

SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

Lino Kocijel

**PRILOG ISTRAŽIVANJU UTJECAJA  
PROCESNIH I GEOMETRIJSKIH PARAMETARA NA  
TEMPERATURNU STRATIFIKACIJU I  
UČINKOVITOST AKUMULACIJSKOGA SPREMNIKA  
OSJETNE TOPLINE VELIKOGA VOLUMENA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2022.



SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

Lino Kocijel

**PRILOG ISTRAŽIVANJU UTJECAJA  
PROCESNIH I GEOMETRIJSKIH PARAMETARA NA  
TEMPERATURNU STRATIFIKACIJU I  
UČINKOVITOST AKUMULACIJSKOGA SPREMNIKA  
OSJETNE TOPLINE VELIKOGA VOLUMENA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

MENTOR: Izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Rijeka, 2022.





UNIVERSITY OF RIJEKA  
FACULTY OF ENGINEERING

Lino Kocijel

**CONTRIBUTION TO THE RESEARCH OF THE  
INFLUENCE OF PROCESS AND GEOMETRIC  
PARAMETERS ON TEMPERATURE STRATIFICATION  
AND EFFICIENCY OF LARGE VOLUMETRIC  
SENSIBLE HEAT STORAGE TANK**

DOCTORAL THESIS

MENTOR: Assoc. Prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Rijeka, 2022.

Mentor doktorske disertacije: Izv. prof. dr. sc. Vladimir Glažar

Doktorska disertacija obranjena je dana \_\_\_\_\_ u/na

---

pred povjerenstvom u sastavu:

1. \_\_\_\_\_
2. \_\_\_\_\_
3. \_\_\_\_\_
4. \_\_\_\_\_
5. \_\_\_\_\_



*Posuećeno Miljani i Valeriji*



## **SAŽETAK**

Daljinsko grijanje sastavni je dio budućih „pametnih“ energetskih sustava, te u kombinaciji s ostalim tehnologijama kojima se stvara ušteda energije osigurava značajnu dobit za čovječanstvo i okoliš. Sustavi daljinskog grijanja četvrte generacije imati će značajnu ulogu u budućim održivim energetskim sustavima, s ciljem smanjenja uvoza fosilnih goriva u zemljama EU. Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline velikog volumena sastavni su dio tih sustava te pozitivno utječu na dinamičke karakteristike sustava daljinskog grijanja.

Istraživanje utjecaja geometrijskih i procesnih parametara na temperaturnu stratifikaciju, širinu termoklina, toplinske gubitke, toplinsku i financijsku učinkovitost stratifikacijskih akumulacijskih spremnika osjetne topline velikoga volumena i pada tlaka u radijalnom pločastom difuzoru numeričkim metodama, daje znanstveni doprinos izučavanju toplinskih i hidrauličkih pojava unutar spremnika i difuzora.

Istraživanje utjecaja geometrijskih i procesnih parametara na toplinske i hidrauličke pojave unutar spremnika i difuzora provedeno je za akumulacijski stratifikacijski spremnik osjetne topline velikog volumena koji se koristi za komunalno daljinsko grijanje velikih gradova, te akumulacijske stratifikacijske spremnike koji se koriste za akumulaciju otpadne topline u industriji nafte. Analizirana je prenamjena dva spremnika teškog loživog ulja u akumulacijske spremnike topline. Pored analize utjecaja geometrije difuzora na temperaturnu stratifikaciju i toplinsku učinkovitost, analiziran je i utjecaj na pad statičkog i ukupnog tlaka unutar gornjeg ulaznog difuzora kao jednog od najvažnijih elemenata akumulacijskog spremnika. U doktorskoj disertaciji također su navedeni potrebni dijelovi i uređaji za neometan rad spremnika, te je shematski prikazan njihov smještaj na samom spremniku.

Validacija matematičkih modela provedena je usporedbom rezultata numeričkih simulacija sa eksperimentalnim podacima mjerenja uzetim iz literature i podacima dobivenih mjerenjem na akumulacijskom spremniku osjetne topline koji se nalazi u TE-TO Zagreb. Kvaliteta dobivenih rezultata i točnost predikcije omogućava uvid u funkcijsku ovisnost temperature i pada tlaka o geometrijskim i procesnim parametrima akumulacijskog spremnika i radijalnog pločastog difuzora.

**Ključne riječi:** Numerička analiza, akumulacijski spremnik osjetne topline velikog volumena, termoklin, temperaturna stratifikacija, geometrijski i procesni parametri, pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru

## **ABSTRACT**

District heating is an integral part of future smart energy systems, and in combination with other technologies that create energy savings, it provides significant benefits for humanity and the environment. Fourth-generation district heating systems will play a significant role in future sustainable energy systems, with the aim of reducing fossil fuel imports in EU countries. Large volumetric stratified sensible heat storage tanks are an integral part of these systems and ensure optimal solution of the dynamic characteristics of district heating systems.

Research by numerical methods of the influence of geometric and process parameters on temperature stratification, thermocline width, heat losses, thermal and financial efficiency of large volumetric stratified sensible heat storage tanks and pressure drop in radial plate diffuser, gives scientific contribution to the study of thermal and hydraulic phenomena inside tank and diffuser.

Research of geometric and process parameters on thermal and hydraulic phenomena inside tank and diffuser was done for large volumetric stratified sensible heat storage tanks used for municipal district heating, and heat storage tanks used for waste heat storage in the oil industry. The conversion of two tanks of heavy fuel oil into heat storage tanks was analyzed. In addition to analyzing the influence of diffuser geometry on temperature stratification and thermal efficiency, the influence on the static and total pressure drop inside the upper inlet diffuser as one of the most important elements of heat storage tank was also analyzed. The doctoral thesis bring up the necessary parts and devices for the smooth tank operation too, and their location on heat storage tank is schematically shown.

Validation of mathematical models was performed by comparing the results of numerical simulations with experimental measurement data taken from the literature and data obtained by measurement on the sensible heat storage tank located in TPP-HP Zagreb. The quality of the obtained results and accuracy of the prediction provide insight into the functional dependence of temperature and pressure drop on the geometric and process parameters of the heat storage tank.

**Keywords:** Numerical analysis, thermal energy accumulation, thermocline, large volumetric stratified sensible heat storage tank, geometric and process parameters, pressure drop in radial plate diffuser

# SADRŽAJ

SAŽETAK .....	X
ABSTRACT .....	XI
<b>1 UVOD .....</b>	<b>1</b>
1.1 PREGLED LITERATURE I ISTRAŽIVANJA U PODRUČJU AKUMULACIJSKIH STRATIFIKACIJSKIH SPREMNIKA OSJETNE TOPLINE .....	2
1.2 PREGLED LITERATURE I ISTRAŽIVANJA U PODRUČJU DIFUZORA AKUMULACIJSKIH STRATIFIKACIJSKIH SPREMNIKA OSJETNE TOPLINE .....	6
1.3 HIPOTEZA RADA.....	12
1.4 OPIS ISTRAŽIVANJA.....	12
1.5 OČEKIVANI ZNANSTVENI DOPRINOS.....	12
1.6 STRUKTURA RADA .....	13
<b>2 AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMNIK OSJETNE TOPLINE VELIKOG VOLUMENA.....</b>	<b>14</b>
2.1 GLAVNI DIJELOVI AKUMULACIJSKOG STRATIFIKACIJSKOG SPREMNIKA OSJETNE TOPLINE VELIKOG VOLUMENA .....	15
2.2 INSTALACIJA U KOGENERACIJSKO POSTROJENJE I PRINCIP DJELOVANJA AKUMULACIJSKOG STRATIFIKACIJSKOG SPREMNIKA OSJETNE TOPLINE .....	17
2.3 MATEMATIČKI IZRAZI ZA ODREĐIVANJE UČINKA AKUMULACIJSKIH STRATIFIKACIJSKIH SPREMNIKA OSJETNE TOPLINE .....	18
2.3.1 Širina termoklina .....	18
2.3.2 Procjena valjanosti pola ciklusa .....	20
2.3.3 Froude-ov broj .....	20
<b>3 AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMNIK OSJETNE TOPLINE ZA KOMUNALNO DALJINSKO GRIJANJE VELIKIH GRADOVA.....</b>	<b>22</b>
3.1 INTEGRACIJA KOMUNALNOG DALJINSKOG GRIJANJA U PAMETNE ENERGETSKE SUSTAVE I PRIJELAZ U ČETVRTU GENERACIJU DALJINSKOG GRIJANJA .....	22
3.2 AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMNIK OSJETNE TOPLINE U PAMETNIM ENERGETSKIM SUSTAVIMA I U SUSTAVIMA DALJINSKOG GRIJANJA ČETVRTE GENERACIJE.....	25
3.3 UTJECAJ GEOMETRIJSKIH I PROCESNIH PARAMETARA NA TEMPERATURNU STRATIFIKACIJU .....	27
3.4 MATEMATIČKI MODEL I NUMERIČKI POSTUPAK.....	27
3.4.1 Domena numeričkog modela .....	27
3.4.2 Jednadžbe očuvanja .....	30
3.4.3 Numeričko rješenje.....	31
3.5 VALIDACIJA MATEMATIČKOG MODELA .....	31
3.5.1 Utjecaj gustoće mreže na numeričko rješenje.....	32
3.5.2 Definiranje vremenskog koraka numeričkog proračuna .....	34
3.5.3 Validacija matematičkog modela kod niskog protoka vode .....	34
3.5.4 Usporedba rezultata numeričkog proračuna s rezultatima iz literature .....	35
3.6 ANALIZA REZULTATA NUMERIČKOG PRORAČUNA.....	36
3.6.1 Utjecaj oblika spremnika i količine protoka na kvalitetu temperaturne stratifikacije.....	36
3.6.2 Utjecaj razlike temperature toplije i hladnije vode na kvalitetu temperaturne stratifikacije .....	38
3.6.3 Utjecaj udaljenosti difuzora od vrha spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije.....	40



3.6.4	Analiza početka stvaranja termoklina za različite geometrijske parametre gornjeg difuzora u procesu punjenja akumulacijskog spremnika.....	41
3.6.5	Proračun i utjecaj debljine toplinske izolacije na kvalitetu temperaturne stratifikacije.....	49
3.6.5.1	Empirijski matematički model prema konstantnoj temperaturi vode u spremniku.....	49
3.6.5.2	Utjecaj godišnjeg doba i smanjenja debljine izolacije na toplinske gubitke.....	51
3.6.5.3	Utjecaj smanjenja debljine izolacije na temperaturnu stratifikaciju u spremniku.....	55
3.6.5.4	Financijska analiza smanjenja debljine izolacije.....	56
3.7	TOPLINSKA UČINKOVITOST AKUMULACIJSKOG STRATIFIKACIJSKOG SPREMNIKA OSJETNE TOPLINE ZA DALJINSKO GRIJANJE VELIKIH GRADOVA.....	56
3.7.1	Mjerenja procesnih parametara akumulacijskog spremnika topline u TE-TO Zagreb tijekom procesa punjenja i pražnjenja.....	58
3.7.2	Validacija matematičkog modela.....	62
3.7.3	Utjecaj geometrijskih i procesnih parametara na toplinsku učinkovitost.....	64
3.7.3.1	Utjecaj promjera difuzora na učinkovitost procesa pražnjenja.....	65
3.7.3.2	Utjecaj razmaka između prednje i stražnje ploče difuzora na učinkovitost procesa pražnjenja.....	68
3.7.3.3	Utjecaj količine protoka na učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja.....	72
3.7.3.4	Zaključak.....	73
<b>4</b>	<b>PRENAMJENA SPREMNIKA TEŠKOG LOŽIVOG ULJA U AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMIK OTPADNE OSJETNE TOPLINE U INDUSTRIJI NAFTE.....</b>	<b>74</b>
4.1	ISKORIŠTENJE OTPADNE TOPLINE IZ INDUSTRIJE NAFTE U SUSTAVIMA DALJINSKOG GRIJANJA.....	74
4.2	UTJECAJ GEOMETRIJSKIH I PROCESNIH PARAMETARA NA PAD TLAKA UNUTAR RADIJALNOG PLOČASTOG DIFUZORA AKUMULACIJSKOGA SPREMNIKA.....	75
4.2.1	Fizikalni model i domena proračuna.....	77
4.2.1	Označavanje modela i prezentacija rješenja.....	79
4.2.2	Matematički model i umrežavanje domene.....	80
4.2.3	Validacija matematičkog modela.....	80
4.2.3.1	Umrežavanje domene numeričkog modela.....	83
4.2.3.2	Utjecaj gustoće mreže i vrijednosti $y^+$ na numeričko rješenje.....	85
4.2.3.3	Validacija modela pada tlaka kroz ulaznu cijev radijalnih ventila kompresora.....	85
4.2.3.4	Validacija modela pada tlaka kroz radijalne ventile.....	87
4.2.3.4.1	Radijalni ventil bez skošenja.....	87
4.2.3.4.2	Radijalni ventil sa skošenjem.....	90
4.2.4	Pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru.....	91
4.2.4.1	Modeliranje pada tlaka u ulaznoj cijevi radijalnog pločastog difuzora.....	92
4.2.4.2	Utjecaj $y^+$ i $y^*$ vrijednosti na numeričko rješenje.....	92
4.2.4.3	Pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru s konusnim elementom.....	93
4.2.4.4	Pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru sa zakrivljenim elementom.....	97
4.2.4.5	Utjecaj brzine vode kroz ulaznu cijev na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru.....	100
4.2.4.6	Utjecaj udaljenosti prednje i stražnje ploče na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru.....	105
4.2.4.7	Utjecaj promjene promjera prednje i stražnje ploče na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru.....	106
4.2.5	Ukupni i najveći statički pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru.....	107
4.2.6	Utjecaj geometrijske sličnosti modela na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru.....	108
4.3	UTJECAJ GEOMETRIJSKIH I PROCESNIH PARAMETARA NA TEMPERATURNU STRATIFIKACIJU I TOPLINSKU UČINKOVITOST AKUMULACIJSKOGA STRATIFIKACIJSKOGA SPREMNIKA OTPADNE OSJETNE TOPLINE U INDUSTRIJI NAFTE.....	110
4.3.1	Matematički model i numerički postupak.....	110
4.3.2	Validacija matematičkog modela.....	113
4.3.2.1	Utjecaj gustoće mreže na numeričko rješenje.....	114
4.3.2.2	Definiranje vremenskog koraka numeričkog proračuna.....	115

4.3.2.3	Validacija matematičkog modela .....	116
4.3.2.4	Proces punjenja/praznjenja akumulacijskog spremnika kod $\Delta T=8$ i $\Delta T=33$ °C .....	118
4.3.3	<i>Prenamjena spremnika teškog loživog ulja i analiza stvaranja temperaturne stratifikacije duž visine akumulacijskog spremnika .....</i>	<i>119</i>
4.3.3.1	Analiza rezultata Spremnika 1 .....	121
4.3.3.2	Analiza rezultata Spremnika 2 .....	122
4.3.3.3	Učinkovitost procesa praznjenja Spremnika 1 i Spremnika 2 kod izlazne temperature 96 °C 123	
<b>5</b>	<b>ZAKLJUČAK .....</b>	<b>125</b>
<b>6</b>	<b>POPIS LITERATURE.....</b>	<b>129</b>
	LISTA SIMBOLA .....	139
	Latinični simboli .....	139
	Grčki simboli.....	140
	LISTA KRATICA.....	141
	LISTA SLIKA.....	142
	LISTA TABLICA.....	148
	PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI .....	150

## **1 UVOD**

Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline sastavni su dio različitih tipova energetskih postrojenja kao što su: rashladna postrojenja za klimatizaciju i ventilaciju zgrada [1], trigeneracijska postrojenja za proizvodnju električne, toplinske i rashladne energije [2], kogeneracijska postrojenja koja se integriraju s obnovljivim izvorima energije [3], itd. Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline koji se ugrađuju u sustave daljinskog grijanja doprinose optimiziranom radu kogeneracijskog postrojenja [4]. Prednosti korištenja sustava za akumulaciju energije u bilo kojem energetskom sustavu su povećana učinkovitost i pouzdanost sustava, što rezultira uštedom troškova, smanjenju ulaganja i tekućih troškova, te smanjenju onečišćenja okoliša, tj. smanjenju emisije ugljičnog dioksida (CO<sub>2</sub>) [5].

Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline velikog volumena čiji je utjecaj geometrijskih i procesnih parametara na temperaturnu stratifikaciju unutar spremnika i toplinsku učinkovitost istraživan u ovom radu, građevine su cilindričnog oblika u kojima se akumulira toplinska energija pohranjena u mediju koji struji kroz njih. Radni medij razmatran u ovom doktorskom radu je voda i akumulirana energija je toplinska. Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline s vodom kao radnim medijem rade na principu već spomenute temperaturne stratifikacije. Temperaturna stratifikacija je pojava kada se toplija voda zadržava iznad hladnije vode zbog svoje manje gustoće. Taj prirodni fenomen omogućuje akumuliranje toplinske energije i rad spremnika u dva režima rada: punjenje i pražnjenje.

U režimu punjenja topla voda počinje ulaziti u spremnik kroz gornji difuzor i počinje se miješati s hladnijom vodom koja se nalazi u spremniku. Količina tople vode koja ulazi u spremnik ista je količini hladne vode koja istovremeno izlazi iz spremnika. Nakon nekog vremena, pri vrhu spremnika (gornja razina vode) počinje se akumulirati topla voda zbog svoje manje gustoće. Kada topla voda počne izlaziti iz donjeg difuzora spremnik je u potpunosti ispunjen toplom vodom i proces punjenja spremnika se prekida. Treba napomenuti da procesi punjenja i pražnjenja spremnika ovise o režimu rada postrojenja u kojem su instalirani, godišnjem dobu, vrsti potrošača toplinske energije itd. i ne moraju trajati do potpune ispunjenosti ili ispražnjenosti spremnika topline. Proces pražnjenja spremnika je obrnuti proces.

Kako u literaturi nije pronađeno istraživanje temperaturne stratifikacije na spremnicima velikog volumena, već su istraživanja rađena samo na spremnicima malih volumena (skladištenje sunčeve energije i kućna uporaba) i spremnicima rashladne energije, naglasak istraživanja je na usporedbi samog stvaranja i kvaliteti temperaturne stratifikacije u velikim i malim spremnicima, odnosno istraživanju utjecaja različitih sila koje djeluju na temperaturnu stratifikaciju u tim spremnicima. U sklopu istraživanja, u radu su predstavljena dva različita načina primjene akumulacijskih spremnika za koje nije pronađena nikakva relevantna literatura.

Jedan od najbitnijih elemenata akumulacijskih spremnika su difuzori koji služe za raspršivanje vode pri ulasku u spremnik, smanjuju turbulenciju vode, pri čemu strujanje koje stvaraju omogućuje visokokvalitetnu temperaturnu stratifikaciju u spremniku [6].

Uz istraživanje utjecaja položaja difuzora u spremniku na temperaturnu stratifikaciju, širinu termoklina i toplinsku učinkovitost, istraživani su i utjecaji geometrijskih parametara na pad tlaka u difuzoru što predstavlja vrlo bitan parametar u određivanju maksimalne temperature vode u spremniku, koja dalje određuje ekonomsku učinkovitost spremnika te daje osnovu za daljnja istraživanja pojave kavitacije u difuzoru.

### **1.1 Pregled literature i istraživanja u području akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline**

Akumuliranje toplinske energije je tehnologija kojom se omogućuje da se toplinska energija pohranjena u radnom mediju može kasnije koristiti za grijanje, hlađenje ili generiranje energije [7]. U svijetu se sve više ulaže u obnovljive izvore energije, stoga je i sve češća integracija kogeneracijskih postrojenja i obnovljivih izvora s akumulacijom topline [8-11]. Akumulacijski spremnici rashladne energije igraju značajnu ulogu u očuvanju raspoložive energije, poboljšanju njezine uporabe i ispravljanju neusklađenosti između ponude i potražnje. Obično se punjenje rashladnih sustava odvija noću, kada je vanjska temperatura relativno niža od one tijekom dana. Stoga ti sustavi koriste manje energije tijekom razdoblja punjenja, što poboljšava učinkovitost sustava. Također takvi sustavi uravnotežuju potrošnju energije između vršnih perioda (tijekom dana) i off-peak sati (tijekom noći) [12]. Većina država SAD-a provodi politiku kojoj je cilj povećanje obnovljivih izvora energije [13]. Zbog periodične prirode vjetra i sunčevog zračenja, nekoliko je država usvojilo politiku koja podržava akumuliranje energije. Akumulirana energija se koristi u razdobljima neusklađenosti između proizvodnje i potrošnje električne energije. Budući da se objekti sve više klimatiziraju, akumuliranje u obliku toplinske ili rashladne energije je atraktivna alternativa tehnologijama za akumuliranje električne energije. Strategije akumuliranja topline u kombiniranim postrojenjima za proizvodnju rashladne, toplinske i električne energije bazirane su ili prema stanju u akumulacijskom spremniku ili prema potražnji toplinske ili električne energije.

Zheng C.Y. i ostali u [14] predlažu novu strategiju akumulacije topline uzimajući u obzir potražnju za električnom i toplinskom energijom, kao i trenutno stanje u spremniku. Rezultati pokazuju da nova strategija značajno unapređuje karakteristike trigeneracijskog sustava u usporedbi s tradicionalnim strategijama. Pomoću nove strategije postiže se potpuna iskorištenost kapaciteta jedinice za proizvodnju električne energije i toplinskog akumulacijskog spremnika. Također se poboljšanje sustava ostvaruje u ekonomskim, energetskim i okolišnim aspektima. Pregled literature u području stratifikacijskih spremnika toplinske energije pokazuje da se istraživanje fokusiralo na spremnike vrlo malih volumena, odnosno spremnike za akumulaciju sunčeve energije (kućna uporaba) [15].

Unutar spremnika volumena  $0,24 \text{ m}^3$  postavljene su četiri različite ploče (prepreke) na četiri različite udaljenosti (100, 200, 300, 400 mm) od dna spremnika [16]. Konstantni protok tijekom pokusa postavljen je na 4 l/min. Okolna temperatura iznosila je približno  $24 \text{ }^\circ\text{C}$ . Temperatura unutar spremnika iznosila je  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ , a ulazna temperatura iznosila je  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ . Eksperimenti su trajali 120 minuta. Upotrebom ploča unutar spremnika omogućena je bolja temperaturna stratifikacija nego u slučaju bez ploča jer je ploča djelovala kao protočna i toplinska barijera. Najveći stupanj toplinske stratifikacije postignut je s pločom 200 mm udaljenom od dna spremnika.

Numeričko modeliranje i optimizacija temperaturne stratifikacije u dva različita spremnika volumena 0,384 i 0,1 m<sup>3</sup> namijenjena za kućnu uporabu predstavljena je u [17]. Svrha istraživanja je numeričko modeliranje i proučavanje utjecaja položaja ravne ploče unutar vertikalnog spremnika u procesu punjenja spremnika na poboljšanje temperaturne stratifikacije unutar spremnika.

Numeričkim modelom istraživane su toplinske pojave unutar cilindričnog spremnika tople vode volumena 150 litara [18]. Trodimenzionalni model računalne dinamike fluida (en. Computational fluid dynamics, CFD) izveden je korištenjem komercijalnog softverskog paketa *Fluent*. Rezultati simulacije poslužili su za analizu karakteristike protoka i razvoja temperaturne stratifikacije tijekom procesa punjenja i pražnjenja spremnika. Kasnije je studija dodatno proširena kako bi se ispitao učinak položaja spremnika (vodoravno / okomito) na karakteristike sustava.

Da bi se utvrdio utjecaj oblika spremnika, kuta instalacije i apsorbiranog toplinskog toka na temperaturnu stratifikaciju u integriranom sustavu kolektor-akumulacijski solarni grijači vode, izvedena je numerička simulacija toplinske konvekcije u spremnicima različitih oblika volumena od 75 litara [19]. Vidljivo je da se u spremnicima istog relativnog volumena i različitih oblika gdje količina cirkulacije varira više puta, stabilnost temperaturne stratifikacije tijekom zagrijavanja spremnika ne mijenja.

Sun i ostali [20] proveli su eksperiment kojim su istraživali utjecaj velike temperaturne razlike na toplinsku stratifikaciju u spremniku volumena 88 m<sup>3</sup>. Postignuto je dobro podudaranje između rezultata mjerenja i rezultata dobivenih matematičkim modelom. Utvrđeno je da povećanje temperaturne razlike između toplije i hladnije vode uzrokuje povećanje širine termoklina. Također, širina termoklina raste s povećanjem ulaznog Reynolds-ovog broja.

U svrhu određivanja utjecaja brzine ulazne vode (0,5-0,6 cm/s), omjera visine i promjera spremnika (1-3,778) i temperaturne razlike (10, 40 i 80 °C) između temperature ulazne i vode koja se nalazi u spremniku na miješanje i stvaranje termoklina, proces punjenja simuliran je na pet idealno izoliranih geometrija spremnika koji koriste vodu kao radni medij [21]. Volumen spremnika je 0,0173 m<sup>3</sup>. Rezultati pokazuju da se temperaturna stratifikacija povećava s povećanjem temperaturne razlike između toplije i hladnije vode, manjim ulaznim brzinama i većim omjerima visine i promjera.

