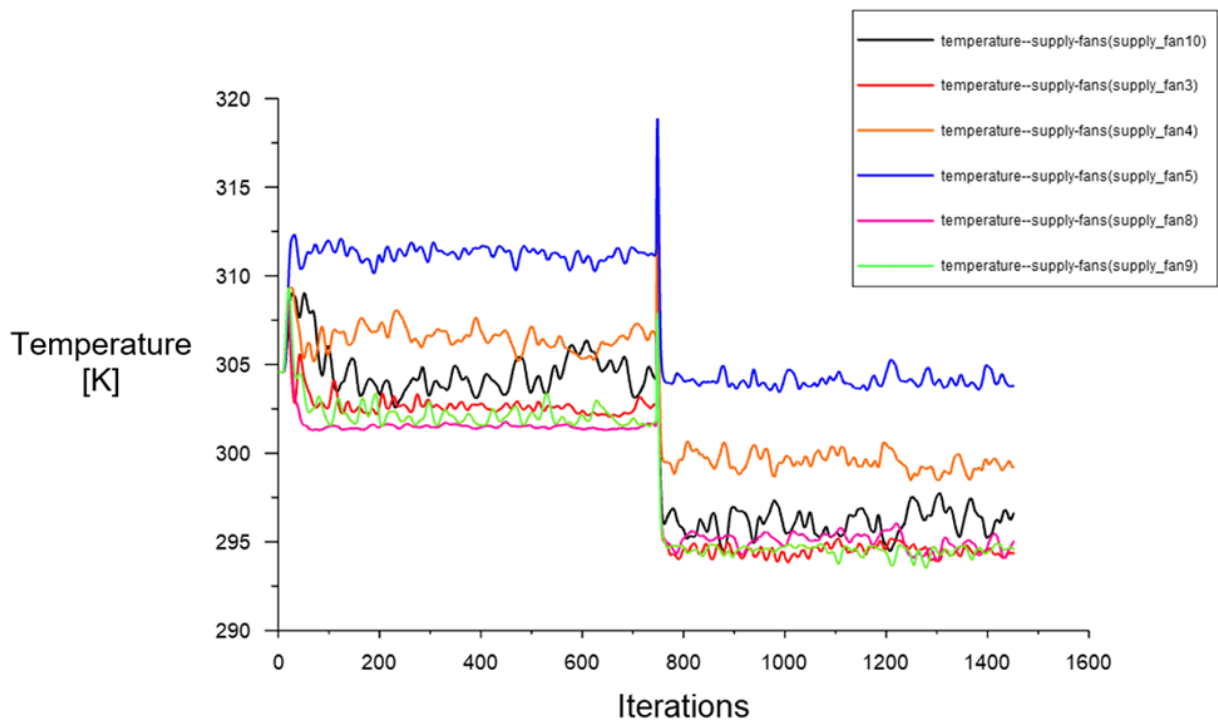
Slika 46. Neravnoteža toplinskih tokova



Slika 47. Odziv sadržaja vlage na izlazu iz hladnjaka



Slika 48. Odziv temperature na izlazu iz hladnjaka



Slika 49. Uprosjecene temperature na izlaznim centrifugalnim ventilatorima



Slika 50. Uprosjeceni sadržaji vlage na izlaznim ventilatorima

Kontura brzina u klimatizacijskoj jedinici prikazana je na Slici 51. Iz rezultata je vidljivo da se maksimalne brzine postižu neposredno nakon izlaza povratne struje zraka iz centrifugalnih ventilatora u predkomoru, pri čemu maksimalna brzina iznosi 18.52 m/s. Na konturi su gornje vrijednosti prikaza brzine ograničene na 15 m/s zbog lakšeg prepoznavanja brzina u nastavku klimatizacijske jedinice. Brzine se povećavaju uz zaklopke zbog smanjenja presjeka te padaju i postižu uniformnost na ulazu u filtere. Brzine na ulazu u adijabatski hladnjak iznose 2.956 m/s što daje grešku od 1.5% u odnosu na očekivanu brzinu od 3 m/s .



*Slika 51. Konture brzine u klimatizacijskoj jedinici*

Na Slici 52. prikazani su vektori brzina (modelirani u poglavlju 4.4.2.) na presjeku sredine centrifugalnih ventilatora. Pad tlaka je prikazan na Slici 53. Vidljivi su padovi tlaka na žaluzini dobavnog zraka, filterskom zidu i hladnjaku sukladni iznosima izračunatim u poglavlju 3.2.