Radi analiziranja utjecaja geometrije spremnika i procesnih parametara na temperaturnu stratifikaciju u akumulacijskim spremnicima topline, numeričkim metodama simulirano je sedam trodimenzionalnih modela u [22]. Stupanj kvalitete temperaturne stratifikacije u svakom modelu kvantificiran je korištenjem eksergijske analize. Volumen spremnika je 0,245 m<sup>3</sup>. Rezultati su pokazali da povećanje omjera između visine i promjera spremnika pozitivno utječe na temperaturnu stratifikaciju. Preporučeni omjer je 5. Visoki ulazni/izlazni protoci vode uzrokuju snažne mlazove koji udaraju u stijenku spremnika što negativno djeluje na temperaturnu stratifikaciju tako da povratni val uništava kreirani temperaturni sloj. Kada se maseni protok poveća s 0,05 kg/s na 0,1 kg/s dolazi do smanjenja razine toplinske stratifikacije za 32,46 %, a kada se maseni protok dodatno poveća na 0,15 kg/s dolazi do smanjenja stupnja temperaturne stratifikacije za 77,85 %. Iz tog razloga ulazni/izlazni maseni protoci moraju biti što niži da bi se miješanje svelo na najmanju moguću mjeru. Povećanje udaljenosti ulaza odnosno izlaza vode iz spremnika (difuzora) od vrha odnosno dna spremnika negativno utječe na stupanj temperaturne stratifikacije. Kada se ulaz/izlaz pomakne za 150 mm od vrha/dna spremnika, dolazi do smanjenja stupnja temperaturne stratifikacije za 28,01 % i kada se ulaz/izlaz dalje pomakne

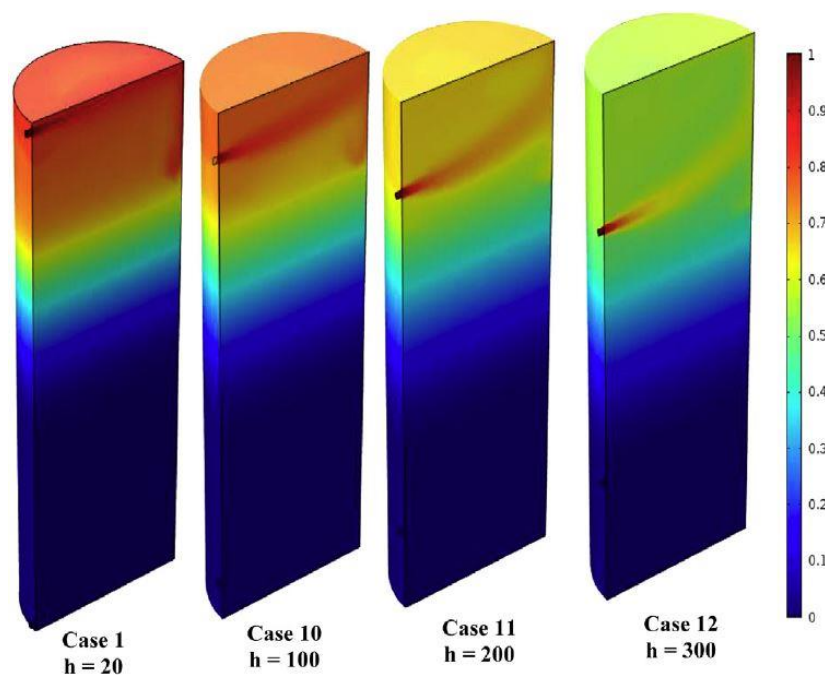
u položaj udaljen 300 mm od vrha/dna spremnika, dolazi do smanjenja razine toplinske stratifikacije za 72,26 %.

U radu [23], s ciljem povećanja učinkovitosti akumulacijskog spremnika topline, istraživao je utjecaj geometrijskih parametara na eksergijsku učinkovitost. Pomoću metoda računalne dinamike fluida simuliran je prolaz vode kroz 2D model spremnika rashladne topline. Istraživao je utjecaj omjera visine i promjera spremnika, promjera ulaza i izlaza, pozicije ulaza i izlaza s obzirom na vrh odnosno dno spremnika te kuta ulaza na temperaturnu stratifikaciju u spremniku volumena  $0,1 \text{ m}^3$ . Povećanje omjera između visine i promjera spremnika smanjuje širinu termoklina i samim tim povećava učinkovitost akumulacijskog spremnika. Smanjenje promjera ulaza i izlaza vode u spremnik smanjuje inicijalno miješanje unutar spremnika, pa se temperaturna stratifikacija događa brže, što dovodi do veće učinkovitosti rada spremnika. Približavanjem ulaza/izlaza vode ka vrhu odnosno dnu spremnika smanjuje se početno trajanje miješanja, pa se u spremniku pojavljuje uži prijelazni sloj što na kraju dovodi do bolje temperaturne stratifikacije. Povećanje kuta ulaznog otvora pospješuje formiranje temperaturne stratifikacije, što dovodi do razvoja užeg termoklina te bolje eksergijske učinkovitosti spremnika.

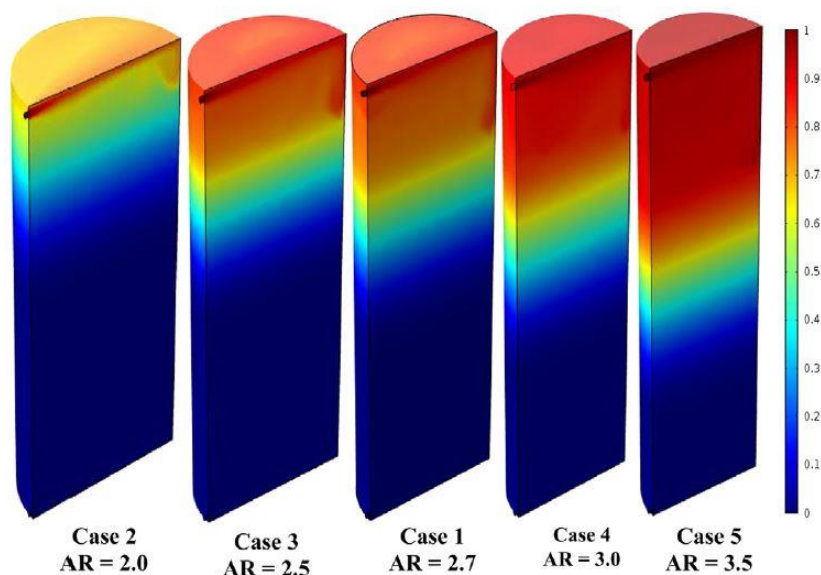
Rezultati trodimenzionalnih (3D) nestacionarnih računalnih numeričkih simulacija pomoću kojih se istraživao utjecaj nekoliko geometrijskih i procesnih parametara tijekom procesa punjenja akumulacijskih spremnika topline volumena  $0,1832\text{-}0,3343 \text{ m}^3$  na ponašanje protoka, kvalitetu temperaturne stratifikacije i učinkovitost spremnika topline instaliranih u sustav za akumulaciju sunčeve toplinske energije prikazani su u [24]. Parametri razmatrani u ovom radu su omjer između visine i promjera spremnika, pozicija ulaza i izlaza vode s obzirom na vrh odnosno dno spremnika, protok vode, razlika između temperatura ulazne i vode koja se nalazi u spremniku. Rezultati pokazuju da za fiksnu visinu spremnika najbolju temperaturnu stratifikaciju postiže spremnik s omjerom visine i promjera 3,5. Povećanje protoka negativno je utjecalo na temperaturnu stratifikaciju dok je povećanje temperaturne razlike pozitivno djelovalo na temperaturnu stratifikaciju.

Na Sl. 1.1. prikazan je utjecaj položaja gornjeg difuzora na temperaturnu stratifikaciju u spremniku malog volumena. Iz numeričkog modela jasno se može očitati kako udaljavanje gornjeg difuzora od vrha spremnika negativno utječe na temperaturnu stratifikaciju. Također, na Sl. 1.2. može se vidjeti utjecaj povećanja omjera između visine i promjera spremnika uz zadržavanje iste visine spremnika na temperaturnu stratifikaciju. U spremniku s najvećim omjerom visine i promjera spremnika postiže se najbolja stratifikacija.

Samo nekoliko autora istraživalo je akumulacijske stratifikacijske spremnike topline većeg volumena ( $1750 \text{ m}^3$ ) [25-26]. Streckiene i ostali usporedili su dva simulacijska modela pomoću kojih su opisivali temperaturnu stratifikaciju unutar akumulacijskog spremnika izgrađenog u sklopu kogeneracijske elektrane u Danskoj. Analitički i numerički modeli korišteni su za računanje polja temperatura unutar spremnika, dok je validacija tih modela napravljena usporedbom rezultata modela s mjerenjima izvršenim na akumulacijskom spremniku. Omjer između visine i promjera spremnika je 1,162. Koristeći iste podatke mjerenja u drugom radu isti autori predstavili su rezultate numeričke simulacije procesa punjenja i pražnjenja spremnika s različitim protocima vode. Zaključeno je da protok vode utječe na temperaturnu stratifikaciju, dok ostali geometrijski parametri spremnika nisu istraživani.



Slika 1.1. Utjecaj udaljenosti difuzora od vrha spremnika malog volumena na temperaturnu stratifikaciju [24]



Slika 1.2. Utjecaj omjera visine i promjera spremnika malog volumena na temperaturnu stratifikaciju [24]

Temperaturni profili u stratifikacijskom akumulacijskom spremniku rashladne topline opisani su u [27]. Mjerenja su vršena na cilindričnom spremniku volumena  $5300 \text{ m}^3$ , i visinom od  $13,56 \text{ m}$  s ugrađenim radijalnim pločastim difuzorima. Omjer visine i promjera spremnika je  $0,607$ . Provedeno je devet ciklusa punjenja i pražnjenja spremnika s različitim volumnim protocima vode. Uz standardne radne protoke testiranje je vršeno i s maksimalnim protocima. Razvijena je metoda za dobivanje širine termoklina iz rezultata mjerenja i utvrđena je veza između ulaznog protoka vode i širine termoklina.

Značajne razlike između profila bezdimenzijske temperature dobivene za procese punjenja i pražnjenja spremnika pri sličnim protocima (kod procesa pražnjenja spremnika javlja se veća širina termoklina), sugeriraju da slobodna površina vode pri vrhu spremnika omogućuje veće miješanje u blizini gornjeg difuzora i time doprinosi većoj širini termoklina.

Raspodjela temperature vode tijekom procesa punjenja u stratifikacijskom akumulacijskom spremniku rashladne topline izmjerena je i analizirana u [28]. Difuzor spremnika sastoji se od dvije perforirane cijevi u obliku oktagona. Volumen spremnika je  $2155 \text{ m}^3$ , dok je omjer između visine i promjera spremnika 1. Provedeno je šest testiranja sa protokom koji varira od 50 % do 95 % projektnog protoka. Toplinski učin spremnika izvršen je Procjenom valjanosti pola ciklusa i iznosio je od 91 % do 94 %.

Simulacijski model punjenja stratifikacijskog akumulacijskog spremnika rashladne topline razvijen je u [29] i temelji se na metodi konačnih razlika. Simulacija i validacija modela provedena je korištenjem podataka dobivenih iz operativnog sustava spremnika daljinskog rashladnog postrojenja. Energija za proces punjenja spremnika osigurava se električnim hladnjakom tijekom razdoblja u kojima nema velike potrebe za rashladnom energijom. Projektni protok rashladne vode je  $131 \text{ m}^3/\text{h}$ . Volumen spremnika iznosi  $5400 \text{ m}^3$ , promjera 22,3 m i visine 15 m. Omjer visine i promjera spremnika iznosi 0,6726. Rezultati koji su dobiveni metodom konačnih razlika pokazuju da je matematički model sposoban stvoriti temperaturnu raspodjelu duž visine spremnika sličnu onoj u samom spremniku dobivenu mjerenjem.

Toplinska ili rashladna energija akumulira se u akumulacijskim stratifikacijskim spremnicima koji se razlikuju u dizajnu i volumenu. Na samu veličinu spremnika utječu mnogi parametri i ograničenja kao što su ekonomska, arhitektonska, zakonodavna, itd. Na temelju objavljene literature možemo zaključiti da su spremnici volumena od  $1500\text{-}6000 \text{ m}^3$  na kojima su vršena mjerenja objavljena u literaturi dizajnirani tako da im je omjer između visine i promjera znatno manji od preporučenog omjera dobivenog istraživanjima na spremnicima malog volumena. Istraživanja utjecaja oblika spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije s velikim volumenom ( $6000\text{-}25000 \text{ m}^3$ ) u literaturi nije pronađeno.

## **1.2 Pregled literature i istraživanja u području difuzora akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline**

Pregled literature u području difuzora akumulacijskih spremnika topline upućuje da se istraživanje fokusiralo na evaluaciju različitih tipova difuzora te stupanj i kvalitetu temperaturne stratifikacije dobivene određenim tipom difuzora. Za evaluaciju difuzora najviše se koriste spremnici malenog volumena za akumulaciju sunčeve energije odnosno za kućnu uporabu.

Utjecaj dvije vrste difuzora na kvalitetu temperaturne stratifikacije unutar spremnika volumena  $0,1 \text{ m}^3$  testiran je i analiziran eksperimentalnom metodom u [30]. Prvi tip difuzora je horizontalni rasprskavajući disk, dok je drugi tip perforirana cijev u obliku razdjelnika uzdužno centrirana unutar spremnika. Analiziran je utjecaj tri parametra razdjelnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije: unutarnji promjer, broj rupa na cijevi i protok. Upotrebom razdjelnika dobiva se bolja temperaturna stratifikacija u usporedbi s upotrebom horizontalnog rasprskavajućeg diska.

U radu [31] provedena su eksperimentalna istraživanja s ciljem utvrđivanja utjecaja različito dizajniranih ulaznih stratifikatora na kvalitetu temperaturne stratifikacije u spremniku volumena  $0,0678$



m<sup>3</sup>. Istraživanje ulaznih stratifikatora tvrtke Solvis GmbH & Co KG i EyeCular Technologies ApS pokazuje da stratifikator tvrtke EyeCular Technologies ApS ima bolje karakteristike pri malim protocima od 1-2 l/min, a stratifikator tvrtke Solvis GmbH & Co KG ima bolje performanse pri protoku od 4 l/min.

Simulacije metodom računalne dinamike fluida na spremniku volumena 0,8 m<sup>3</sup> prezentirane su u [32]. Simuliran je i analiziran utjecaj različitog dizajna ulaznog difuzora, dok su laboratorijska mjerenja korištena za validaciju rezultata numeričkog proračuna. Utvrđeno je da za postizanje kvalitetne temperaturne stratifikacije ulazna brzina vode treba biti ispod 0,1 m/s te vrijednosti Reynolds-ovog broja između 3000-5000 na izlazu iz difuzora.

Računalna dinamika fluida korištena je za određivanje širine termoklina u [33]. U trodimenzionalnim simulacijama istražuje se utjecaj omjera visine i promjera spremnika (3, 4, 5), vrste difuzora (jedan i dva prstena perforirane cijevi) i utjecaj različitog broja rupa (24, 48) na kvalitetu temperaturne stratifikacije. Količina protoka iznosila je 123 l/h dok je volumen spremnika 300 l. Temperatura hladnije vode iznosila je 4 °C, dok je temperatura toplije vode 18 °C. Rezultati pokazuju da se najmanja širina termoklina tijekom 50 % procesa punjenja postiže u spremniku s omjerom između visine i promjera jednakom 4 i dvostrukim prstenastim difuzorom s 48 rupa.

U radu [34] predstavljena je 3D simulacija temperaturne stratifikacije metodom računalne dinamike fluida unutar akumulacijskog spremnika toplinske energije čiji difuzor predstavlja cilindar s otvorima. Ovaj rad se istovremeno osvrće na istraživanje utjecaja dizajna cilindra i procesnih parametara te na karakteristike protoka vode, temperaturnu stratifikaciju i ukupnu toplinsku učinkovitost spremnika volumena 1,57 m<sup>3</sup> tijekom procesa punjenja.

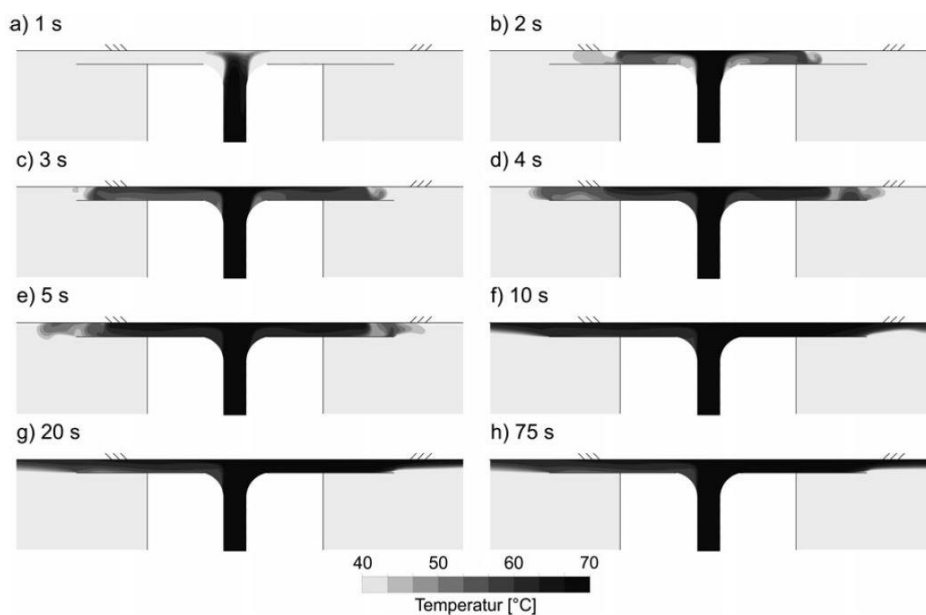
Jednostavni ulazni stratifikatori (naprave) i njihov utjecaj na temperaturnu stratifikaciju u akumulacijskom spremniku toplinske energije volumena 905 l predstavljani su u [35].

U svrhu poboljšanja toplinske stratifikacije u spremniku topline dizajniran je novi tip razdjelnika i ugrađen u spremnik [36].

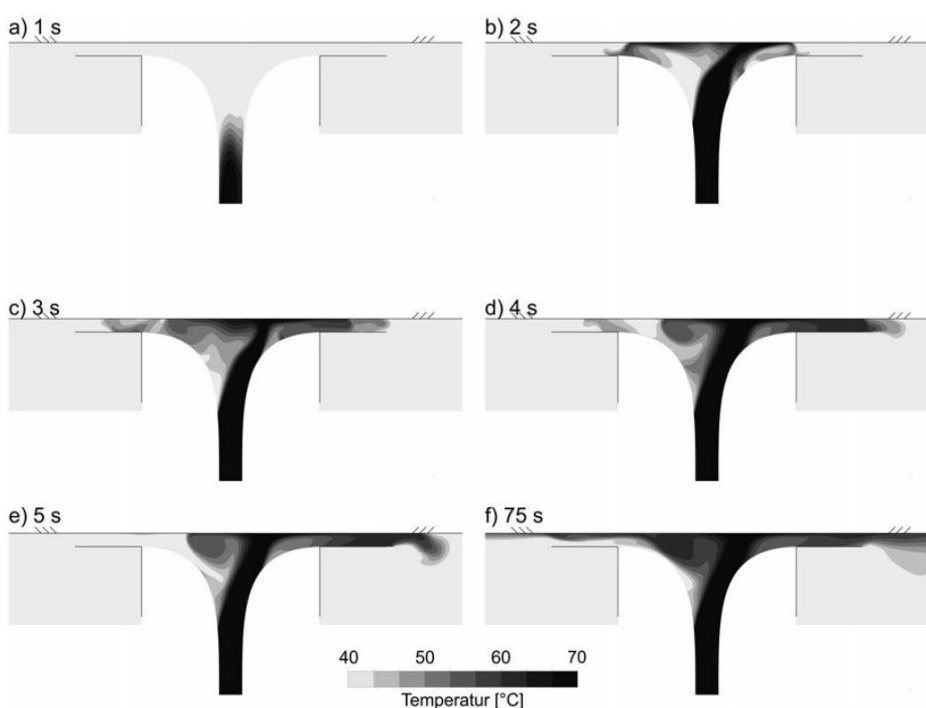
Jedna od novijih metoda koja se predlaže u svrhu poboljšanja stratifikacije unutar akumulacijskih spremnika topline je upotreba tanke fleksibilne cijevi nazvane "water snake" (vodena zmija) [37]. Vodena zmija je fleksibilna cijev duljine 760 mm, promjera 100 mm i debljine 0,05 mm. Materijal cijevi je polietilen. Volumen eksperimentalnog spremnika je 650 l. Fleksibilna cijev se pomiče gore-dole ovisno o temperaturi i gustoći vode koja ulazi u spremnik, smještajući se u sloj vode unutar spremnika s istom temperaturom odnosno gustoćom. Rezultati eksperimenta pokazuju da je "vodena zmija" uspješna u smanjenju miješanja i turbulencija unutar spremnika topline.

U [38-40] Findeisen i ostali simuliraju strujanje vode kroz ulaznu cijev difuzora i sam radijalno pločasti difuzor. Posebna pažnja posvećena je načinu umrežavanja i rješavanja polja strujanja područja blizu stijenke cijevi metodama računalne dinamike fluida. Također je istraživana utjecaj strujanja vode na temperaturnu stratifikaciju. U prvom od tri rada analiziralo se strujanje u ulaznoj cijevi difuzora. Da bi simulirali realne uvjete u cijevi i difuzoru, na udaljenosti od 700 mm od ulaza difuzora postavljeno je koljeno, te je analiziran utjecaj koljena na strujanje fluida u cijevi i difuzoru. Analiza je pokazala kako koljeno značajno utječe na turbulenciju u ulaznoj cijevi i samom difuzoru, te je zaključeno kako uniformni rubni uvjet koji se postavlja na ulaznoj cijevi nije prigodan za taj slučaj. U cilju rješavanja

problema uniformnosti i simetričnosti strujanja kroz cijev i difuzor, u trećem dijelu analiziran je utjecaj suženja cijevi (pad tlaka) i produljenja cijevi. Ni jedno od ova dva rješenja nije poboljšalo strujanje. U drugom dijelu istraživanja, analiziran je utjecaj tri različita tipa difuzora na temperaturnu stratifikaciju: difuzor s oštrim rubom (BES\_0), difuzor sa zakrivljenim elementom (BES\_1), i difuzor sa zakrivljenim elementom u kojega je postavljen stožac (BES\_2). Na Sl. 1.3. prikazana je temperaturna stratifikacija unutar difuzora sa zakrivljenim elementom u vremenu od 75 s, odnosno na samom početku punjenja spremnika. Na slici se vidi kako temperaturna stratifikacija nije u potpunosti simetrična. Sl. 1.4. prikazuje negativan utjecaj povećanja radijusa zakrivljenog elementa na temperaturnu stratifikaciju unutar samog difuzora.

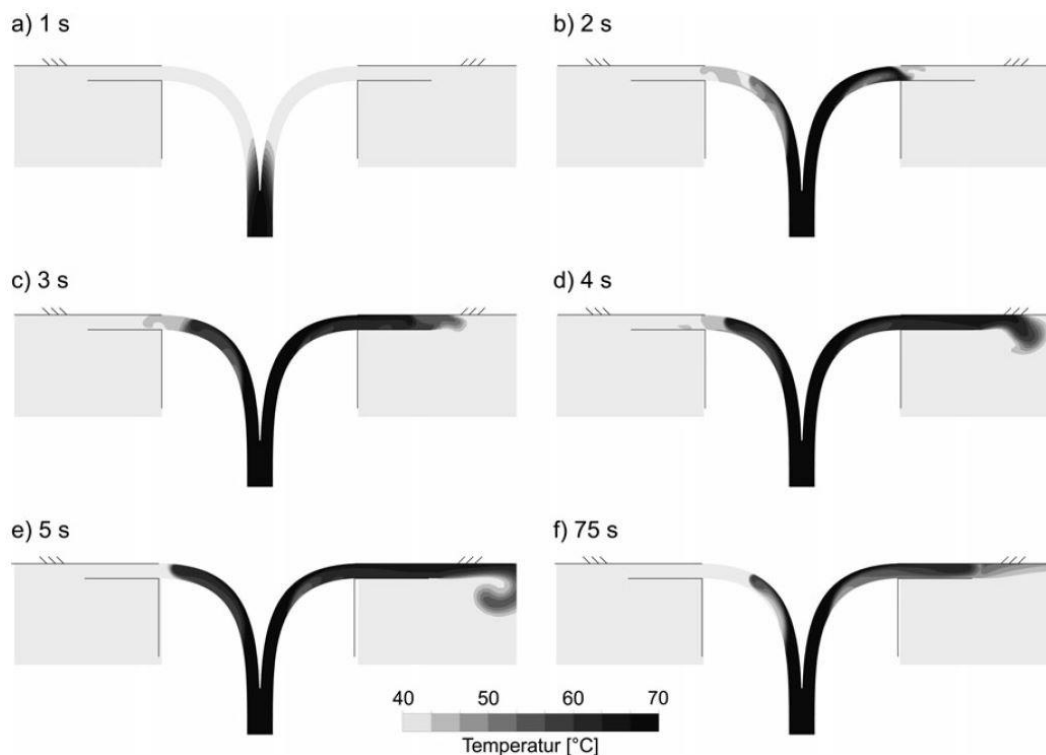


Slika 1.3. Temperaturna stratifikacija unutar difuzora BES\_1 [39]



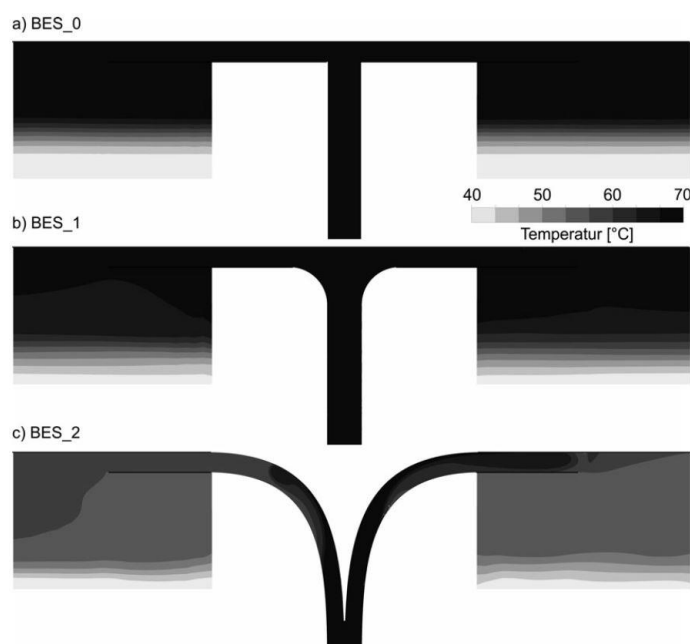
Slika 1.4. Temperaturna stratifikacija unutar difuzora BES\_2 [39]

Može se primijetiti da se asimetričnost temperaturne stratifikacije povećava s povećanjem radijusa zakrivljenog elementa. Ugradnja konusnog elementa u zakrivljeni element doprinosi još većoj asimetriji temperaturne stratifikacije Sl. 1.5.



Slika 1.5. Temperaturna stratifikacija unutar difuzora BES\_2 s konusnim elementom [39]

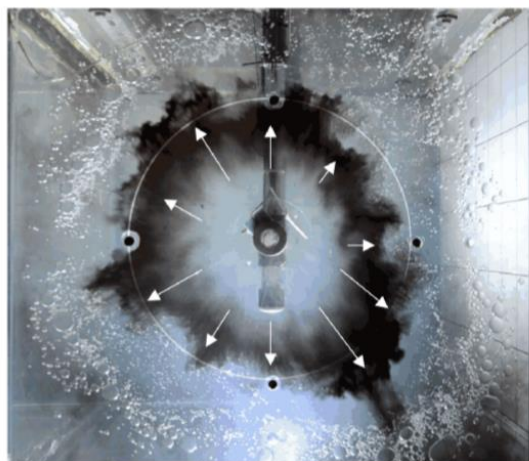
Od svih tipova difuzora, tip BES\_0 pokazao se kao najbolje rješenje s kojim se dobiva najbolji stupanj temperaturne stratifikacije. Nešto manji stupanj temperaturne stratifikacije postignut je s difuzorom BES\_1, dok se s difuzorom BES\_2 nije postigla temperaturna stratifikacija tijekom promatranog vremena od 750 s Sl. 1.6.



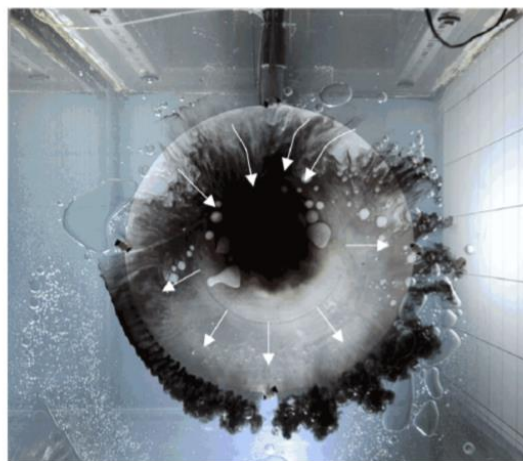
Slika 1.6. Temperaturna stratifikacija uzrokovana difuzorima BES\_0, BES\_1 i BES\_2, [39]

U trećem dijelu istraživanja opisana su eksperimentalna mjerenja. Eksperimenti su napravljeni s tipovima difuzora BES\_0 i BES\_1. Eksperimentalna istraživanja pokazala su sličnosti s numeričkim proračunima pogotovo kod BES\_0 tipa difuzora, ali u numeričkim proračunima količina protoka iznosila je  $19,44 \text{ m}^3/\text{h}$ , dok je u eksperimentalnim istraživanjima protok iznosio  $2 \text{ m}^3/\text{h}$  [41], Sl. 1.7.

a) BES\_0



b) BES\_1



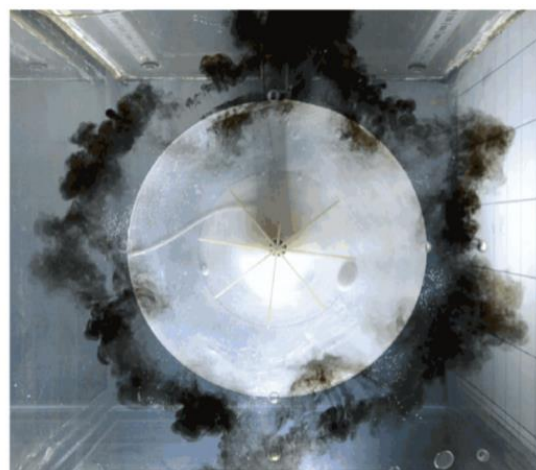
**Slika 1.7.** Utjecaj geometrije difuzora (BES\_0 i BES\_1), na kvalitetu protoka [41]

Iz tog razloga potrebno je daljnje eksperimentalno i numeričko istraživanje s jednakim protocima da bi se utvrdio točniji utjecaj geometrije difuzora na strujanje i temperaturnu stratifikaciju, te utvrdila točna greška numeričkog proračuna. Ugradnja longitudinalnih pregrada Sl. 1.8. i poprečnih perforiranih pregrada Sl. 1.9. znatno je poboljšala kvalitetu temperaturne stratifikacije te uniformnost i simetričnost strujanja vode kroz difuzor.

a) 2 s



b) 6 s



**Slika 1.8.** Utjecaj postavljanja uzdužnih pregrada na kvalitetu protoka u radialnom pločastom difuzoru [41]

Uspoređujući strujanje vode obilježeno crnom tintom na Sl. 1.7. i Sl. 1.8. može se vidjeti značajno poboljšanje u simetričnosti strujanja vode kroz difuzor.

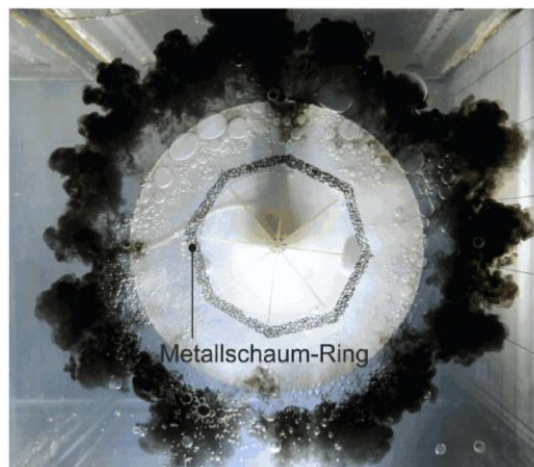
Eksperimenti su pokazali da pozicija ugradnje poprečnih perforiranih pregrada znatno utječe na temperaturnu stratifikaciju i simetričnost strujanja te ih je najbolje smjestiti čim bliže ulazu u difuzor. Postavljanje perforiranih pregrada unutar difuzora povećava pojavu kavitacije unutar difuzora, što je

dokazano eksperimentom i pojavom mjehurića unutar difuzora Sl. 1.9.

a) 1 s

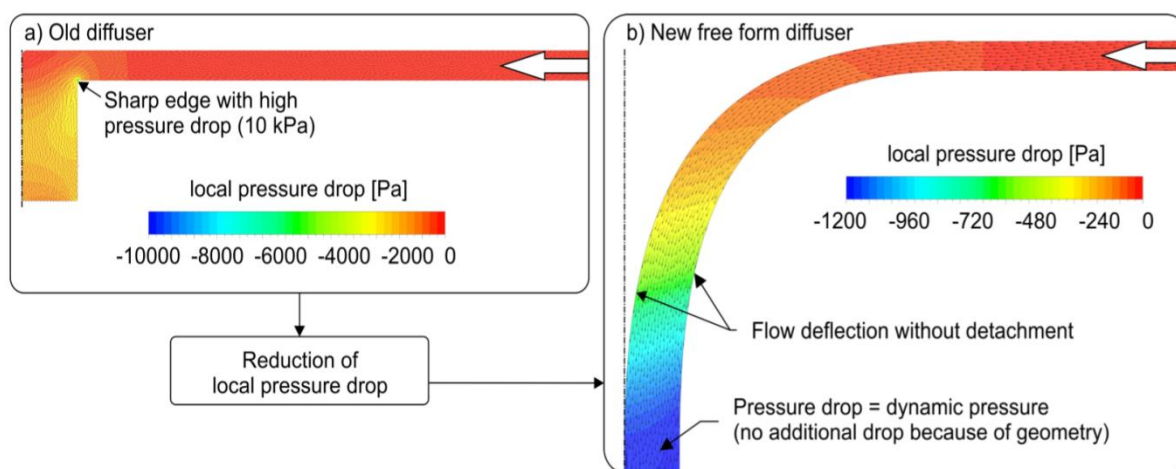


b) 8 s



**Slika 1.9.** Utjecaj postavljanja poprečnih pregrada na kvalitetu protoka u radijalnom pločastom difuzoru [41]

U radu [42] uz problem temperaturne stratifikacije, osvrnulo se i na problem pada tlaka u difuzoru. Predloženo je nekoliko različitih tipova difuzora koji pozitivno djeluju na pad tlaka i temperaturnu stratifikaciju, ali potpuna geometrija nije dana. Rezultati su pokazali da zakrivljeni element generira manji lokalni pad tlaka od elementa s oštrim rubom Sl. 1.10.



**Slika 1.10.** Prikaz lokalnog pada tlaka u radijalnom pločastom difuzoru kod procesa pražnjenja spremnika [42]

U slučaju temperaturne stratifikacije rezultati su pokazali da povećanje udaljenosti difuzora od vrha spremnika negativno utječe na širinu termoklina i temperaturnu stratifikaciju.

Difuzori akumulacijskih spremnika razlikuju se po geometriji odnosno postoje različiti tipovi difuzora kao što su radijalni pločasti, difuzori iz perforiranih cijevi, itd. Najčešći način izražavanja učinkovitosti nekog tipa difuzora ugrađenog u akumulacijski spremnik je izražavanje kvalitete temperaturne stratifikacije koja se dobiva ugradnjom određenog tipa difuzora. Samo jedan rad se do sada osvrnuo na pad tlaka u difuzoru i to za proces pražnjenja spremnika. Istraživanje pada tlaka u procesu punjenja spremnika u literaturi nije pronađeno.

### **1.3 Hipoteza rada**

Na osnovu analize vrijednosti temperature vode, protoka vode, protoka zraka i pada tlaka zraka dobivenih numeričkim proračunima i usporedbi s eksperimentalnim podacima dobivenih mjerenjem, moguće je istražiti utjecaj promjene geometrijskih i procesnih parametara spremnika i difuzora na kvalitetu temperaturne stratifikacije, širinu termoklina, toplinske gubitke, financijsku i toplinsku učinkovitost akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline velikoga volumena i pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru spremnika.

### **1.4 Opis istraživanja**

Rješavanje postavljenih znanstvenih problema temperaturne stratifikacije i pada tlaka uključit će analizu i sintezu dosadašnjih teorijskih spoznaja i eksperimentalnih ispitivanja odnosno rezultata mjerenja. Hipoteza istraživanja se temelji na opširnom ispitivanju temperaturne stratifikacije u akumulacijskom spremniku kao i pad tlaka u difuzoru akumulacijskog spremnika topline, promatranju utjecaja različitih promjenjivih geometrijskih i procesnih parametara na temperaturnu stratifikaciju, učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja spremnika, pada tlaka u difuzoru te iscrpnoj matematičkoj analizi dobivenih rezultata kako bi se navedeni utjecaji što točnije odredili i kvantificirali.

Metodologija istraživanja temelji se na postavljanju prikladnih matematičkih modela s definiranim rubnim i početnim uvjetima kojima se pokušava što točnije opisati fizikalne pojave koje se dešavaju unutar spremnika i difuzora. Matematički modeli rješavaju se metodom kontrolnih volumena. Nakon postavljanja matematičkog modela, pristupa se potvrdi valjanosti modela usporedbom rezultata dobivenih numeričkim modelom s podacima mjerenja uzetim iz literature i onih dobivenih mjerenjem na akumulacijskom spremniku TE-TO Zagreb.

### **1.5 Očekivani znanstveni doprinos**

Uz postavljanje temelja u istraživanju utjecaja omjera između visine i promjera spremnika velikog volumena, temperaturne razlike između toplije i hladnije vode, načina toplinskog izoliranja spremnika, utjecaja protoka, utjecaja visine postavljanja samog difuzora u spremniku i njegovog utjecaja na širinu termoklina, kvalitetu temperaturne stratifikacije, a samim time i na učinkovitost spremnika, istraživanje će doprinijeti i daljnjem istraživanju:

- pojave kavitacije u difuzoru i području oko difuzora,
- pojave temperaturne stratifikacije, s posebnim osvrtom na Froude-ov broj,
- mogućeg iskorištenja otpadne topline iz industrije nafte u sustavima daljinskog grijanja četvrte generacije i održivim energetske sustavima,
- usporedbi stratifikacijskih spremnika velikih i malih volumena.

Istraživanje će dati znanstveni doprinos i u praktičnom smislu kod same izgradnje akumulacijskih spremnika topline (omjer između visine i promjera spremnika, geometrija difuzora), vođenju samih procesa punjenja i pražnjenja spremnika te povećanju učinkovitosti spremnika topline.

Istraživanje utjecaja geometrije difuzora na pad tlaka u difuzoru doprinijeti će daljnjem istraživanju pojave kavitacije u difuzoru, lakšem kontroliranju održavanja tlaka u gornjem dijelu spremnika,

određivanju visine zaštitnog sloja vode i određivanju maksimalne dozvoljene temperature vode u spremniku.

## **1.6 Struktura rada**

Uz pregled literature i opisa glavnih dijelova spremnika, predmetno istraživanje sastoji se od dvije tematske cjeline:

- akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline velikog volumena za komunalno daljinsko grijanje velikih gradova i
- prenamjena spremnika teškog loživog ulja u akumulacijske stratifikacijske spremnike otpadne osjetne topline velikog volumena u industriji nafte.

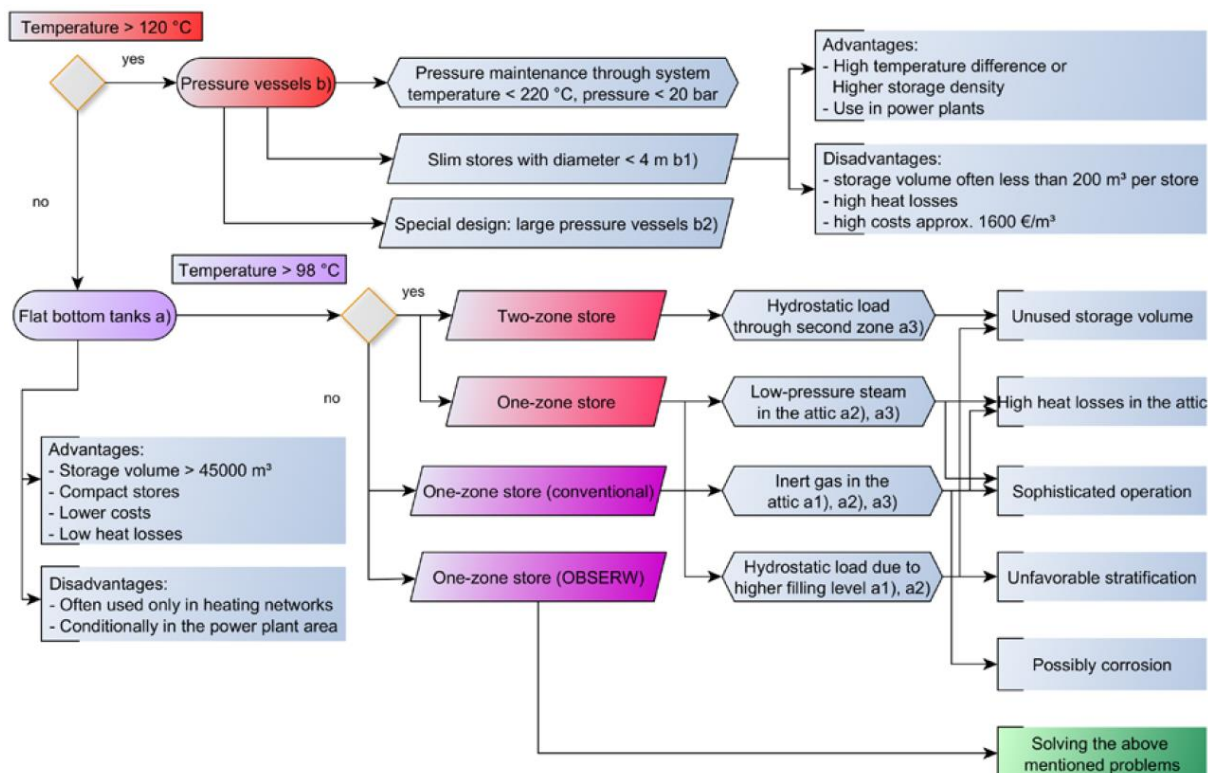
U prvoj cjelini istraživanje se fokusira na spremnike (25000 m<sup>3</sup>) koji služe za komunalno daljinsko grijanje velikih gradova. U radu se analizira utjecaj oblika spremnika, protoka, temperaturne razlike između toplije i hladnije vode i udaljenost gornjeg difuzora od vrha spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije. Također analizira se sam početak stvaranja termoklina unutar spremnika. Kako volumen spremnika iznosi 25000 m<sup>3</sup>, površina plašta spremnika iznosi približno 4000 m<sup>2</sup>. Iz tog razloga istraživanja su se također usmjerila na toplinsku izolaciju spremnika. U radu je razvijen osnovni matematički model za izračun debljine izolacije prema maksimalnoj konstantnoj temperaturi vode u spremniku. U proračunu su toplinski gubici izraženi kroz količinu goriva koje je potrebno utrošiti za nadoknadu toplinskih gubitaka. Zatim je analiziran utjecaj promjene godišnjih doba i debljine izolacije na vrijednost toplinskih gubitaka i kvalitetu temperaturne stratifikacije. Također predstavljena je financijska analiza u kojoj je uspoređena cijena ugradnje izolacije određene debljine i troškova toplinskih gubitaka za određenu debljinu izolacije. Uz gore navedeno, u ovoj cjelini izračunata je i toplinska učinkovitost akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline u ovisnosti o promjeni geometrije spremnika i ulaznog/izlaznog radijalnog pločastog difuzora. Validacija matematičkog modela izvršena je na temelju podataka dobivenih mjerenjem na akumulacijskom spremniku koji se nalazi u TE-TO Zagreb.

U drugoj cjelini istraživanje se fokusira na akumulacijske stratifikacijske spremnike otpadne osjetne topline u industriji prerade nafte. Specifičnost ovih spremnika je u tome što je prvobitna njihova namjena bila skladištenje teškog loživog ulja, a u ovome radu analizirana je prenamjena takva dva spremnika u akumulacijske spremnike topline. Najbitnija značajka ovih spremnika je njihov oblik koji je izrazito nepovoljan za razvijanje temperaturne stratifikacije što se može zaključiti na temelju dobivenih rezultata istraživanja provedenim na spremnicima malog volumena pronađenim u literaturi. Analizirani su različiti protoci i geometrija spremnika te je izračunata toplinska učinkovitost procesa pražnjenja spremnika. Uz navedeno, ova cjelina obrađuje i temu pada tlaka u gornjem radijalnom pločastom difuzoru akumulacijskog spremnika topline u ovisnosti o geometrijskim i procesnim parametrima difuzora. Analizirana su tri osnovna tipa difuzora: difuzor s oštrim rubom (en. sharp edge joint-SEJ), ulazna cijev se izravno spaja na difuzor, difuzor sa zakrivljenim elementom (en. curved element-CUE), između ulazne cijevi i difuzora ugrađuje se zakrivljeni element i difuzor s konusnim elementom (en. conical element-COE), između ulazne cijevi i difuzora ugrađuje se konusni element.



## 2 AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMNIK OSJETNE TOPLINE VELIKOG VOLUMENA

Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline velikog volumena na prvi pogled jednostavne su građevine koje se mogu opisati kao veliki spremnici tople vode koji se ugrađuju u toplinske sustave daljinskog grijanja. Akumulacijski spremnici tople vode mogu biti tlačnog ili atmosferskog tipa Sl.2.1. [43].



Slika 2.1. Sistematizacija i karakterizacija velikih spremnika tople vode [43]

Veliki akumulacijski spremnici topline (Flat bottom tanks (Sl. 2.1.)) isključivo se grade kao atmosferske građevine. Drugim riječima tlak u prostoru iznad otvorene površine vode i krova spremnika približno je jednak atmosferskom. U radu spremnika taj tlak je promjenjiva veličina i obično se kreće između 10-30 milibara iznad atmosferskog. Održavanje tlaka iznad atmosferskog služi prevenciji nekontroliranog isparivanja tople vode, te prevenciji otapanja zraka u demineraliziranoj vodi. Spremnik je u svom radu uvijek pun vode, a samo se omjer toplije i hladnije vode mijenja.

Na Sl. 2.2. vidljivo je da se po visini akumulacijskog spremnika izmjenjuje pet različitih slojeva fluida: četiri sloja vode i jedan sloj vodene pare ili inertnog plina koji se nalazi na vrhu spremnika u prostoru između krova spremnika i otvorene površine vode. Ispod sloja pare nalazi se gornji zaštitni sloj vode. Gornji zaštitni sloj ima funkciju toplinskog izolatora, ali i zaštite od prevelikog zapljuskivanja gornje površine vode prilikom punjenja spremnika. Ispod gornjeg zaštitnog sloja vode nalazi se sloj tople vode. Između tople i hladne vode nalazi se prijelazni sloj koji se još naziva termoklin. Širina termoklina je od posebne važnosti za ukupnu učinkovitost akumulacijskog spremnika stoga je i predmet istraživanja ovoga rada. Ispod termoklina nalazi se sloj hladnije vode.





Slika 2.2. Fluidi unutar spremnika

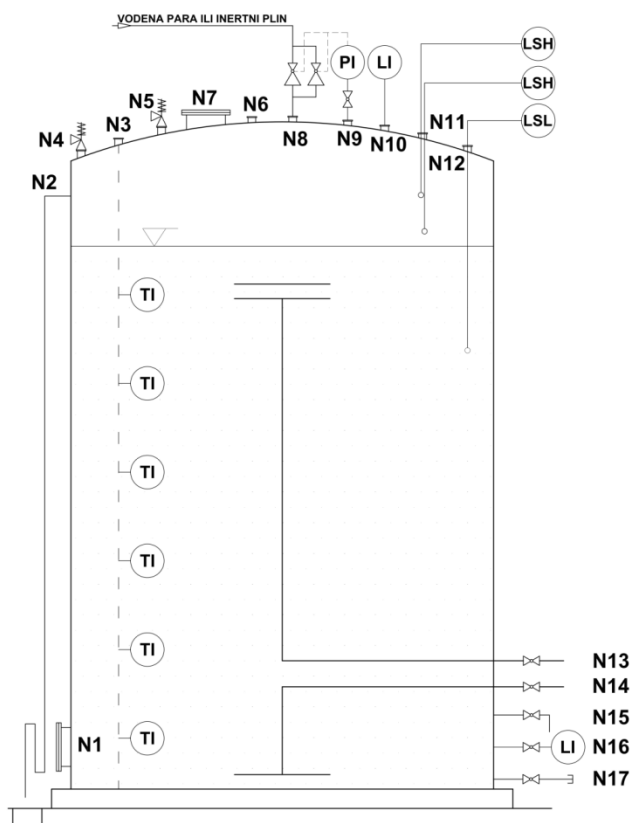
## 2.1 Glavni dijelovi akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline velikog volumena

Glavni dijelovi čeličnog akumulacijskog spremnika su: plašt, podnica, fiksni krov, prilazne stepenice, hodna staza s ogradom, otvori i priključci (Sl. 2.3.), gornji i donji difuzor, oprema spremnika i toplinska izolacija. U Tab. 2.1. prikazan je popis glavnih priključaka akumulacijskog spremnika.