Slika 52. Vektori brzine centrifugalnih ventilatora povratne struje zraka po presjeku



Slika 53. Konture padova tlaka u klimatizacijskoj jedinici

## 6. Zaključak

Svrha ovog rada bila je provesti numeričku simulaciju rada klimatizacijske jedinice, odnosno definirati geometrijski model i rubne uvjete te provesti računalnu simulaciju klimatizacijske jedinice za hlađenje podatkovnog centra. Za stvaranje geometrije klimatizacijske jedinice korišten je CAD program ANSYS SpaceClaim, a za odabir komponenti i veličina stanja zraka korišteni su podatci tvrtke *Vertiv*. Numerička je mreža definirana vodeći računa o zonama od posebnog interesa gdje se mreža dodatno progustila te je konačan broj diskretiziranih elemenata (ćelija) oko 2.5 milijuna zadovoljavajuće kvalitete. U Fluentu su modelirani rubni uvjeti, među kojima su neki zahtijevali dodatne proračune, primjerice, računanje tangencijalne i radijalne komponente brzine te računanje padova tlaka na komponentama jedinice.

Najveći izazov tijekom postavljanja rubnih uvjeta bilo je stvaranje i način implementacije korisnički definiranih funkcija za ANSYS Fluent, a s ciljem što realnijeg opisivanja rada direktnog adijabatskog hlađenja unutar klimatizacijske jedinice. Za pisanje koda funkcija korišten je računalni program Microsoft Visual Studio 2022, pri čemu je napravljena korisnički definirana funkcija koja dodaje izvorni član vlage zoni ćelija direktnog adijabatskog hladnjaka u ovisnosti o karakteristikama dostupnima od proizvođača direktnog adijabatskog hladnjaka *Munters* (model FA6).

Tijekom provođenja simulacije uočen je problem vezan uz postizanje željenih temperatura nakon adijabatskog hladnjaka. Na izlasku iz zone korigirane temperature, vrijednosti su poprimale nekorigirane iznose. Problem je uspješno riješen dodavanjem novog koraka prije uvođenja izvornog člana.

Također, nakon provedbe simulacije primijećena je pojava odvajanja strujanja u mješalištu, a što je čest izazov u modeliranju istog, kao i komponenti na ulazu u mješalište. Pojava odvajanja strujanja postaje izraženija s većim razlikama temperatura miješajućih struja.

Zbog neravnopravne raspodjele promatrane su uprosječene (po presjeku) veličine stanja na izlazu iz adijabatskog hladnjaka i klimatizacijske jedinice. Pri tome je uprosječena temperatura na izlazu iz klimatizacijske jedinice 4.32% niža u odnosu na temperaturu dobivenu prema proračunskom softveru GENESYS proizvođača *Munters*. Uprosječeni sadržaj vlage je postigao još bolju točnost s greškom od 1.59% ispod vrijednosti proizvođača. Greška bi se mogla dodatno smanjiti dodavanjem funkcijskih ovisnosti temperature o stupnju zasićenja i dodatnim definiranjem

prijenosa topline duž evaporativnog bloka, kao i odbacivanjem pretpostavki i simuliranjem s računalno mnogo zahtjevnijim modelima.

## Literatura

- [1] [https://commission.europa.eu/news/green-and-digital-study-shows-technical-and-policy-options-limit-surge-energy-consumption-cloud-and-2020-11-09\\_en](https://commission.europa.eu/news/green-and-digital-study-shows-technical-and-policy-options-limit-surge-energy-consumption-cloud-and-2020-11-09_en)
- [2] <https://www.iea.org/countries/croatia>
- [3] <https://www.politico.eu/article/data-center-energy-water-intensive-tech/>
- [4] <https://www.cisco.com/c/en/us/solutions/collateral/executive-perspectives/annual-internet-report/white-paper-c11-741490.html>
- [5] <https://www.statista.com/statistics/186992/global-derived-electricity-consumption-in-data-centers-and-telecoms/>
- [6] <https://www.statista.com/statistics/633826/worldwide-hyperscale-data-center-numbers/>
- [7] <https://uptimeinstitute.com/2021-data-center-industry-survey-results>
- [8] <https://www.google.com/about/datacenters/efficiency/>
- [9] <https://www.nature.com/articles/s41545-021-00101-w>
- [10] <https://www.nature.com/articles/s41545-021-00101-w>
- [11] <https://www.oecd.org/env/indicators-modelling-outlooks/oecdenvironmentaloutlookto2050theconsequencesofinaction-keyfactsandfigures.htm>
- [12] ASHRAE Datacom Series: Thermal Guidelines for Data Processing Environments, Fifth Edition 2021.
- [13] <https://www.researchgate.net/publication/276846486>
- [14] [https://www.researchgate.net/publication/338918445\\_Integration\\_and\\_development\\_of\\_energy\\_and\\_information\\_network\\_in\\_the\\_Pan-Arctic\\_region](https://www.researchgate.net/publication/338918445_Integration_and_development_of_energy_and_information_network_in_the_Pan-Arctic_region)
- [15] I. Balen, Skripta: Klimatizacija, Dimenzioniranje komponenti GVK sustava i automatska regulacija, Zagreb, 2017.
- [16] [https://www.academia.edu/39715554/A\\_Review\\_of\\_Evaporative\\_Cooling\\_Technologies](https://www.academia.edu/39715554/A_Review_of_Evaporative_Cooling_Technologies)
- [17] <https://www.coolingmedia.com/glasdek/>
- [18] Evaporative Humidifier/Cooler FA6 for AHU's Technical manual