Tablica 2.1. Glavni priključci akumulacijskog spremnika

Oznaka	Naziv
N1	Ulazni otvor
N2	Preljev
N3	Mjerilo temperature
N4	Sigurnosni ventil
N5	Vakuumski ventil
N6	Rezervni priključak
N7	Ulaz na krovu
N8	Priključak za vodenu paru ili inertni plin
N9	Priključak za mjerilo tlaka
N10	Mjerilo razine - mikrovalno
N11	Sklopka visoke razine
N12	Sklopka niske razine
N13	Priključak vruće cijevi
N14	Priključak hladne cijevi
N15	Uzimanje uzoraka
N16	Priključak za transmiter razine
N17	Drenaža

Da bi akumulacijski spremnik ispravno funkcionirao isti je potrebno opremiti odgovarajućim sensorima, sklopkama i alarmima. Po cijeloj visini akumulacijskog spremnika postavljeni su senzori temperature raspoređeni na određenom razmaku. Postavljeni senzori omogućavaju uvid u temperaturnu raspodjelu duž visine akumulacijskog spremnika te omogućavaju izračun trenutne akumulirane količine toplinske energije. Uz temperaturne senzore na spremnik se ugrađuju i dva senzora nivoa vode. Senzor koji se nalazi pri dnu spremnika mjeri statički tlak na dnu akumulacijskog spremnika. Drugi se postavlja na krov spremnika i to je ultrazvučni mjerač udaljenosti koji mjeri udaljenost vrha akumulatora od gornje površine vode iz čega se također izračunava razina vode u spremniku. Akumulacijski spremnik topline također je opremljen sklopkama visoke i niske razine. Ako se razina vode u akumulacijskom spremniku počne nepredviđeno mijenjati preko granice prihvatljivog, sklopke automatski prekidaju punjenje/praznjenje spremnika. Pored navedenih sklopki, akumulacijski spremnik opremljen je i sigurnosnim preljevom. To također dodatno pridonosi sigurnosti sustava. U slučaju preljeva voda se izliva u tankvanu spremnika. Tankvana se također oprema senzorom za detekciju izljeva vode.



Slika 2.3. Glavni priklučci akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline [44]

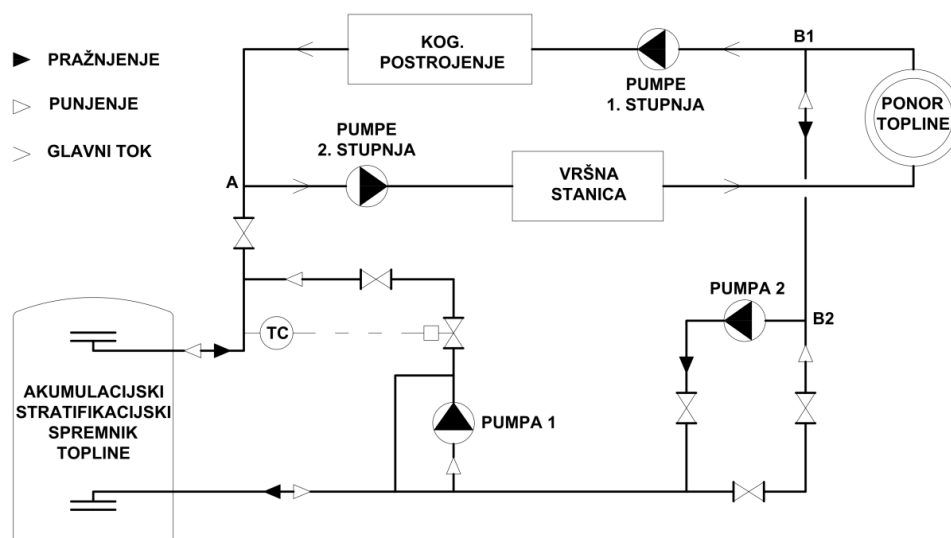
U slučaju stvaranja veće količine vodene pare u prostoru između krova i otvorene vodene površine, što automatski znači i porast tlaka unutar prostora, na krov spremnika se ugrađuje sigurnosni ventil. Tlak pri kome se sigurnosni ventil otvara iznosi 40 milibara. U slučaju nepredviđenog naglog praznjenja akumulacijskog spremnika, na krov spremnika ugrađuje se vakuumski ventil koji se otvara kod stvorenog podtlaka od 5 milibara. Zaštita otvorene gornje površine vode izvodi se tako da se u prostor između vodene površine i krova spremnika tlači ili vodena para ili inertni plin. Para ili plin služe da topla voda ne dođe u doticaj sa zrakom (zrak se otapa u vodi te smanjuje kvalitetu vode) i da ne dođe do nekontroliranog isparivanja vode.

## 2.2 Instalacija u kogeneracijsko postrojenje i princip djelovanja akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline

U ovom radu analizirani akumulacijski spremnici topline ugrađuju se u:

- gradske kombi i kogeneracijske elektrane – toplane i
- postrojenja za preradu nafte – rafinerije

Iako se ta postrojenja razlikuju po: snazi, gorivu, namjeni, režimu rada, tipu uređaja itd., u osnovi su to kogeneracijska postrojenja za proizvodnju električne i toplinske energije kombinirana s vrelovodnim ili parnim kotlovima koji služe kao vršne jedinice, jedinice za proizvodnju vrele vode ili jedinice za proizvodnju pare koja se koristi u raznim procesima [45]. Ugradnja akumulacijskog spremnika osjetne topline u svako od navedenih postrojenja i određivanje optimalnog režima rada određeno je mnogim čimbenicima kao što su cijena električne i toplinske energije, specifičnosti energetske regulative pojedine zemlje, kao i o karakteristikama pojedinih jedinica uz koje se akumulacijski spremnik ugrađuje [46-49]. Princip rada jednog akumulacijskog spremnika topline podrazumijeva dva potpuno odvojena načina rada Sl. 2.4.



Slika 2.4. Ugradnja akumulacijskog spremnika u kogeneracijsko postrojenje

Kod režima punjenja spremnik djeluje kao potrošač toplinske energije, što uzrokuje da proizvodna jedinica proizvodi više energije nego to zahtjeva toplinski konzum. S druge strane, u režimu pražnjenja, isti djeluje kao izvor toplinske energije u sustavu, što omogućuje da ostale proizvodne jedinice u sustavu proizvode manje toplinske energije. U režimu punjenja Sl. 2.4, voda se zagrijava u izmjenjivačima topline kogeneracijskog postrojenja i nakon toga se usmjerava prema toplinskim potrošačima (ponor topline), dok je dio odvojen i usmjeren prema akumulacijskom spremniku topline (točka A). U tom trenutku topla voda počinje ulaziti u spremnik kroz gornji difuzor. Ovdje ćemo pretpostaviti da je spremnik u potpunosti ispunjen hladnijom vodom. Kada toplija voda počinje ulaziti u spremnik kroz gornji difuzor počinje se miješati s vodom koja se nalazi u spremniku. Nakon nekog vremena toplija voda počinje se akumulirati pri vrhu spremnika zbog svoje manje gustoće. U tim trenucima počinje se stvarati i prijelazno područje između toplije i hladnije vode (termoklin). Kako se spremnik dalje puni, odnosno kako u njega stalno ulazi topla voda termoklin se spušta prema dnu spremnika. Istodobno, dok topla voda ulazi u spremnik ista količina hladnije vode izlazi iz spremnika, i

miješa se s vodom iz povrata sustava daljinskog grijanja neposredno prije ulaska u kogeneracijsko postrojenje (točka B1). Spremnik je u potpunosti pun kada kroz donji difuzor počinje izlaziti topla voda. Proces pražnjenja je obrnuti proces od punjenja. Pri povratu vode iz sustava daljinskog grijanja prije ulaska vode u kogeneracijsko postrojenje dio vode se odvaja i pomoću pumpe 2 odlazi prema akumulacijskom spremniku (točka B1). Sada je spremnik u potpunosti ispunjen toplom vodom i u trenutku ulaza hladnije vode počinje se stvarati prijelazno područje (termoklin) i nakon nekog vremena hladnija voda se počinje akumulirati na dnu spremnika zbog svoje veće gustoće. Tijekom procesa pražnjenja spremnika termoklin putuje duž visine spremnika prema vrhu spremnika i kada hladna voda počinje izlaziti iz spremnika, spremnik je "prazan". Ovdje treba napomenuti da procesi punjenja i pražnjenja spremnika ne moraju trajati do potpune ispunjenosti ili ispražnjenosti spremnika, već ti procesi ovise najviše o tipu i namjeni proizvodne jedinice, vrsti potrošača, godišnjem dobu itd. Ako su potrebe potrošača veće od kapaciteta kogeneracijskog postrojenja i akumulacijskog spremnika, onda se voda dodatno zagrijava u vršnoj toplinskoj stanici. Temperatura ulazne tople vode u ovome radu iznosi 98 °C, što je osigurano automatskom regulacijom. Razina uštede energije ovisi o samoj dimenziji akumulacijskog spremnika odnosno o mogućnostima proizvodnih jedinica. Dimenzija spremnika može se optimizirati pomoću računalnog modela prikazanog u [50].

Dakle, utjecaj akumulacijskog spremnika topline na rad cjelokupnog kogeneracijskog postrojenja očituje se na sljedeće načine:

- smanjuje rad vršnih jedinica,
- smanjuje rad jedinica koje koriste skupo i neekološko gorivo,
- smanjuje broj paljenja i gašenja pojedinih jedinica,
- smanjuje angažman jedinica s lošijim stupnjem djelovanja – povećava stupanj djelovanja kogeneracijskog postrojenja
- omogućuje iskorištavanje razlike u cijeni električne energije tijekom dana i noći kroz 24 sata.

### **2.3 Matematički izrazi za određivanje učinka akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline**

Matematički izrazi pomoću kojih se određuje učin akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline, korišteni u ovom radu opisani su u ovom poglavlju.

#### **2.3.1 Širina termoklina**

Termoklin se naziva prijelazno područje između toplije i hladnije vode. Širina termoklina je uobičajeni korišteni indikator učinkovitosti temperaturne stratifikacije u akumulacijskom stratifikacijskom spremniku osjetne topline. Nekoliko definicija je utvrđeno [51-53]. U ovom radu korištena je definicija iz literature [53], gdje je termoklin područje između dvije krajnje točke definirane vrijednošću bezdimenzijske temperature  $\theta$  i bezdimenzijske visine spremnika  $Z$ . Bezdimenzijska temperatura dana je izrazom:

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (2.1)$$

Tijekom procesa punjenja,  $T_c$  je inicijalna temperatura u spremniku dok je  $T_h$  prosječna ulazna temperatura u spremnik. Tijekom procesa pražnjenja  $T_c$  je prosječna ulazna temperatura, dok je  $T_h$  inicijalna temperatura u spremniku. Temperatura vode unutar spremnika u određenoj visini spremnika ima oznaku  $T$ . Širina termoklina je definirana odbacivanjem jednakih dijelova sa svake strane bezdimenzijske temperature za vrijednost 10 % od vrijednosti  $\theta$ .

Bezdimenzijska visina spremnika dana je izrazom:

$$Z = \frac{z_y}{H}, \quad (2.2)$$

gdje je:

$z_y$ -visina spremnika u određenoj točki i

$H$ -ukupna visina spremnika.

Vrijednost bezdimenzijske temperature i bezdimenzijske visine je između 0 i 1, Sl.2.5. Vrijednost  $\theta=0$  predstavlja najnižu temperaturu dok vrijednost  $\theta=1$  najvišu temperaturu vode u spremniku. Vrijednost  $Z=0$  predstavlja najmanju visinu odnosno dno spremnika, dok  $Z=1$  predstavlja gornju razinu vode u spremniku (vrh spremnika). Na nekim slikama u ovome radu bezdimenzijska visina neće biti prikazana u punom rasponu radi boljeg prikaza razlike između krivulja bezdimenzijske temperature. U ovom radu bezdimenzijska temperatura dana je u ovisnosti i o volumnom postotku protoka vode kroz spremnik koji je dan izrazom:

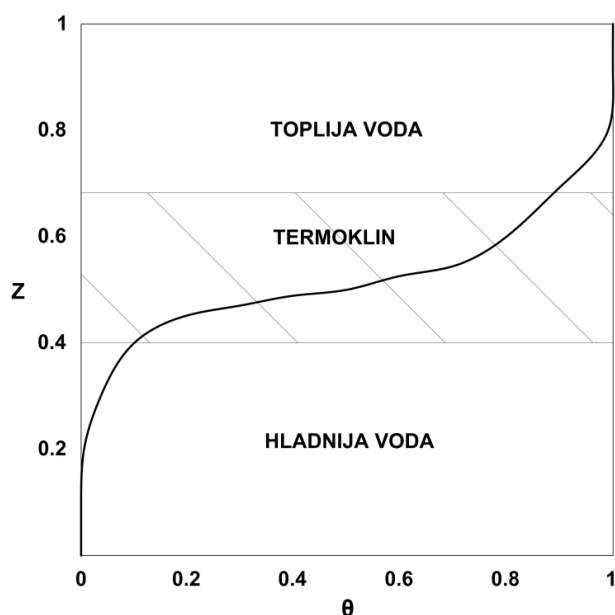
$$V_{\%} = \frac{\dot{V} \Delta t}{V}, \quad (2.3)$$

gdje je:

$\dot{V}$  -volumni protok, ( $m^3/h$ )

$\Delta t$ -vremenski period, (h)

$V$ -volumen spremnika, ( $m^3$ ).



**Slika 2.5.** Raspodjela bezdimenzijske temperature u ovisnosti o bezdimenzijskoj visini akumulacijskog spremnika

### 2.3.2 Procjena valjanosti pola ciklusa

Procjena valjanosti pola ciklusa je omjer kapaciteta punjenja i idealnog kapaciteta. Izraz je predložio Tran [54]:

$$FoM_{1/2} = \frac{C_{int}}{C_{Max}}, \quad (2.4)$$

gdje je integrirani kapacitet definiran prema [55]:

$$C_{int} = \sum \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \Delta t, \quad (2.5)$$

i maksimalni (teoretski) kapacitet definiran jednadžbom:

$$C_{Max} = M c_p (T_h - T_c). \quad (2.6)$$

U Jed. (2.5)  $\dot{m}$  je maseni protok (isti maseni protok ulazi i izlazi iz spremnika),  $c_p$  prosječni toplinski kapacitet vode,  $T_{in}$  ulazna temperatura, a  $T_{out}$  izlazna temperatura,  $\Delta t$  predstavlja vremenski period trajanja procesa. U Jed. (2.6)  $M$  označava masu vode u spremniku,  $T_h$  maksimalnu temperaturu tople vode i  $T_c$  minimalnu temperaturu hladne vode.

### 2.3.3 Froude-ov broj

Veza između sila uzgona i inercijskih sila koje se javljaju unutar difuzora izražena je bezdimenzijskim izrazom poznatim pod nazivom Froude-ov broj. On je pokazatelj kvalitete temperaturne stratifikacije dobivene dizajnom radijalnog pločastog difuzora Sl. 2.6. i dan je izrazom [28]:

$$Fr_i = \frac{\dot{V}_{spec.}}{\sqrt{s^3 \cdot g \frac{\Delta \rho}{\rho_i}}}, \quad (2.7)$$

gdje je ulazni protok po jedinici dužine difuzora definiran jednadžbom:

$$\dot{V}_{spec.} = \frac{\dot{V}}{P}. \quad (2.8)$$

Pokazatelj kvalitete temperaturne stratifikacije dobivene dizajnom perforiranog cijevnog oktogonskog difuzora Sl. 2.7. dan je izrazom [58]:

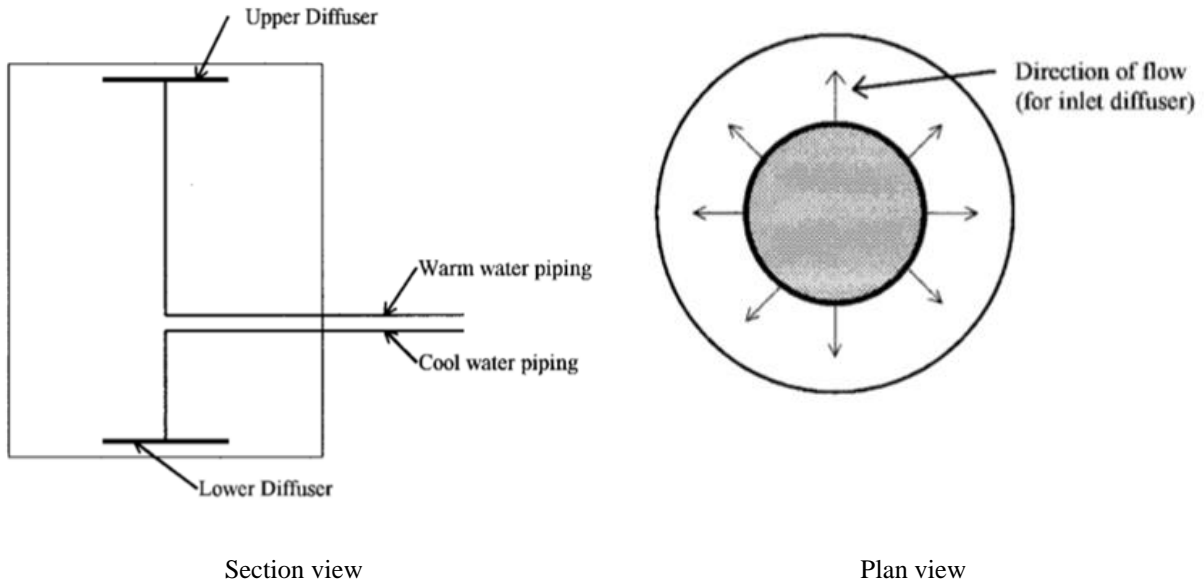
$$Fr_i = \frac{\dot{V}_{spec.}}{\sqrt{c^3 \cdot g \frac{\Delta \rho}{\rho_i}}}. \quad (2.9)$$

Ponekad se u literaturi za opisivanje kvalitete temperaturne stratifikacije koristi i Richardson-ov broj dan izrazom [28]:

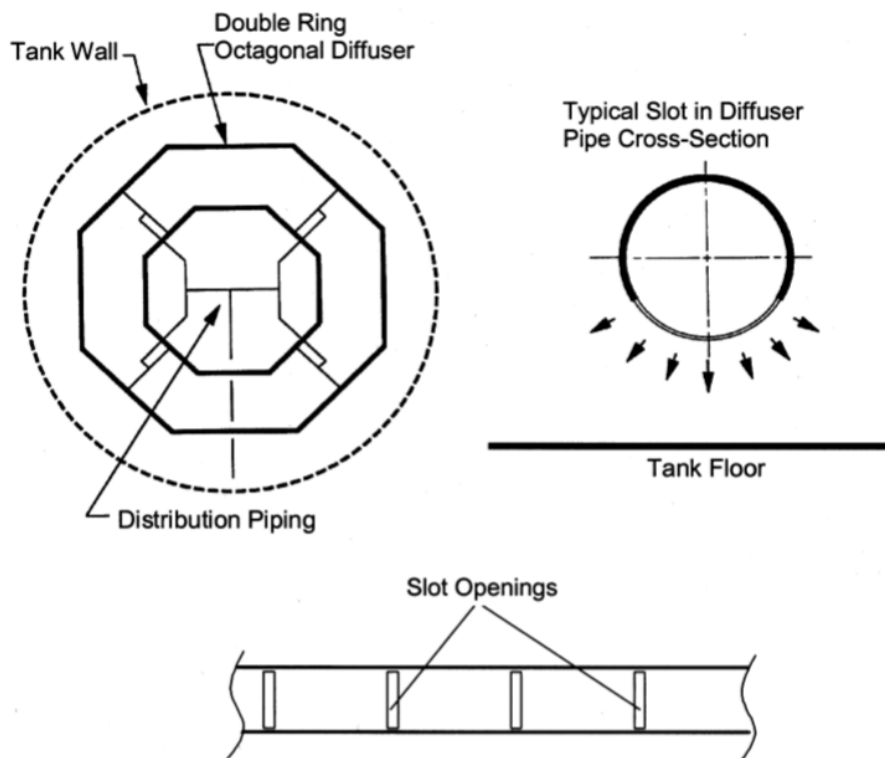
$$Ri = \frac{1}{Fr^2}. \quad (2.10)$$

U Jed. (2.7),  $s$  označuje razmak između prednje i stražnje ploče radijalnog pločastog difuzora,  $\dot{Q}$  označuje volumni protok vode,  $P$  označuje opseg difuzora,  $g$  je gravitacijsko ubrzanje,  $\Delta \rho$  je razlika

između gustoća ulazne i izlazne vode,  $\rho_i$  je gustoća ulazne vode. U Jed. (2.9)  $c$  označuje hidraulički polumjer za utor proizvoljnog oblika na cijevi difuzora. Maksimalna vrijednost Froude-ovog broja predložena za dizajniranje difuzora u akumulacijskim stratifikacijskim spremnicima rashladne topline je 1 [57]. Maksimalna vrijednost Froude-ovog broja za akumulacijske spremnike toplinske energije nije pronađena u literaturi.



Slika 2.6. Akumulacijski stratifikacijski spremnik s radijalnim pločastim difuzorom [53]



Slika 2.7. Tlocrt i detalji tipičnog oktogonskog cijevnog perforiranog difuzora [56]

### **3 AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMNIK OSJETNE TOPLINE ZA KOMUNALNO DALJINSKO GRIJANJE VELIKIH GRADOVA**

Značajniji razvoj daljinskog grijanja u Europi započeo je sedamdesetih godina prošlog stoljeća s povećanjem cijene loživog ulja koje se koristilo za grijanje kućanstava [58]. Radi postizanja bolje energetske učinkovitosti zajedno s promjenom goriva (prelazak od nafte na ugljen) u elektroenergetskom sektoru, proizvodnja električne i toplinske energije postala je uobičajnijom, a temperature pare i vrele vode za daljinsko grijanje postale su vrlo važne za analizu ukupne učinkovitosti kogeneracijskih postrojenja. Sve niže temperature kojima se teži u sustavima daljinskog grijanja (ispod 100 °C) omogućile su i jeftiniju akumulaciju toplinske energije.

Sustavi daljinskog grijanja tijekom godina izgradnje i unapređivanja od najranijih faza do danas u Europskoj Uniji dosegli su ukupnu duljinu od 200 000 km [59]. Učinkovitost mreža daljinskog grijanja definirana je omjerom godišnje potrošnje topline i duljine cjevovoda. Da bi neko područje bilo pogodno za spajanje na sustav daljinskog grijanja ovisi o samoj potrošnji, ili omjeru godišnje potrošnje topline cijele baze potrošača i površine [60]. Izgradnja novih mreža i sustava daljinskog grijanja također ima veliki značaj i u očuvanju klime kroz proizvodnju električne energije u kogeneracijskim postrojenjima uz korištenje biomase i prirodnog plina kao goriva.

Povijesno gledajući, izgradnja parovoda kao oblika daljinskog grijanja spada u prvu generaciju daljinskog grijanja. Temperatura pare u tim sustavima varirala je između 145-160 °C. Prelazom s pare na vrelu vodu i temperature do najviše 130 °C smatra se drugom generacijom daljinskog grijanja. Još većim smanjivanjem temperatura vode na temperaturu manju od 100 °C, dolazimo do treće generacije sustava daljinskog grijanja.

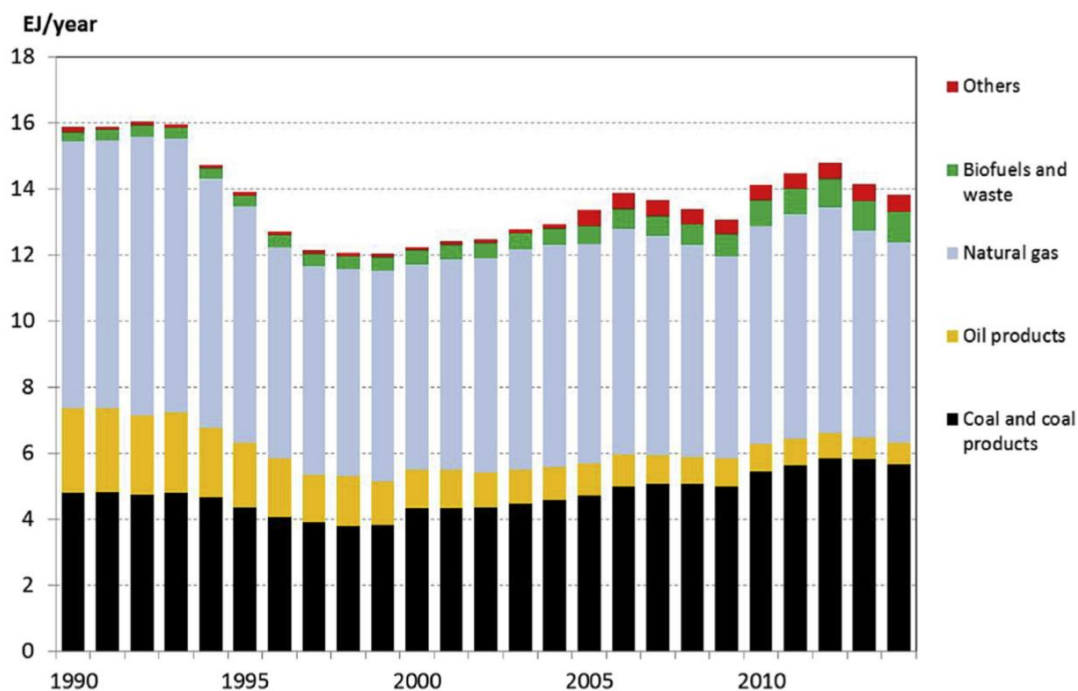
Integracija obnovljivih izvora energije u sustave daljinskog grijanja označuje početak četvrte generacije i integraciju u pametne energetske sustave. U pametnim energetske sustavima fokus je na integraciji više različitih sektora kao što su: elektroenergetski, grijanje, hlađenje i promet, te na korištenju fleksibilnosti u potrebama i raznoj kratkoročnoj i dugoročnoj akumulaciji energije. Da bi se to omogućilo, pametni energetske sustavi moraju koordinirati između elektroenergetske mreže, mreže daljinskog grijanja i hlađenja, plinske mreže i infrastrukture različitog tipa goriva [61-63].

#### **3.1 Integracija komunalnog daljinskog grijanja u pametne energetske sustave i prijelaz u četvrtu generaciju daljinskog grijanja**

U literaturi [64] dan je opširan internacionalan pregled daljinskog grijanja i hlađenja iz kojega će neki bitni statistički podaci biti navedeni u daljnjem tekstu. U današnje vrijeme svi veći svjetski gradovi kao što su Moskva, Sankt-Petersburg, Peking, New York, Kiev, Seoul, Varšava, Berlin, Hamburg, Milano, Paris i mnogi drugi imaju daljinsko grijanje.

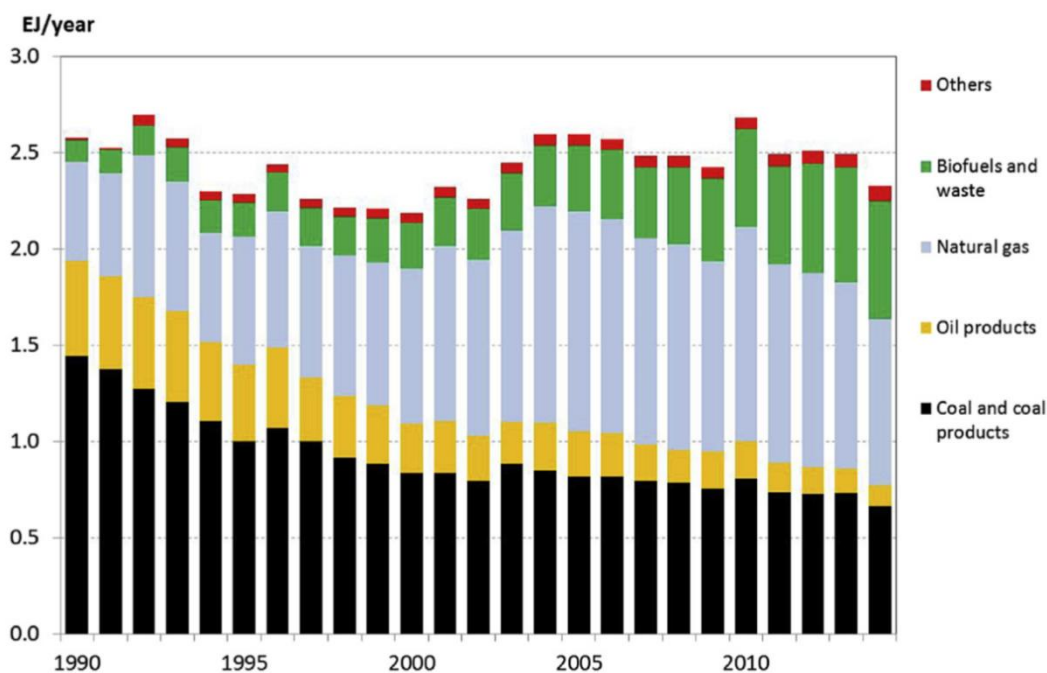
Najveći konzumenti energije iz daljinskog grijanja su industrija i stambeni sektor. Toplinska energija dobivena iz fosilnih goriva još uvijek zauzima visoki postotak, u svijetu 90 % (Sl. 3.1.) i u Europskoj Uniji 70 % (Sl. 3.2.), jer se fosilna goriva najviše koriste u kogeneracijskim elektranama i kotlovskim postrojenjima. Rusija kao najveći potrošač plina i Kina kao najveći potrošač ugljena glavni su razlog tomu. Realno stanje sustava u Europskoj Uniji i svijetu ukazuje na najveći postotak korištenja daljinskog grijanja druge i treće generacije.





**Slika 3.1.** Toplina isporučena u sve sustave daljinskog grijanja u svijetu 1990-2014 [64]

Zemlje koje najviše koriste sustav daljinskog grijanja su Island, Danska, Švedska, Finska, Estonija, Latvija, Rusija, Poljska, Kina i dr. Udio obnovljivih izvora energije u sustavima daljinskog grijanja u zemljama Europske Unije varira među zemljama članicama. Samo nekoliko zemalja ima udio veći od 20 %, a to su Austrija, Danska, Francuska, Island, Norveška, Švedska i Švicarska. Vlasničke strukture sustava daljinskog grijanja u Njemačkoj, Poljskoj, Švedskoj i Danskoj analizirane su u [65]. Udio tih zemalja zajedno u sustavu daljinskog grijanja Europske Unije iznosi 52 %. Na Sl. 3.3. prikazan je dijagram koji pokazuje vlasničku strukturu na tržištu tih zemalja. U Danskoj je posebnim zakonom uvedeno neprofitno pravilo za javno grijanje, što je uvelike utjecalo na vlasničke strukture u toj zemlji.

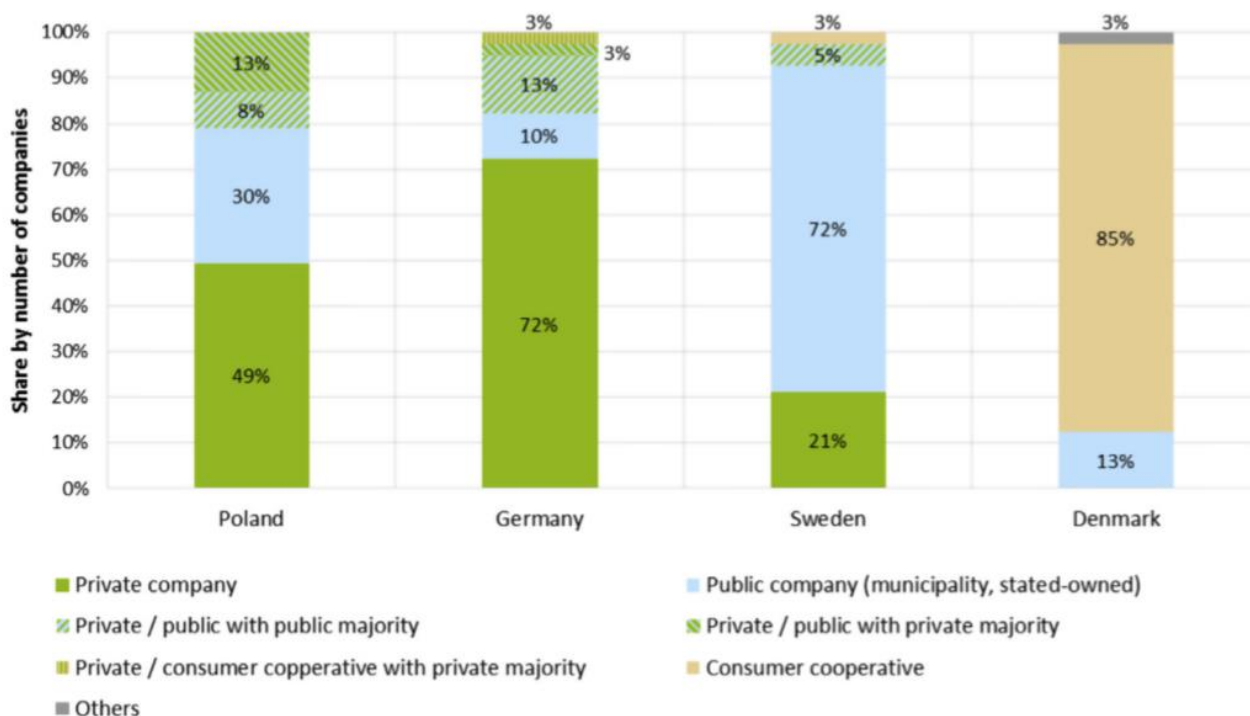


**Slika 3.2.** Toplina isporučena u sve sustave daljinskog grijanja u EU 1990-2014 [64]

Radom mreže daljinskog grijanja upravljaju zadruga u vlasništvu potrošača ili komunalna poduzeća. Zakon o opskrbi energije doveo je do razdvajanja proizvodnje topline i opskrbe kupaca toplinom. S obzirom na broj kupaca Poljska ima najveće tržište u sektoru daljinskog grijanja u Europi [66]. 2016. godine oko 430 proizvođača i dobavljača, većinom privatnih kompanija, trgovalo je na tržištu daljinskog grijanja. U Njemačkoj je 72 % tržišta u vlasništvu privatnih kompanija, dok je u Švedskoj obrnuto, 72 % tržišta je u vlasništvu komunalnih ili državnih kompanija. Dakle, vlasnici sustava daljinskog grijanja razlikuju se od zemlje do zemlje. Komunalno i državno vlasništvo uobičajeno je u zemljama Europske Unije, kao i u zemljama bivšeg Sovjetskog saveza i Kini. U SAD-u sustave daljinskog grijanja osnivaju privatne tvrtke, kao i u ostalim državama svijeta, s izuzetkom prije navedenih [67].

Određivanje cijene jedan je od osnovnih problema u sustavima daljinskog grijanja. Privatne tvrtke više su tržišno orijentirane i preferiraju cijene bliže onima konkurentnim alternativnim izvorima energije za grijanje, dok se komunalni vlasnici orijentiraju na troškovno orijentiranje cijena kako bi podijelili prednosti daljinskog grijanja s krajnjim kupcima [68].

Benefiti korištenja kogeneracije za proizvodnju električne i toplinske energije odavno su poznati, ali glavni problem tih postrojenja su mjesto i način na koji plasirati toplinsku energiju na tržište. U Hrvatskoj, gotovo svi veći gradovi imaju razvijenu mrežu daljinskog grijanja, ali samo 10 % potrebne toplinske energije dolazi iz kogeneracijskih elektrana [69]. Kako je energetska učinkovitost trenutno jedan od glavnih izazova pri tranziciji ka društvu s niskim udjelom ugljika, daljinsko grijanje gradova predstavlja veliki imperativ zbog mogućnosti implementacije velike količine energije iz kogeneracijskih elektrana, kako u svijetu tako i u zemljama EU.



Slika 3.3. Vlasnička struktura na glavnim tržištima daljinskog grijanja u Europi prema broju kompanija (2008-2016) [65]

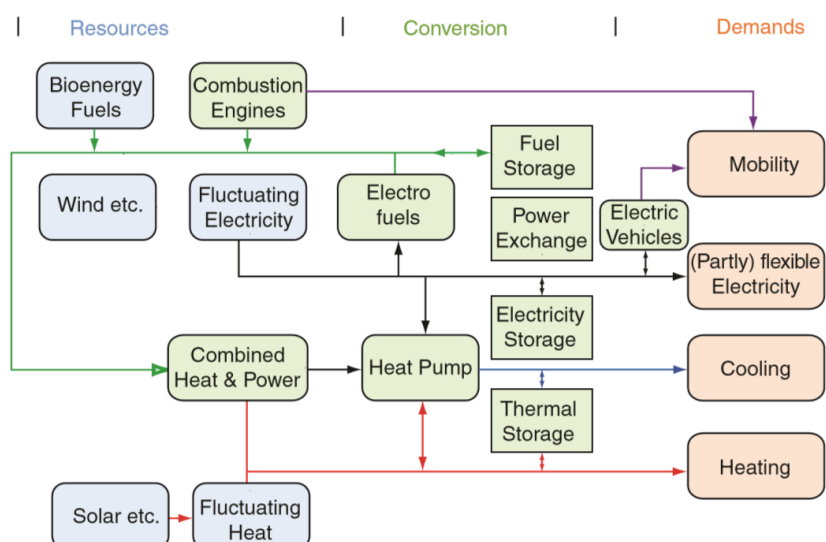
Jedan od važnijih problema koji se pojavljuje u tranzicijskim zemljama u koje spada i Hrvatska, je zastarjela postojeća oprema u gradskim podstanicama koja zahtjeva rekonstrukciju ili modernizaciju kako bi se omogućila daljnja eksploatacija i kako bi oprema postala zadovoljavajuća s ekonomskog i okolišnog aspekta. Također, u većini slučajeva, potrebna je obnova gradske mreže. Lokalne tvrtke koje upravljaju sustavom daljinskog grijanja često ne mogu pružiti dovoljna jamstva za osiguranje financijskih sredstva za potrebna ulaganja u revitalizaciju postojećih sustava. Sve su to razlozi koji vode do nezadovoljstva kupaca toplinske energije s obzirom na cijenu i tehniku obavljanja usluga grijanja i dovodi do isključenja kako kupaca, tako i proizvođača toplinske energije [70]. Kako bi se ti problemi [71] počeli čim prije rješavati i kako bi sustavi daljinskog grijanja iz druge i treće generacije počeli prelaziti u četvrtu generaciju mnogi istraživači počeli su predlagati različite metode za rješavanje gorućih problema tehničke i ekonomske prirode [72-77].

Budući sustavi daljinskog grijanja četvrte generacije morali bi moći [78]:

- osigurati niskotemperaturno grijanje prostora i niskotemperaturnu potrošnu toplu vodu,
- distribuirati toplinsku energiju s minimalnim toplinskim gubicima,
- povećati udio obnovljivih izvora energije (solarna, geotermalna) i rekuperirati toplinu iz niskotemperaturnih izvora tj. toplinu iz kogeneracije, spaljivanja otpada, centralnog solarnog sustava uz sezonsku akumulaciju energije,
- postati sastavni dio pametnih energetske sustava koji u sebi sadrže električnu energiju, plin, toplinske mreže i daljinsko hlađenje te kogeneracijska postrojenja s akumulacijom toplinske energije koja služe i za stabilizaciju mreže i
- osigurati kvalitetno planiranje infrastrukture, troškova i motivacijske strukture.

### **3.2 Akumulacijski stratifikacijski spremnik osjetne topline u pametnim energetske sustavima i u sustavima daljinskog grijanja četvrte generacije**

Pametni energetske sustavi mogu se definirati kao “pristup u kojem se pametne električne, toplinske i plinske mreže kombiniraju i koordiniraju radi prepoznavanja međusobne sinergije u svrhu postizanja optimalnog rješenja za svaki pojedinačni sektor kao i za cjelokupni energetske sustav” [79]. Iz dijagrama na Sl. 3.4. vidljivo je da daljinsko grijanje i hlađenje predstavljaju značajni dio toplinskog konzuma u pametnim energetske sustavima. Akumulacijski spremnici topline sastavni su dio takvih sustava i služe za pokrivanje razlika između potražnje i opskrbe toplinskom energijom [81]. Omogućuju maksimalnu fleksibilnost i performanse sustava daljinskog grijanja i hlađenja te omogućuju integraciju obnovljivih izvora energije i otpadne topline iz industrijskih postrojenja u toplinske mreže stvarajući pametne energetske sustave. Ugradnja akumulacijskog spremnika u kogeneracijska postrojenja koja također sadrže kotlovska postrojenja za proizvodnju tople vode i pokrivanje vršnih opterećenja poboljšava fleksibilnost rada u smislu povećanja novčane dobiti od prodaje električne energije i smanjenja veličine instaliranog kapaciteta. Uz klasične kogeneracijske elektrane na ugljen, prirodni plin i biomasu, nuklearne elektrane su također zanimljiv izvor toplinske energije koja se može implementirati u sustave daljinskog grijanja u kombinaciji s velikim kapacitetom akumulacijskih spremnika [82].



Slika 3.4. Integrirani pametni energetske sustavi [80]

Ugradnja akumulacijskog spremnika u sustav daljinskog grijanja poboljšava rad sustava na više načina [83]:

- povećava fleksibilnost kogeneracijskog postrojenja, što utječe na dizajn samog kogeneracijskog postrojenja,
- kada je spojen na primarnu liniju mreže daljinskog grijanja, omogućuje manji nazivni otvor cjevovoda u distribucijskoj mreži,
- smanjuje upotrebu generatora topline jer akumulirana toplinska energija omogućuje suočavanje s brzim promjenama potražnje,
- povećava ukupne performanse u smislu vremenski promjenjivog upravljanja,
- povećava profit kogeneracijskog postrojenja jer omogućava proizvodnju električne energije u vrijeme kada je ona najskuplja,
- omogućava naizmjenično ubacivanje energije generirane iz obnovljivih izvora. To omogućuje sustavu daljinskog grijanja da postane platforma za selekciju različitih oblika energije,
- smanjuju operativne troškove sustava,
- kada se dizajnira na primarni vod postojeće mreže daljinskog grijanja, omogućuje prekoračenje u protoku, omogućuje povećanje broja priključenih korisnika bez izmjene mrežnog dizajna,
- iz korisničke perspektive, mreža daljinskog grijanja ne zahtijeva veliko godišnje održavanje, nadalje potrošači se ne suočavaju s rizicima povezanim sa skladištenjem i isporukom goriva na licu mjesta,
- u nekim slučajevima, instalacija akumulacijskog spremnika može izbjeći instalaciju posuda pod tlakom i
- korisnici koji imaju određenu fleksibilnost u zahtjevu za toplinskom energijom, mogu uštedjeti novac prebacivanjem potrošnje u sate kada nije vršno opterećenje.

Ne postoji jedinstveno optimalno rješenje za odabir tehnologije koja će se koristiti za akumulaciju toplinske energije u sustavima daljinskog grijanja (osjetna, latentna itd.), već je potreban individualan pristup svakom sustavu. Razlog tome je što sustave mogu karakterizirati različite konfiguracije, ovisno o topologiji mreže, raspodjeli potražnje gustoće energije, vrsti priključenih postrojenja, strategiji upravljanja i uvjetima okoliša [83].

### **3.3 Utjecaj geometrijskih i procesnih parametara na temperaturnu stratifikaciju**

U ovom poglavlju prezentirani su rezultati numeričke analize dvodimenzionalnog temperaturnog polja u vertikalnim cilindričnim stratifikacijskim spremnicima osjetne topline (25000 m<sup>3</sup>) koji se koriste za komunalno daljinsko grijanje velikih gradova [84]. Numeričke simulacije provedene su radi istraživanja dolje navedenih utjecaja na temperaturnu stratifikaciju i toplinsku učinkovitost akumulacijskog spremnika:

- oblik spremnika (omjer visine i promjera),
- udaljenost gornjeg difuzora od vrha (gornje razine vode) spremnika,
- temperaturna razlika između toplije i hladnije vode,
- varijacija protoka vode kroz akumulacijski spremnik i
- oblik radijalnog pločastog difuzora (promjer i razmak između ploča difuzora).

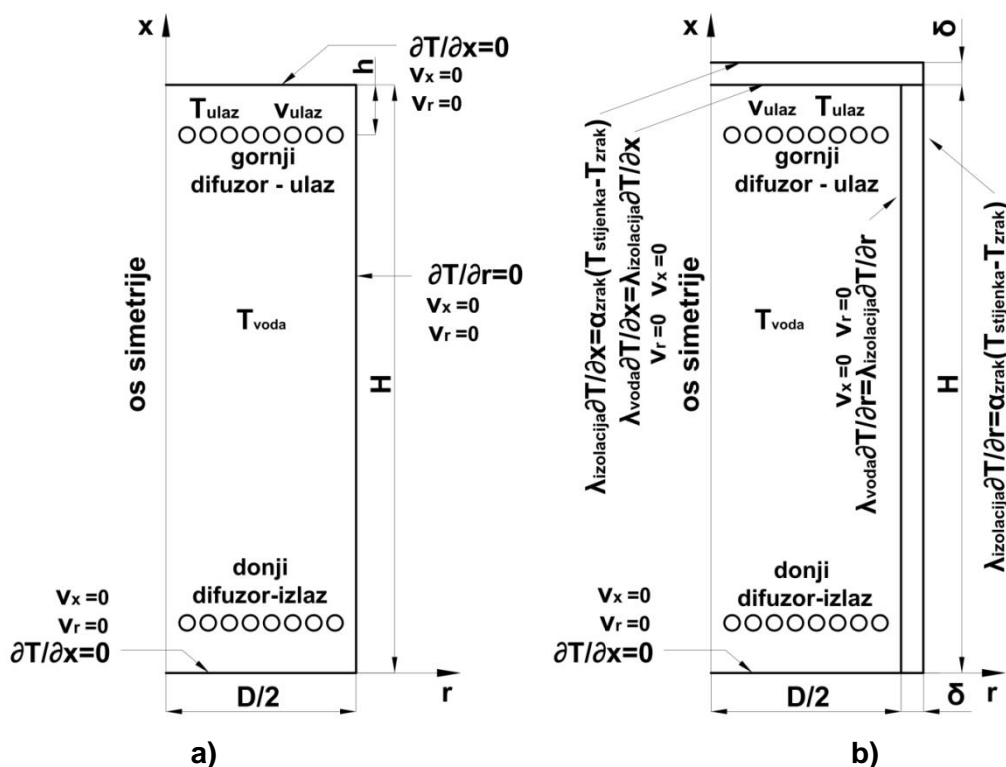
Validacija matematičkog modela provedena je usporedbom rezultata numeričkog proračuna s podacima mjerenja izvršenim na akumulacijskom spremniku uzetim iz literature [25], [26] i podacima mjerenja dobivenim mjerenjima na akumulacijskom spremniku u TE-TO Zagreb. Razvijen je matematički model za proračun debljine toplinske izolacije plašta spremnika prema maksimalnoj konstantnoj temperaturi u spremniku. Analiziran je utjecaj smanjenja debljine izolacije i promjene godišnjeg doba na kvalitetu temperaturne stratifikacije u spremniku. Provedena financijska analiza potvrdila je moguće smanjenje debljine izolacije, i mogućnost fleksibilnijeg ulaganja u postrojenje.

### **3.4 Matematički model i numerički postupak**

#### **3.4.1 Domena numeričkog modela**

Određene pretpostavke i pojednostavljenja napravljena su za matematičko opisivanje toplinskih pojava u akumulacijskim stratifikacijskim spremnicima osjetne topline. Umjesto postavljanja 3D modela cijelog spremnika, postavljen je 2D osnosimetrični model. Na taj način omogućeno je dobivanje aproksimiranog oblika difuzora prikazanog na Sl.3.6. Domena numeričkog modela sa strane određena je stijenkom plašta spremnika, na vrhu je određena visinom razine vode u spremniku, dok je na dnu određena dnom spremnika. Numerički model ne uzima u obzir otvorenu površinu vode i ne uzima u obzir unutarnji prostor između otvorene površine vode i krova spremnika koji je ispunjen vodenom parom ili inertnim plinom. Karakteristične domene numeričkih proračuna za sve analizirane akumulacijske spremnike prikazane su na Sl. 3.5. Kod računanja utjecaja oblika spremnika, utjecaja temperaturne razlike između toplije i hladnije vode, utjecaja promjene količine protoka i udaljenosti gornjeg i donjeg difuzora od vrha spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije i širinu termoklina, spremnici su promatrani kao idealno izolirani tj. na stijenkama plašta spremnika pretpostavljeno je

adijabatsko stanje s toplinskim tokom jednakim nula, Sl. 3.5. a). Kod računanja utjecaja debljine izolacije na količinu toplinskog toka kroz izolaciju, sloj izolacije određene debljine dodan je na stijenke plašta i krova spremnika Sl. 3.5. b).