- [19] <https://www.cibsejournal.com/technical/making-the-case-for-evaporative-cooling/>
- [20] Uptime Institute: Data Center Site Infrastructure Tier Standard – Topology, 2018.
- [21] <https://www.enginiasrl.com/en/products/dampers/damper-code-ser-100-by-pass/>
- [22] ANSYS Fluent User's Guide
- [23] Peric, M., Schreck, S., Gerstenberger, A., & Bause, M. (2002). On quality and errors of CFD simulations. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 38(8), 717-735. doi:10.1002/flid.311.
- [24] Antun Galović: *Termodinamika II*; 6. Promijenjeno izdanje, 2014.
- [25] Carling, P., & Zou, Y. (2001). A comparison of CFD-simulations and measurements of the temperature stratification in a mixing box of an air-handling unit. *International Journal of Energy Research*, 25(7), 643–653. doi:10.1002/er.710

## ***PRILOZI***

- I. Kôd korisničko definirane funkcije „UDF1“
- II. Kôd korisničko definirane funkcije „UDF2“
- III. Izraz za korigiranje „Fixed Expression“ temperature

## Prilog I. Kôd korisnički definirane funkcije „UDF1“

```
#include "udf.h"
#include <cmath>

real zone_ID1 = 10519;    /*ID zone ćelija direktnog adijabatskog hladnjaka*/

DEFINE_ADJUST(x1DEC1, d)
{
    #if !RP_HOST
        d = Get_Domain(1);
        Thread *t;
        cell_t c;
        Thread *tfluid = Lookup_Thread(d, zone_ID1);

        thread_loop_c(t, d)
        {
            begin_c_loop_int(c, t)
            {
                C_UDMI(c, t, 1) = C_YI(c, t, 0);
                /*Zapisuje sadržaj vlage u korisnički definiranu memoriju 1*/
            }
            end_c_loop_int(c, t);
        }
    #endif /* !RP_HOST*/
}

DEFINE_ADJUST(Temp1DEC1, d)
{
    #if !RP_HOST
        d = Get_Domain(1);
        Thread *t;
        cell_t c;
        Thread *tfluid = Lookup_Thread(d, zone_ID1);

        thread_loop_c(t, d)
        {
            begin_c_loop_int(c, t)
            {
                C_UDMI(c, t, 2) = C_T(c, t);
                /*Zapisuje temperature u korisnički definiranu memoriju 2*/
            }
            end_c_loop_int(c, t);
        }
    #endif /* !RP_HOST*/
}
```

## Prilog II. Kôd korisnički definirane funkcije „UDF2“

```

#include "udf.h"
#include <cmath>

real zone_ID1 = 10519;    /*ID zone ćelija direktnog adijabatskog hladnjaka*/

DEFINE_SOURCE(decX, c, t, ds, eqn)
{
    real sourceX;        /*Izvorni ćlan sadržaja vlage*/
    real qmw;           /* Maseni protok ishlapljene vode [kg/s] */
    real V;             /* Volumen hladnjaka [m^3] */
    real deltaX = 0.003; /* Źeljena promjena sadržaja vlage [kg(w)/kg(zr)] */
    real massflow = 15; /* Maseni protok zraka kroz hladnjak [m/s]*/
    real eta;          /* Ućinkovitost hladnjaka [-] */

    qmw = deltaX * massflow;
    V = 1.323;

    eta = 1 - 0.0371343 * pow(C_W(c, t), 0.5932);
    /* Karakteristika ućinkovitosti o aksijalnoj brzini w */

    sourceX = eta * (qmw / V);

    return sourceX;
}

DEFINE_ADJUST(x2DEC1, d)
{
    d = Get_Domain(1);
    Thread *t;
    cell_t c;
    Thread *tfluid = Lookup_Thread(d, zone_ID1);

    thread_loop_c(t, d)
    {
        begin_c_loop_int(c, t)
        {
            C_UDMI(c, t, 5) = C_YI(c, t, 0); /*Zapisuje sadžaj vlage nakon
            dodavanja izvornog ćlana u korisnićki definiranu memoriju 5 */
        }
        end_c_loop_int(c, t);
    }
}

```

**Prilog III. Izraz za korigiranje „Fixed Expression“ temperature**

$$\frac{(\text{UDM}(\text{udm} = \text{'udm-2'}) * 1.005 \text{ [K]} + \text{UDM}(\text{udm} = \text{'udm-1'}) * 2500 \text{ [K]} + \text{UDM}(\text{udm} = \text{'udm-1'}) * \text{UDM}(\text{udm} = \text{'udm-2'}) * 1.93 \text{ [K]} - \text{UDM}(\text{udm} = \text{'udm-5'}) * 2500 \text{ [K]})}{(1.005 + \text{UDM}(\text{udm} = \text{'udm-5'}) * 1.93)}$$