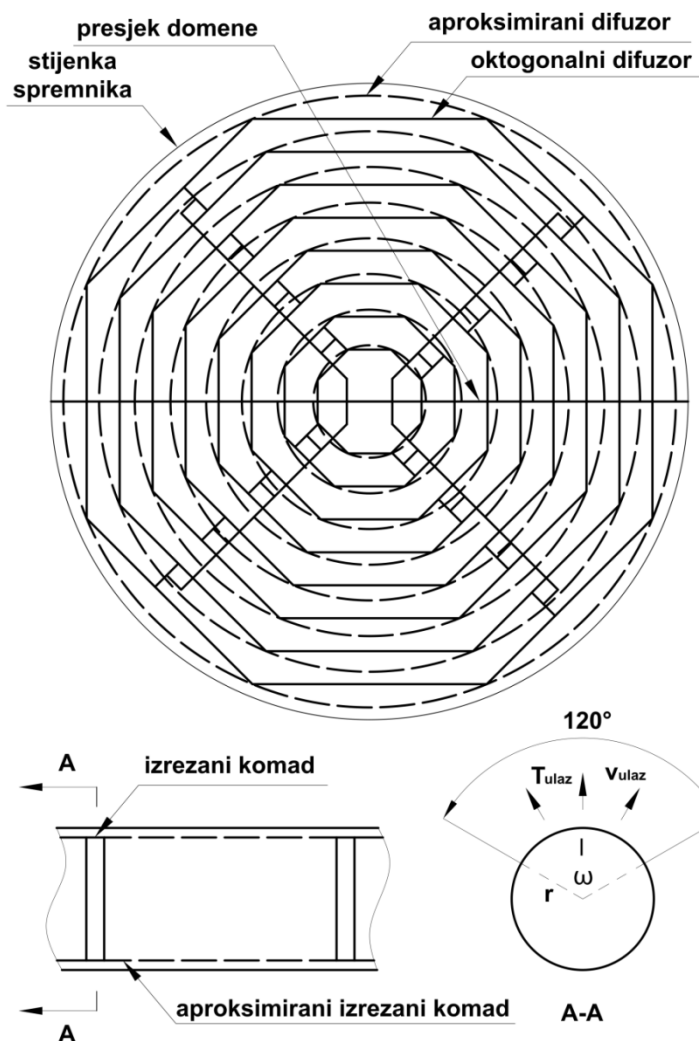
Slika 3.5. Karakteristična domena dvodimenzionalnih osnosimetričnih numeričkih modela spremnika s rubnim uvjetima a) bez izolacije, b) s izolacijom

Tab. 3.1. prikazuje dimenzije tri analizirana spremnika.

**Tablica 3.1. Dimenzije spremnika**

Volumen (m <sup>3</sup> )	H/D	D (m)	H (m)
24988	2	25,15	50,3
25019	1	31,70	31,7
25133	0,5	40,00	20,0

Za potrebe numeričkog proračuna, i također za buduće istraživanje odabran je oktogonalni prstenasti difuzor s perforiranim cijevima. Kroz difuzor voda ulazi i izlazi iz spremnika. Da bi se postavio 2D osnosimetrični numerički model potrebno je izvršiti aproksimaciju oktogonskog difuzora u difuzor s kružnim oblikom Sl. 3.6. Kod oktogonskog difuzora, dijelovi koji su izrezani iz cijevi a kroz koje voda ulazi i izlazi iz spremnika, postavljeni su na određenoj udaljenosti. Da bi se postigao uniformni difuzor, pretpostavljen je odrezani dio duž cijele cijevi. Takvim načinom aproksimacije dobio se potpuno isti oblik difuzora u svakom poprečnom presjeku spremnika tj. potpuno simetrični format spremnika što je omogućilo računanje ulazne brzine vode u spremnik. Odrezani dijelovi cjevovoda na difuzoru postavljeni su prema gore da bi olakšali izlaz tople vode prema vrhu spremnika.



Slika 3.6. Aproximacija oktagonskog difuzora

Duljina kružnog luka izrezanog dijela cjevovoda kroz koji voda ulazi u spremnik dan je izrazom:

$$l = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \omega}{360} \quad (\text{m}). \quad (3.1)$$

Površina izrezanog dijela cjevovoda kroz koji voda ulazi u spremnik dan je izrazom:

$$A_n = 2 \cdot R_{\text{prsten},n} \cdot \pi \cdot l \quad (\text{m}^2). \quad (3.2)$$

Ukupna površina izrezanog dijela cjevovoda kroz koji voda ulazi u spremnik dan je izrazom:

$$A_{ul} = \sum_{n=1}^8 A_n \quad (\text{m}^2). \quad (3.3)$$

Ulazna brzina vode kroz cijevi dana je izrazom:

$$v_{ul} = \frac{\dot{V}}{A_{ul}} \quad (\text{m/s}). \quad (3.4)$$

Procesni parametri i dimenzije difuzora za sve spremnike dani su u Tab. 3.2.

Tablica 3.2. Procesni i geometrijski parametri difuzora

$H/D$	$v_{ul}$ (m/s)	$r$ (mm)	br. prstena	$\omega^\circ$	$\dot{V}$ (m <sup>3</sup> /h)
0,5	0,0026704				
1	0,0030542	250	8	120	1500
2	0,0024227				

Radijus cijevi, broj prstena, kut izrezanog dijela i volumni protok isti su za sve difuzore. Kako akumulacijski spremnici imaju različite promjere, namjera tijekom dizajniranja difuzora bila je da se održi približno ista ulazna površina pa tako i ulazna brzina u spremnik, ali je u obzir uzeta i uniformnost pozicije prstena duž površine vode. U svim prstenima pretpostavljena je ista brzina vode.

Strujanje fluida duž spremnika promatrano je kao nestacionarno i laminarno sa promjenjivim svojstvima u ovisnosti o temperaturi.

Gustoća vode, toplinska vodljivost vode, specifični toplinski kapacitet i dinamički viskozitet izračunati su u ovisnosti o temperaturi pomoću izraza za linearnu aproksimaciju:

$$\phi(T) = \phi_n + \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{T_{n+1} - T_n} \cdot (T - T_n), \quad (3.5)$$

gdje je:

$\phi$ -svojstvo fluida i

$T$ -temperatura fluida

### 3.4.2 Jednadžbe očuvanja

Diferencijalne jednadžbe za opisivanje temperaturne distribucije duž spremnika dane su u vektorskom obliku.

Jednadžba očuvanja mase:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0. \quad (3.6)$$

Jednadžba očuvanja količine gibanja:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g}. \quad (3.7)$$

Jednadžba očuvanja energije:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \nabla^2 T - \alpha_{zrak} \cdot (T_{stijenka} - T_{zrak}). \quad (3.8)$$

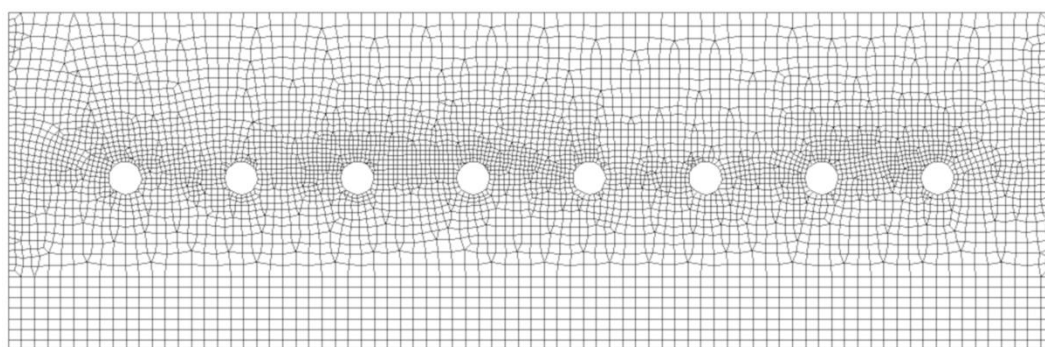
U Jed. (3.7)  $p$  je statički tlak,  $\tau$  je tenzor naprezanja, i član  $\rho \vec{g}$  je gravitacijska sila. U Jed. (3.8) član  $\alpha_{zrak} \cdot (T_{stijenka} - T_{zrak})$  predstavlja gubitke topline prema okolini. Taj član se koristi u jednadžbi kod validacije numeričkog modela i kod modela koji istražuje utjecaj debljine izolacije na kvalitetu temperaturne stratifikacije. Kod drugih modela jednak je nuli.



### 3.4.3 Numeričko rješenje

Matematički model rješava se metodom kontrolnih volumena koja se bazira na podjeli domene na manje dijelove tj. kontrolne volumene i integraciji definiranih jednačbi očuvanja po kontrolnim volumenima, čime se dobiva sustav diskretiziranih algebarskih jednačbi koje se zatim rješavaju iteracijskim postupcima.

Umrežavanje domene provedeno je strukturiranom i nestrukturiranom mrežom Sl. 3.7. Numerički proračun izvršen je korištenjem programskog paketa *Fluent* pri čemu je za diskretizaciju konvekcijsko-difuzijskih jednačbi korištena shema diskretizacije *Second Order Upwind*, a za povezivanje polja tlakova i brzina algoritam *SIMPLE* [85].

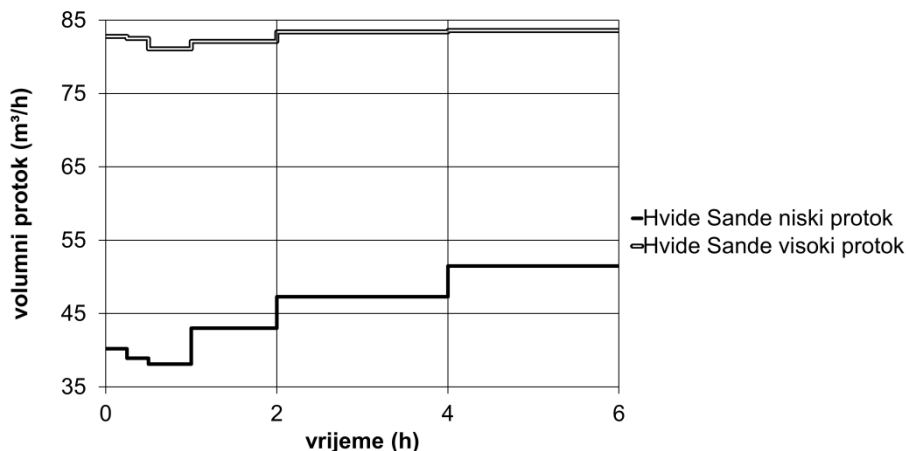


Slika 3.7. Mreža numeričkog modela-gornji difuzor spremnika

### 3.5 Validacija matematičkog modela

Validacija matematičkog modela provedena je usporedbom podataka dobivenih mjerenjem na akumulacijskom spremniku koji se nalazi u kogeneracijskoj elektrani Hvide Sande u Danskoj uzetim iz literature [25], [26] i rezultata numeričkog proračuna. Kogeneracijsko postrojenje Hvide Sande sastoji se od dva glavna motora s unutarnjim izgaranjem koji proizvode snagu od 3,77 MW svaki, i dva kotla: jedan od 10 MW i drugi od 4 MW. Akumulacijski spremnik ima volumen 1750 m<sup>3</sup>. Debljina izolacije je 300 mm. Maksimalni protok vode iznosi 200 m<sup>3</sup>/h. Prosječna temperatura tople ulazne vode iznosi 94-95 °C, dok je prosječna temperatura hladnije izlazne vode 44-46 °C. Temperaturni senzori koji se koriste za mjerenje temperature duž visine spremnika imaju tolerancijsku klasu B. Greška u mjerenju korištenih temperaturnih senzora iznosi ±0,50 °C do ±0,78 °C kada je temperatura vode u spremniku između 40 °C – 95 °C. Greška u mjerenju nižeg protoka iznosi 1 % dok je greška u mjerenju visokog protoka 2,1 %. Duž visine spremnika postavljeno je 16 temperaturnih senzora (PT100), s mogućnošću dobivanja podataka od 15 senzora (9. senzor nije u funkciji). U literaturi je navedeno da je temperatura ulazne vode između 94 °C i 95 °C. U ovom numeričkom proračunu temperatura ulazne vode držana je konstantnom na 95 °C u svim validacijskim numeričkim modelima. Interval uzimanja podataka iznosi 15 min. Validacija matematičkog modela provedena je za dva različita protoka vode, visoki (ID 2443 [26]) i niski (ID 176 [26]). Analiza utjecaja gustoće mreže i vremenskog koraka provedena je s visokim protokom. Promjena količine protoka i trajanje procesa punjenja prikazano je na Sl. 3.8. Da bi se postigla što veća točnost u validacijskim modelima, izračunati su koeficijenti prijelaza topline na vanjskoj strani plašta spremnika pomoću jednačbi uzetih iz [86]. Brzina vjetra postavljena je na 25

km/h [87], dok je vanjska temperatura zraka postavljena na 7 °C i 11 °C prema literaturi. Izračunati koeficijent prijelaza topline na krovu spremnika iznosi 14,02 W/m<sup>2</sup>K, dok za plašt spremnika iznosi 12,54 W/m<sup>2</sup>K.



**Slika 3.8.** Promjena u količini volumnog protoka tijekom procesa punjenja u kogeneracijskom postrojenju Hvide Sande [26]

### 3.5.1 Utjecaj gustoće mreže na numeričko rješenje

Utjecaj gustoće mreže na numeričko rješenje proveden je sa sedam različitih načina umrežavanja. Područje oko gornjeg i donjeg difuzora umreženo je gušćom mrežom, pogotovo po visini spremnika odnosno difuzora, iz razloga jer je to područje gdje voda ulazi u spremnik i miješa se s hladnijom vodom i tu dolazi do najvećih temperaturnih promjena, te je to područje stvaranja termoklina. Umrežavanje toplinske izolacije spremnika također je provedeno na isti način u svim validacijskim modelima. Najveći dio spremnika, a to je područje između gornjeg i donjeg difuzora umrežen je na način prikazan u Tab. 3.3. Na početku mjerenja temperature unutar spremnika u kogeneracijskom postrojenju Hvide Sande, zabilježena je inicijalna temperaturna raspodjela duž visine spremnika. Na temelju tih podataka razvijen je polinom desetog stupnja za svaku od simulacija, pomoću kojeg je definirano inicijalno stanje svakog numeričkog modela.

**Tablica 3.3.** Broj kontrolnih volumena (ćelija) u numeričkom modelu

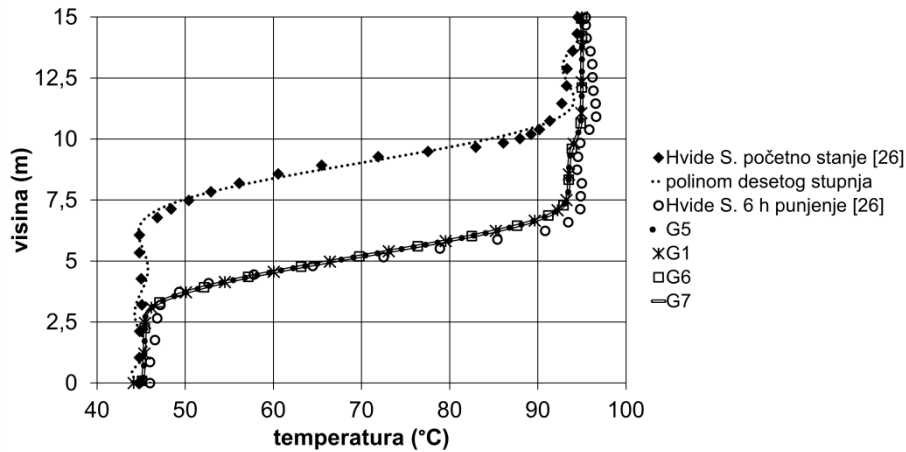
oznaka	visina spremnika	radijus spremnika	ukupan br.
G1	70	80	9900
G2	70	60	7700
G3	70	40	5500
G4	70	20	3300
G5	90	80	11700
G6	50	80	8100
G7	30	80	6300

Kod procesa punjenja s visokim protokom, razvijeni polinom ima mala odstupanja od temperaturne krivulje dobivene mjerenjem. Izraz polinoma desetog stupnja koji opisuje inicijalno stanje (Sl. 3.9) prikazan je u nastavku:

$$T = (0.0000009030578509908502 \cdot x^{10}) - (0.00007013718203113154 \cdot x^9) + (0.0022954430098667956 \cdot x^8) - (0.041141811584125006 \cdot x^7) + (0.4398227562217309 \cdot x^6) - (2.8698897099458094 \cdot x^5) + (11.272170212020002 \cdot x^4) - (25.313310867980253 \cdot x^3) +$$

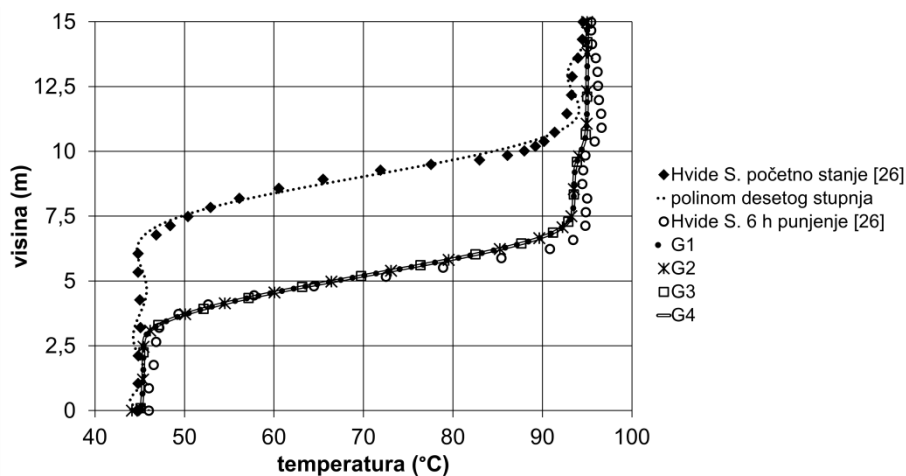
$$(29.110063778906422 \cdot x^2) - (13.429313790234842 \cdot x) + 319.14818782030426 \quad (3.9)$$

Sl. 3.9. prikazuje proces punjenja spremnika kod visokog protoka tijekom šest sati. Rezultati dobiveni numeričkim proračunom poslije šest sati punjenja imaju mala odstupanja od onih dobivenih mjerenjem.



Slika 3.9. Punjenje spremnika-utjecaj promjene u gustoći mreže duž visine spremnika-visoki protok

Rezultati su u skladu s greškom mjerenja temperature i protoka te s greškom polinoma. Mijenjanje gustoće mreže duž visine spremnika ne utječe na dobiveno rješenje. Mijenjanje gustoće mreže duž radijusa spremnika također nema nikakav utjecaj na dobiveno rješenje Sl. 3.10. To se može objasniti činjenicom da je brzina vode unutar spremnika jako mala odnosno strujanje je laminarno, tako da su i temperaturne promjene unutar spremnika spore. Također u početku punjenja spremnika, termoklin je već poprimio svoju formu, tako da daljnje punjenje spremnika nije značajno promijenilo njegovu formu. Štoviše, može se vidjeti da je voda s najvišom temperaturom (11-15 m visine spremnika) koncentrirana u gornjem području spremnika, zatim temperatura polako pada (od 6 do 11 m). Na visini spremnika manjoj od 6 m temperatura vode naglo pada do najniže temperature na dnu spremnika.

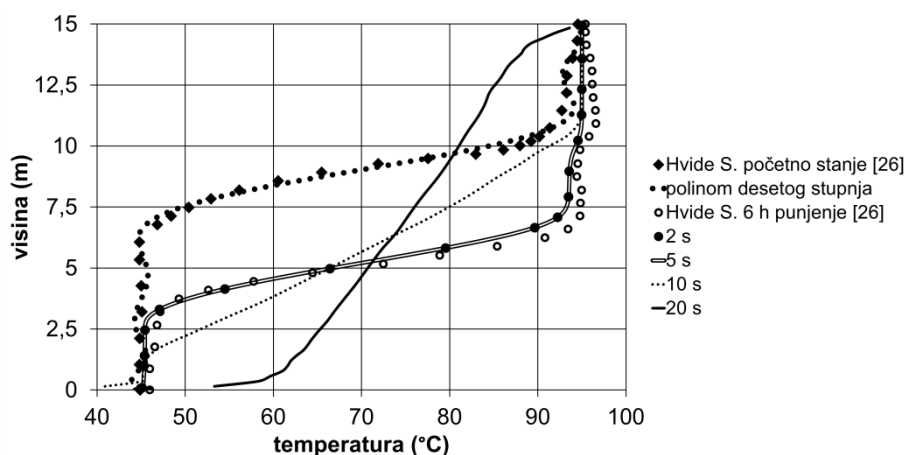


Slika 3.10. Punjenje spremnika-utjecaj promjene u gustoći mreže duž radijusa spremnika-visoki protok

### 3.5.2 Definiranje vremenskog koraka numeričkog proračuna

Vremenski korak numeričkog proračuna ima značajnu ulogu u rješavanju nestacionarnih problema. Njegova vrijednost utječe na numeričku grešku i stabilnost samog proračuna. Utjecaj vremenskog koraka na numeričko rješenje provedeno je s četiri različita vremenska koraka (2 s, 5 s, 10 s, 20 s) te su rezultati uspoređeni s podacima mjerenja provedenih s visokim protokom Sl. 3.11.

Na temelju provedenih analiza može se zaključiti da vremenski koraci od 2 s i 5 s daju dobro rješenje. Povećavanjem vremenskog koraka na 10 s i 20 s rezultira velikim devijacijama od realnog stanja u spremniku.



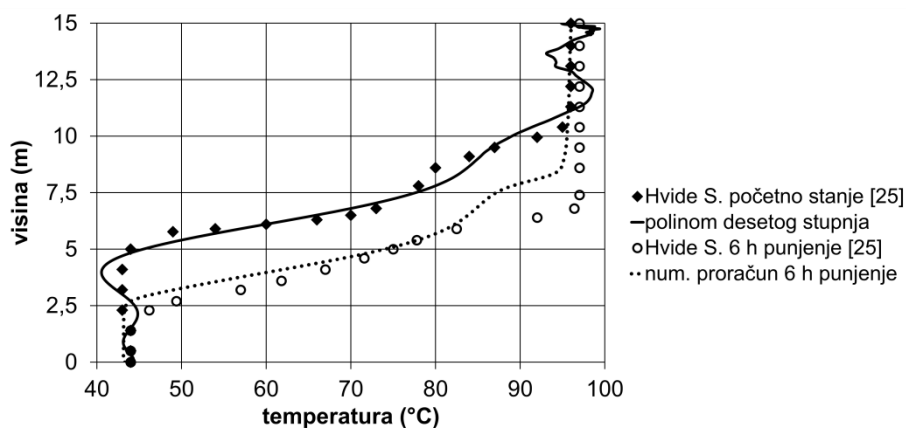
Slika 3.11. Punjenje spremnika-utjecaj promjene vremenskog koraka-visoki protok

### 3.5.3 Validacija matematičkog modela kod niskog protoka vode

Nakon validacije matematičkog modela s visokim protokom vode kroz spremnik, provedena je i validacija s niskim protokom. Kao i kod validacije s visokim protokom prije početka punjenja spremnika zabilježeno je početno stanje temperature vode u spremniku. Na temelju krivulje temperature razvijen je polinom desetog stupnja s kojim se definirao inicijalni rubni uvjet u numeričkom proračunu. Izraz polinoma desetog stupnja dan je u nastavku:

$$T = - (0.000001785789941546633 \cdot x^{10}) + (0.000129065606702277 \cdot x^9) - (0.003919596638779507 \cdot x^8) + (0.06482025515973475 \cdot x^7) - (0.6318612991499628 \cdot x^6) + (3.6677596405752 \cdot x^5) - (12.199805611886843 \cdot x^4) + (21.25612998738955 \cdot x^3) - (16.07300213355867 \cdot x^2) + (2.8751315277064546 \cdot x) + 317.18965052168375 \quad (3.10)$$

Na Sl. 3.12 prikazan je proces punjenja spremnika s niskim protokom vode u trajanju od 6 sati. Oblik temperaturne krivulje dobivene iz podataka mjerenja direktno utječe na razvijanje polinoma. Kako je dio krivulje između toplije i hladnije vode (termoklin) dosta nepravilan, razvijeni polinom koji opisuje početno stanje u spremniku uvelike odstupa od temperaturne krivulje dobivene mjerenjem, pogotovo u gornjem dijelu spremnika. Nakon šest sati punjenja spremnika odstupanje rezultata numeričkog proračuna su u skladu s greškom mjerenja i protoka osim u gornjem području termoklina. To se može objasniti činjenicom da polinom desetog stupnja ima veće odstupanje u gornjem dijelu spremnika u odnosu na podatke mjerenja. Još jedan element koji može objasniti odstupanje od krivulje dobivene mjerenjem je vremenski interval od 15 minuta u kojem su mjerenja provedena.

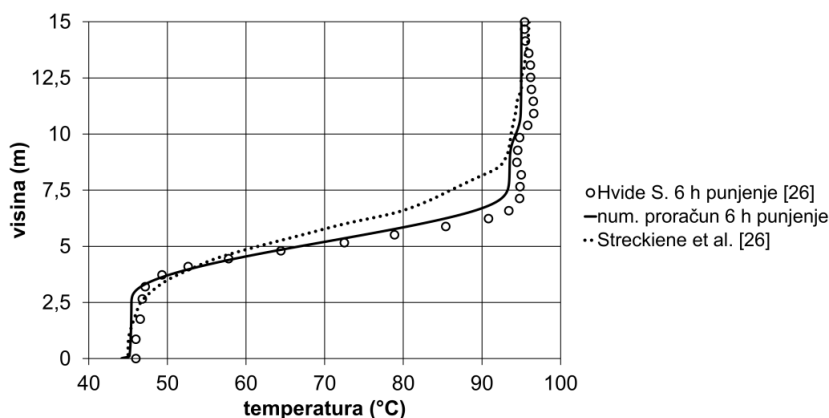


Slika 3.12. Punjenje spremnika nakon 6 sati-niski protok

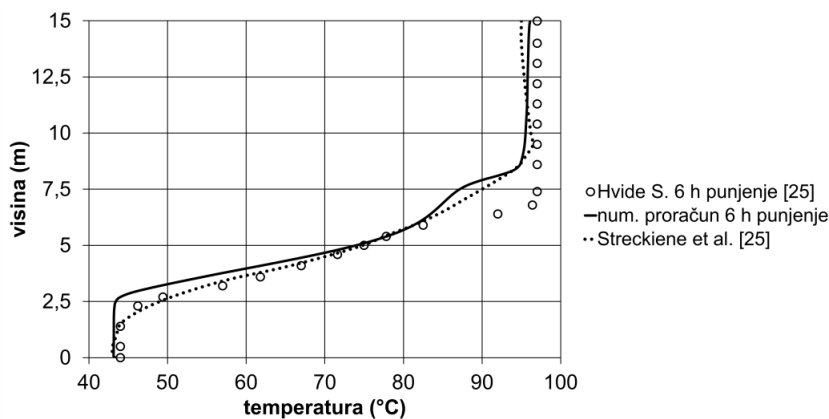
U tom vremenskom periodu minimalna devijacija u samom procesu rada spremnika je moguća pogotovo kad jedne pumpe služe za pumpanje vode u spremnik dok druge pumpe služe za pumpanje vode iz spremnika.

### 3.5.4 Usporedba rezultata numeričkog proračuna s rezultatima iz literature

Na Sl. 3.13. prikazana je usporedba rezultata numeričkog proračuna dobivenih u ovom radu s rezultatima objavljenim od Streckiene i ostalih. [25], [26].



a)



b)

Slika 3.13. Usporedba rezultata vertikalne distribucije temperature ovoga rada s Streckiene i ost.: a) visoki protok, b) niski protok

Kod procesa punjenja spremnika visokim protokom, Sl. 3.13. a) uspoređujući rezultat numeričkog proračuna dobiven u ovome radu s radom Streckiene i ostalih [26], rezultat dobiven u ovome radu više korelira s podacima mjerenja. U proračunu s niskim protokom Sl. 3.13. b), rezultat dobiven u ovome radu više korelira s onima objavljenim od strane Streckiene i ostalih [25]. Najveće odstupanje rezultata numeričkog proračuna od podataka mjerenja (i u ovome radu i u spomenutoj literaturi), javlja se u gornjem području termoklina. U literaturi [25] i [26] Streckiene i ostali koristili su numerički i analitički model za modeliranje temperaturne stratifikacije duž visine spremnika koristeći glavne parametre dobivene mjerenjem gdje su vrijednosti protoka i vanjske temperature za period punjenja spremnika izračunate kao prosječne vrijednosti. Kod oba modela, tijekom procesa punjenja s niskim i visokim protokom, njihovi modeli generiraju pogrešku u istom području spremnika. To je objašnjeno činjenicom da se vrijednost temperature s devetog senzora nije mogla očitati i da model računa temperaturu sloja kao prosječnu temperaturu susjednih slojeva. Najveća odstupanja temperature uočeno je na visini od 6,8 m na osmom senzoru, jer nisu zabilježeni podaci s devetog senzora koji nije u funkciji. Kako je udaljenost između senzora približno 0,9 m, visina između osmog i desetog senzora iznosi približno 1,8 m. Stoga, ograničenje ovoga modela prema mjerenjima je u gustoći postavljenih senzora duž visine spremnika. U numeričkim proračunima provedenim u ovome radu pojavljuju se dva slučaja. Kada polinom kojim se pretpostavlja inicijalno stanje u spremniku ima mala odstupanja od krivulje dobivene mjerenjem, numerički model daje vrlo dobre rezultate pa čak i ako jedan od senzora nije u funkciji. Kako stupanj poklapanja krivulje polinoma s krivuljom temperature dobivene mjerenjem ovisi o zakrivljenosti krivulje, i ovaj model ima ograničenja s obzirom na izvedena mjerenja. Za takav pristup modeliranju, potrebno je puno više podataka mjerenja. To znači da interval mjerenja mora biti što manji. Više podataka mjerenja povećava mogućnost odabira krivulje koja omogućuje razvoj zadovoljavajućeg polinoma. Povećanje intervala mjerenja također dovodi do boljeg rješenja. Iz Sl 3.9.-3.13., uzimajući u obzir greške mjerenja i polinoma, i uzimajući u obzir činjenicu da je u budućim numeričkim modelima početno stanje uzeto kao konstantno duž cijeloga spremnika, može se zaključiti da je numerički model prikladan za analiziranje temperaturne stratifikacije i izmjenu topline unutar spremnika. Također se može zaključiti da je model prikladan za analizu toplinskih gubitaka iz spremnika prema okolini.

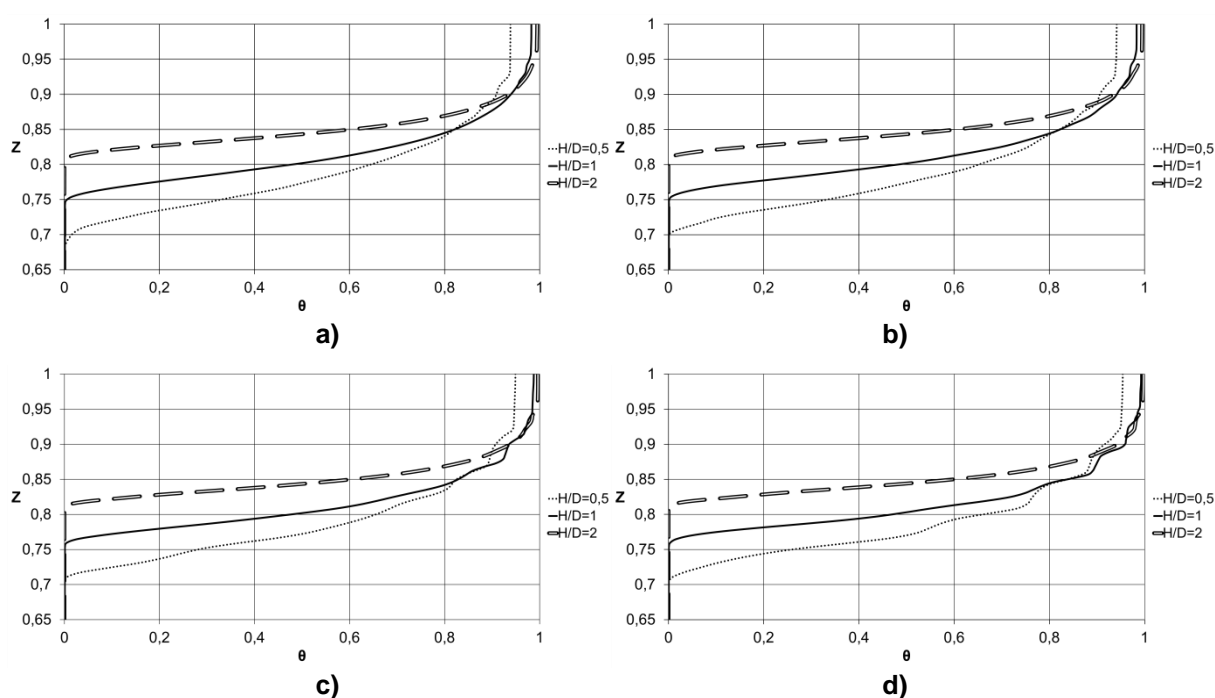
### **3.6 Analiza rezultata numeričkog proračuna**

Nakon validacije matematičkog modela, provedeno je niz numeričkih simulacija u kojima je analiziran utjecaj geometrijskih i procesnih parametara akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline velikog volumena ( $25000 \text{ m}^3$ ) koji se ugrađuju u sustave daljinskog grijanja velikih gradova na kvalitetu temperaturne stratifikacije i širinu termoklina.

#### **3.6.1 Utjecaj oblika spremnika i količine protoka na kvalitetu temperaturne stratifikacije**

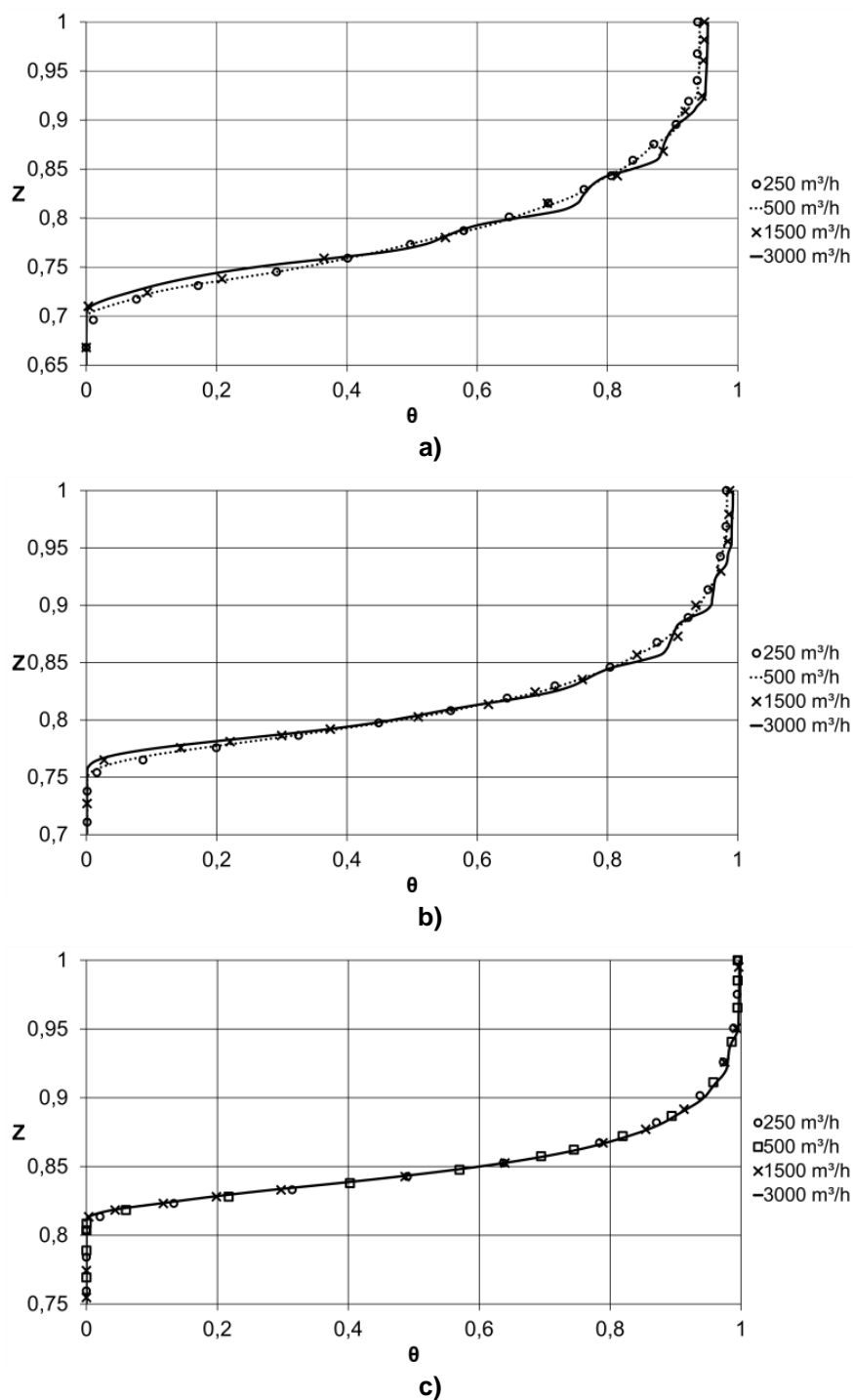
Niz numeričkih simulacija provedeno je u svrhu istraživanja utjecaja oblika spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije i širinu termoklina. Inicijalna temperatura vode u spremniku jednaka je u svim slučajevima i iznosi  $75 \text{ }^\circ\text{C}$ . Ulazna temperatura vode iznosi  $98 \text{ }^\circ\text{C}$ , ista je u svim analiziranim slučajevima i držana je konstantnom tijekom procesa punjenja. Udaljenost gornjeg odnosno donjeg

difuzora od vrha odnosno dna spremnika iznosi 1,5 m. Simulacije su provedene za protoke  $250 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $500 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$  i  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ , dok je trajanje punjenja spremnika ovisilo o protoku i trajalo je 12 h, 6 h, 2 h i 1 h. Dakle u svim slučajevima punjenje spremnika je trajalo dok u spremnik nije ušla ista količina vode ( $3000 \text{ m}^3$ ). Sl. 3.14. prikazuje promjenu bezdimenzijske temperature u ovisnosti o bezdimenzijskoj visini svakog spremnika za svaki od protoka. Za proces punjenja spremnika s različitim protocima, očito je da je utjecaj oblika spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije isti za sve protoke. Povećavajući omjer između visine i promjera spremnika povećava se kvaliteta temperaturne stratifikacije. Tijekom procesa punjenja spremnika bez obzira na količinu protoka, spremnik s omjerom  $H/D = 2$  koncentrira na vrhu spremnika vodu s najvišom temperaturom, dok spremnik s omjerom  $H/D = 0,5$  na vrhu spremnika koncentrira najnižu temperaturu toplije vode.



**Slika 3.14.** Utjecaj oblika spremnika na temperaturnu stratifikaciju za različite protoke vode:  
a)  $250 \text{ m}^3/\text{h}$ , b)  $500 \text{ m}^3/\text{h}$ , c)  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$ , d)  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$

Unutar spremnika s omjerom  $H/D = 2$  stvorio se najuži termoklin, dok se kod spremnika s omjerom  $H/D = 0,5$  stvorio najširi termoklin. Sl. 3.15. prikazuje promjenu bezdimenzijske temperature u ovisnosti o bezdimenzijskoj visini u svakom spremniku tijekom procesa punjenja spremnika s različitim volumnim protocima vode. Ovaj prikaz u usporedbi sa Sl. 3.14. naglašava utjecaj volumnog protoka na temperaturnu stratifikaciju unutar jednog spremnika. Povećanjem volumnog protoka vode povećava se temperatura vode na vrhu spremnika, također smanjuje se vrijeme punjenja spremnika što smanjuje utjecaj provođenja topline od toplije na hladniju vodu. Povećanjem volumnog protoka s  $250 \text{ m}^3/\text{h}$  na  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$  može se primijetiti značajno povećanje temperature vode na vrhu spremnika, i značajno se mijenja širina termoklina u ovisnosti o geometriji spremnika. Povećanjem volumnog protoka s  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$  na  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$  može se zamijetiti kako krivulja bezdimenzijske temperature poprima valovitu formu. Kako se omjer između visine i promjera spremnika smanjuje, valovitost krivulje se povećava. Također, kod najvišeg protoka od  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$  u području termoklina pojavljuje se najveća nestabilnost, iako taj protok uzrokuje najvišu temperaturu na vrhu spremnika.



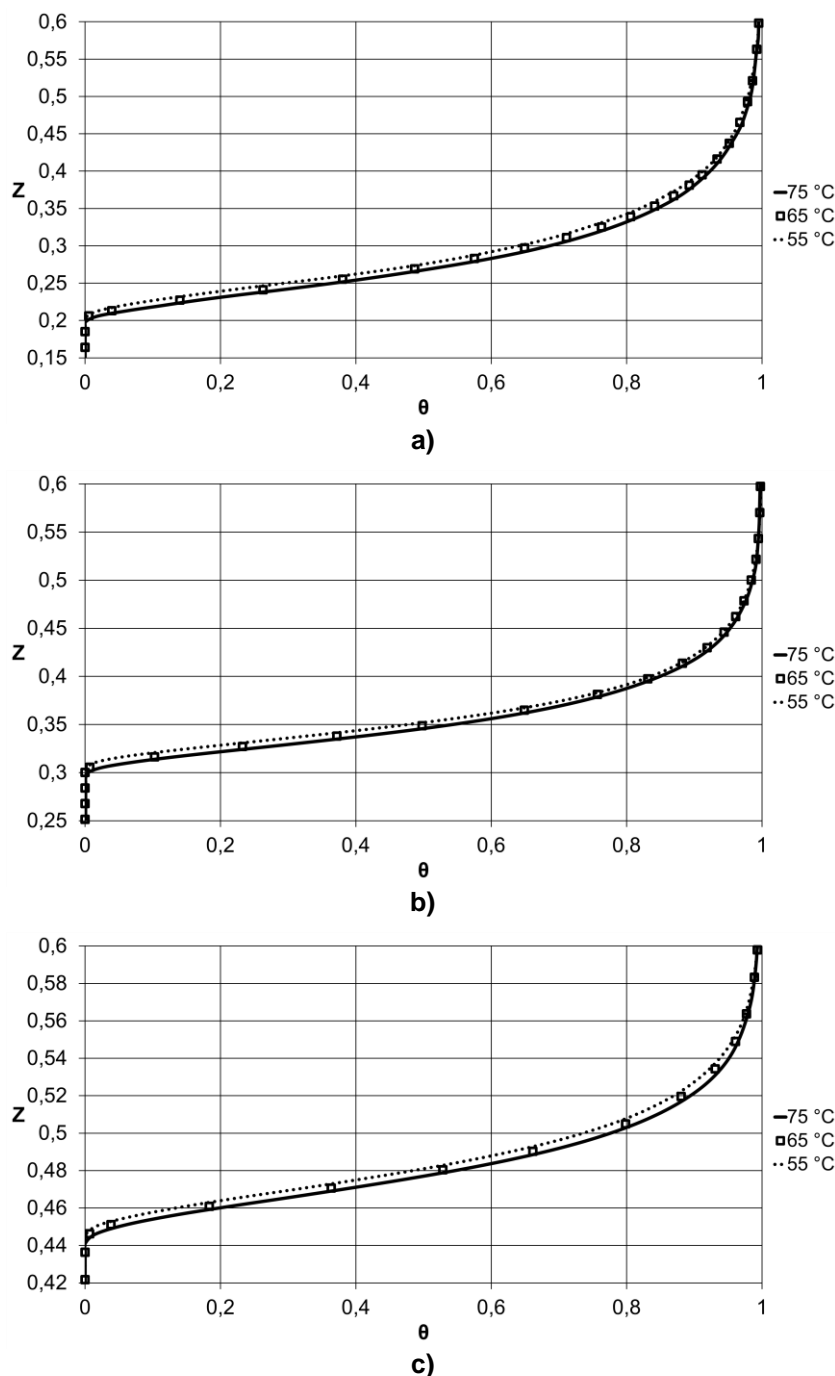
**Slika 3.15.** Utjecaj protoka vode na temperaturnu stratifikaciju za različite omjere visine i promjera spremnika: a)  $H/D = 0,5$ , b)  $H/D = 1$ , c)  $H/D = 2$

### 3.6.2 Utjecaj razlike temperature toplije i hladnije vode na kvalitetu temperaturne stratifikacije

U provedenim numeričkim simulacijama temperatura ulazne vode iznosi 98 °C, dok je volumni protok vode 1500 m<sup>3</sup>/h. Temperature inicijalne (hladnije) vode postavljene su na 55 °C, 65 °C i 75 °C. Punjenje spremnika traje 7 sati kako bi se termoklin odmaknuo od mjesta samog stvaranja. Udaljenost gornjeg i donjeg difuzora od vrha odnosno dna spremnika u svim slučajevima je isti i iznosi 1,5 m. Utjecaj temperaturne razlike između toplije i hladnije vode na širinu termoklina i temperaturnu



stratifikaciju unutar tri različita akumulacijska stratifikacijska spremnika velikog volumena prikazan je na Sl. 3.16.



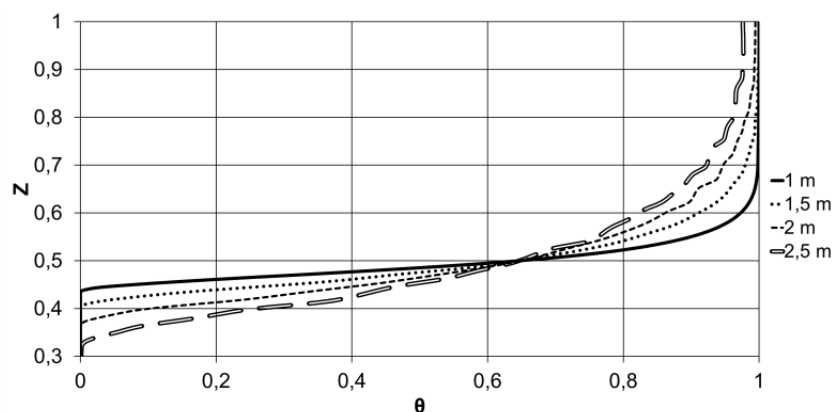
**Slika 3.16.** Utjecaj temperaturne razlike između toplije i hladnije vode na temperaturnu stratifikaciju za različite omjere visine i promjera spremnika:  
 a)  $H/D = 0,5$ , b)  $H/D = 1$ , c)  $H/D = 2$

Iz prikazanih dijagrama ponovno se može vidjeti kako se s povećanjem omjera između visine i promjera spremnika povećava i kvaliteta temperaturne stratifikacije. Kontaktna površina između tople i hladne vode smanjuje se pa se tako smanjuje i količina topline koja se provođenjem prenosi s toplije na hladnu vodu, uzgon se povećava, što rezultira povećanjem temperature na vrhu spremnika. Promatrajući točke gdje krivulje bezdimenzijske temperature u ovisnosti o bezdimenzijskoj visini spremnika imaju iste vrijednosti u svim slučajevima, širina prijelaznog područja (termoklina) smanjuje

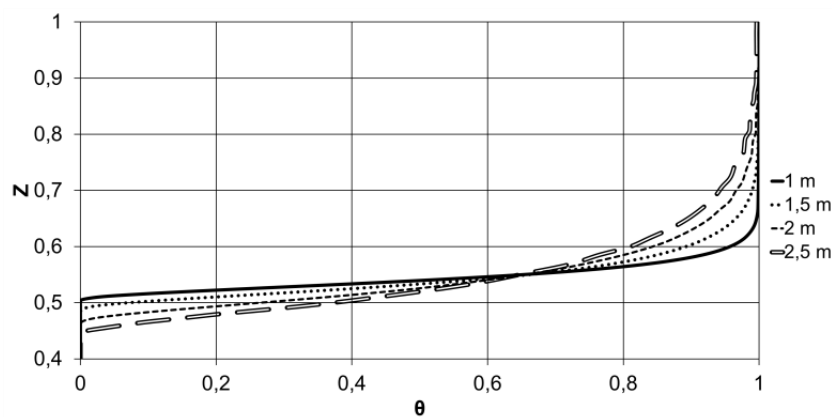
se od 40 % na 16 % visine spremnika. Povećanjem temperaturne razlike između ulazne i inicijalne temperature vode, stupanj kvalitete temperaturne stratifikacije ne mijenja se i ostaje isti u svim slučajevima. Točke najviše temperature iste su kod svih oblika i kod svih temperaturnih razlika. Točke najniže temperature ovise o geometriji spremnika. S porastom omjera visine i promjera povećava se i visina na kojoj se nalaze najniže temperature u spremnicima, odnosno širina termoklina se smanjuje. Točke najniže temperature u svim geometrijama spremnika iste su neovisno o temperaturnoj razlici između toplije i hladnije vode. Prema tome Jed. 2.7. koja je dana u poglavlju 2.3.3 nije valjana za spremnike velikog volumena. U akumulacijskim spremnicima osjetne topline za sve vrijednosti omjera  $H/D$  temperatura termoklina raste s porastom inicijalne (hladnije) temperature vode. Na početku punjenja akumulacijskog spremnika i u trenutku formiranja termoklina, ulazna toplija voda miješa se s inicijalnom hladnijom vodom koja se nalazi unutar spremnika. U procesu miješanja temperatura termoklina je u skladu s rastom temperature hladnije (inicijalne) vode.

### 3.6.3 Utjecaj udaljenosti difuzora od vrha spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije

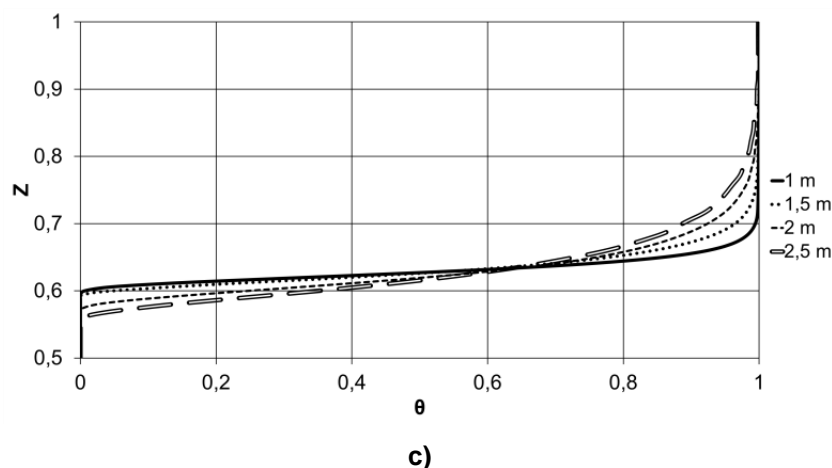
U ovom poglavlju niz numeričkih simulacija provedeno je u svrhu istraživanja utjecaja udaljenosti difuzora od vrha odnosno dna spremnika na temperaturnu stratifikaciju i širinu termoklina. Rezultati simulacija provedenih za sve tri geometrije spremnika, i za četiri različite udaljenosti difuzora od vrha spremnika: 1 m, 1,5 m, 2 m, 2,5 m prikazani su na Sl. 3.17.



a)



b)



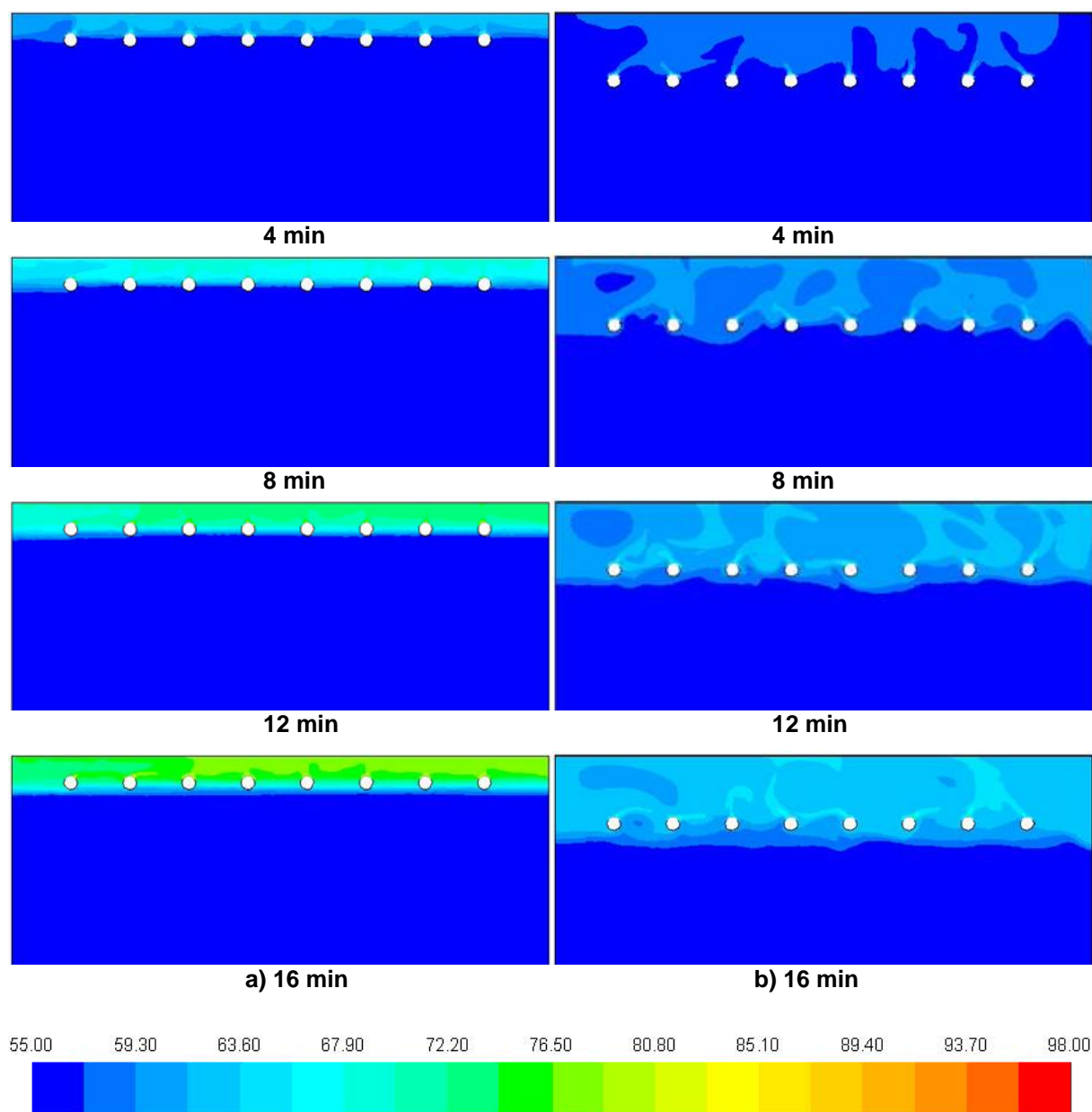
**Slika 3.17.** Utjecaj udaljenosti difuzora od vrha spremnika na temperaturnu stratifikaciju za različite omjere između visine i promjera spremnika:  
a)  $H/D = 0,5$ , b)  $H/D = 1$ , c)  $H/D = 2$

Budući da je analiza temperaturne razlike između tople i hladne vode pokazala kako je njen utjecaj u svim oblicima spremnika isti na temperaturnu stratifikaciju, inicijalna (hladnija) temperatura vode postavljena je na  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Temperatura ulazne vode postavljena je na  $98\text{ }^{\circ}\text{C}$  u svim modelima. Udaljenost gornjeg i donjeg difuzora od vrha odnosno dna spremnika isti je u svim slučajevima. Rezultati su pokazali da udaljenost difuzora od vrha spremnika predstavlja značajan parametar u kvaliteti temperaturne stratifikacije unutar spremnika. Na Sl. 3.17. može se vidjeti da je utjecaj udaljenosti difuzora od vrha u svim spremnicima jednak. Povećavajući udaljenost od vrha spremnika povećava se i širina termoklina. Kao i u prijašnjim analizama može se vidjeti kako povećanje omjera visine i promjera spremnika od 0,5 na 2 smanjuje širinu termoklina.

#### 3.6.4 Analiza početka stvaranja termoklina za različite geometrijske parametre gornjeg difuzora u procesu punjenja akumulacijskog spremnika

Stvaranje termoklina jedan je od najbitnijih segmenata procesa punjenja i pražnjenja akumulacijskog spremnika. U ovom poglavlju analizirano je stvaranje termoklina u procesu punjenja spremnika različitih geometrija ( $H/D=0,5$ ,  $H/D=1$  i  $H/D=2$ ) i različitih udaljenosti difuzora od vrha spremnika ( $h=1\text{ m}$ ,  $h=2,5\text{ m}$ ) kod protoka  $1500\text{ m}^3/\text{h}$ . Posebna pažnja posvetila se vremenu punjenja koje je potrebno da se termoklin formira. Na Sl. 3.18.-3.20. prikazan je proces punjenja i stvaranje termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=0,5$  i dvije različite prije navedene udaljenosti difuzora od vrha spremnika. U prvim minutama procesa punjenja (od 4-12 min) može se odmah primijetiti velika razlika u kvaliteti temperaturne stratifikacije i samom kreiranju termoklina. U spremniku u kojem se gornji ulazni difuzor nalazi na 1 metar od vrha spremnika može se primijetiti puno viša temperatura vode i uža miješajući sloj. U 16. minuti punjenja kod istog spremnika može se primijetiti početak stvaranja toplijeg sloja pri vrhu spremnika, odnosno započet je proces temperaturne stratifikacije i kreiranje termoklina. Daljnjim punjenjem, u spremniku s ulaznim difuzorom udaljenim 2,5 m od vrha spremnika i dalje se zbiva miješanje ulazne toplije i inicijalne hladnije vode. U 44. minuti punjenja temperaturno raslojavanje pri vrhu spremnika vidljivo je samo u donjem području termoklina, dok je u spremniku u kojem je udaljenost difuzora od vrha spremnika 1 m, temperaturno raslojavanje jasno vidljivo od vrha

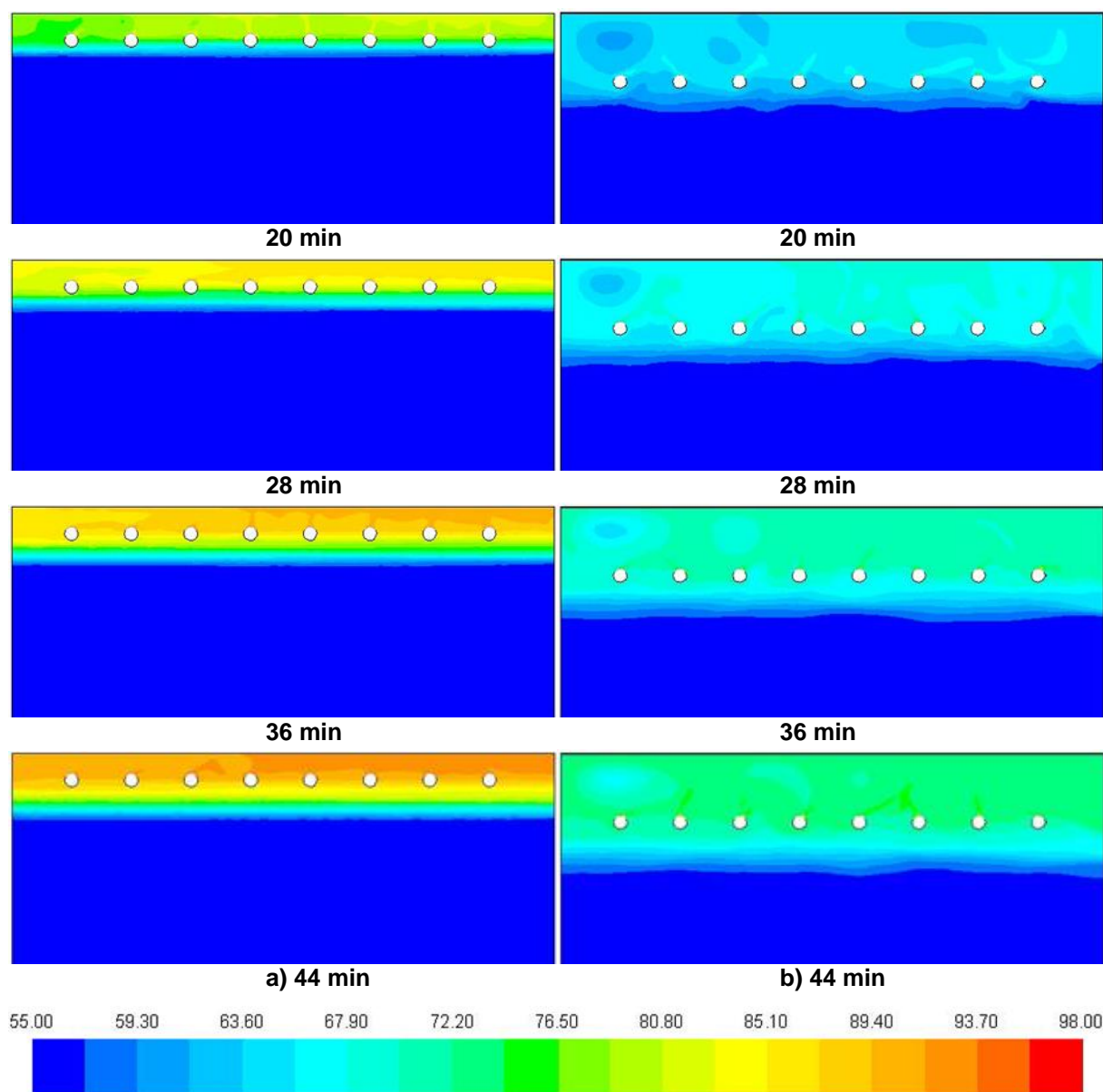
do dna termoklina. Ono što se još može zamijetiti je koncentracija toplije vode prema središtu spremnika u oba slučaja. Desna strana spremnika je unutrašnja strana odnosno centralna os simetrije kod oba spremnika. Daljnjim punjenjem spremnika u 68. minuti u spremniku s difuzorom udaljenim 2,5 m počinju se jasnije vidjeti konture toplije vode pri vrhu spremnika, dok je u spremniku u kojem je difuzor udaljen 1 m od vrha spremnika termoklin već gotovo formiran i pri vrhu spremnika započinje se stvarati sloj vode s temperaturom ulazne vode.



**Slika 3.18.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=0,5$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 4-16 min

U 84. minuti u spremniku s difuzorom udaljenim 1 metar od vrha spremnika vidi se puna formacija termoklina, dok se u drugom spremniku vidi temperaturno raslojavanje u donjem dijelu termoklina dok se u gornjem dijelu još uvijek dešava miješanje toplije i hladnije vode.

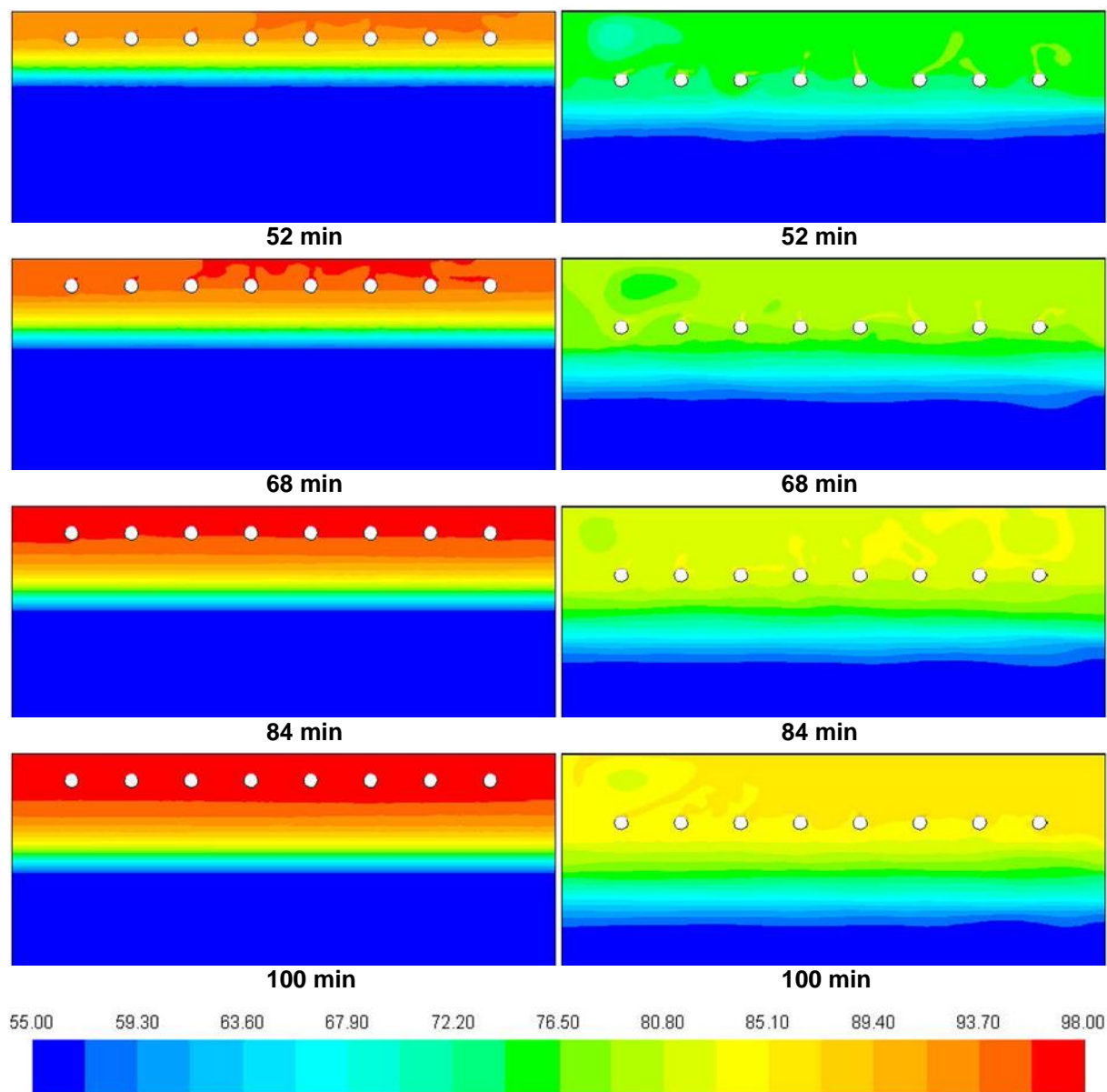
Nakon 100 minuta punjenja može se zaključiti da se u spremniku s udaljenošću difuzora 1 metar od vrha spremnika brže stvara termoklin nego u spremniku u kojem je difuzor udaljen 2,5 metra od vrha spremnika. Također termoklin je uži.



**Slika 3.19.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=0,5$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 20-44 min

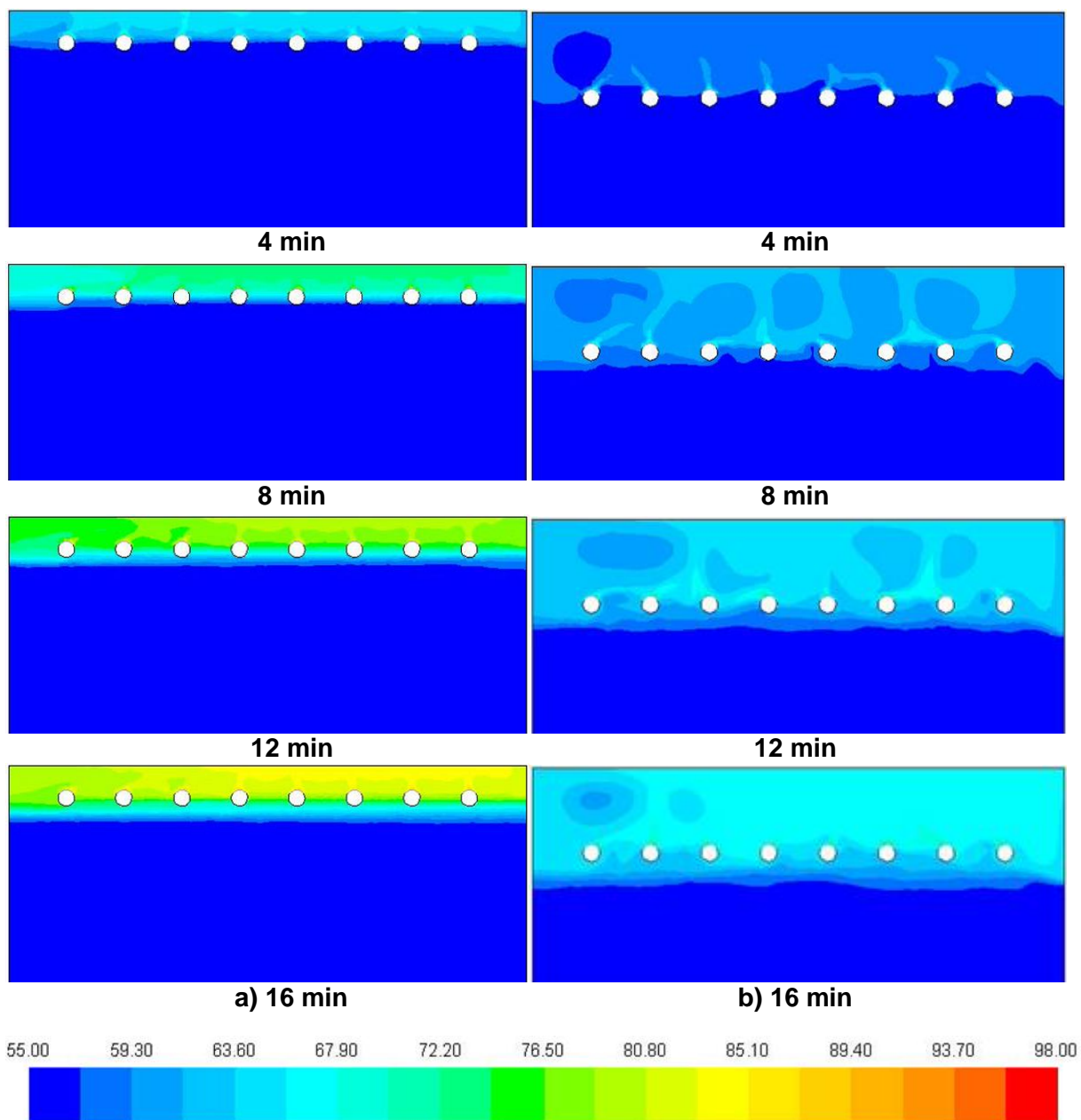
Sl. 3.21. prikazuje početak punjenja spremnika s omjerom  $H/D=1$ . Isto kao i kod spremnika s omjerom  $H/D=0,5$  temperaturna stratifikacija počinje se brže stvarati kod spremnika s udaljenošću difuzora 1 metar od vrha spremnika. Uspoređujući ta dva spremnika može se zaključiti da se u spremniku s omjerom  $H/D=1$  nakon 16 minuta punjenja pri vrhu spremnika stvaraju konture više temperature.

Kao i kod spremnika s omjerom  $H/D=0,5$  i u ovom spremniku termoklin je uži u slučaju s difuzorom udaljenim 1 metar od vrha spremnika. Vidljiva je jasna temperaturna stratifikacija.

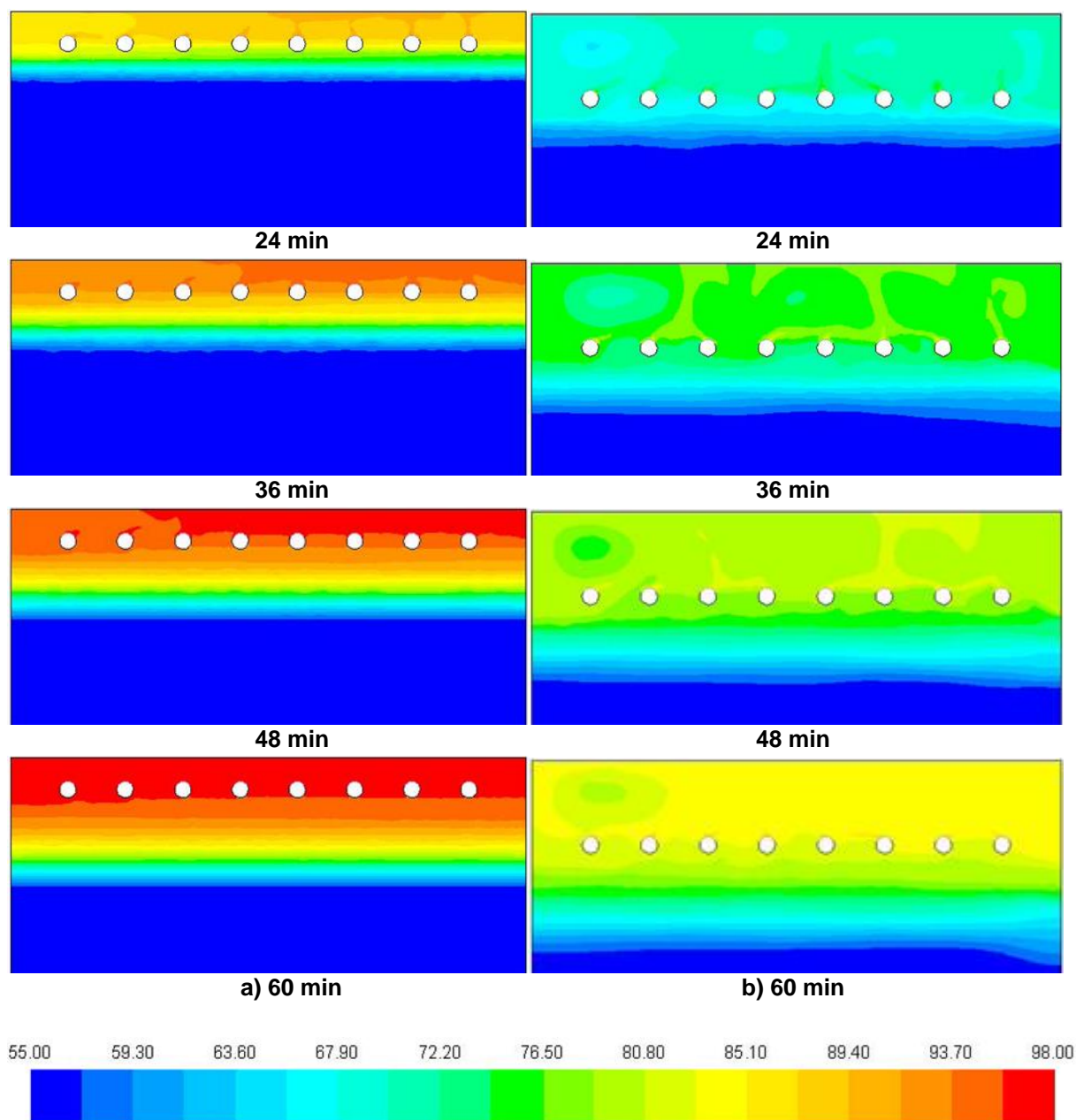


**Slika 3.20.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=0,5$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 52-100 min

U 60. minuti u spremniku s difuzorom 1 metar udaljenim od vrha spremnika jasno je vidljiv potpuno kreiran termoklin, dok je u spremniku s difuzorom udaljenim 2,5 metara od vrha spremnika još vidljivo miješanje temperature vode pri vrhu spremnika, iako je u donjem dijelu termoklina stratifikacija jasno vidljiva.



**Slika 3.21.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=1$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 4-16 min

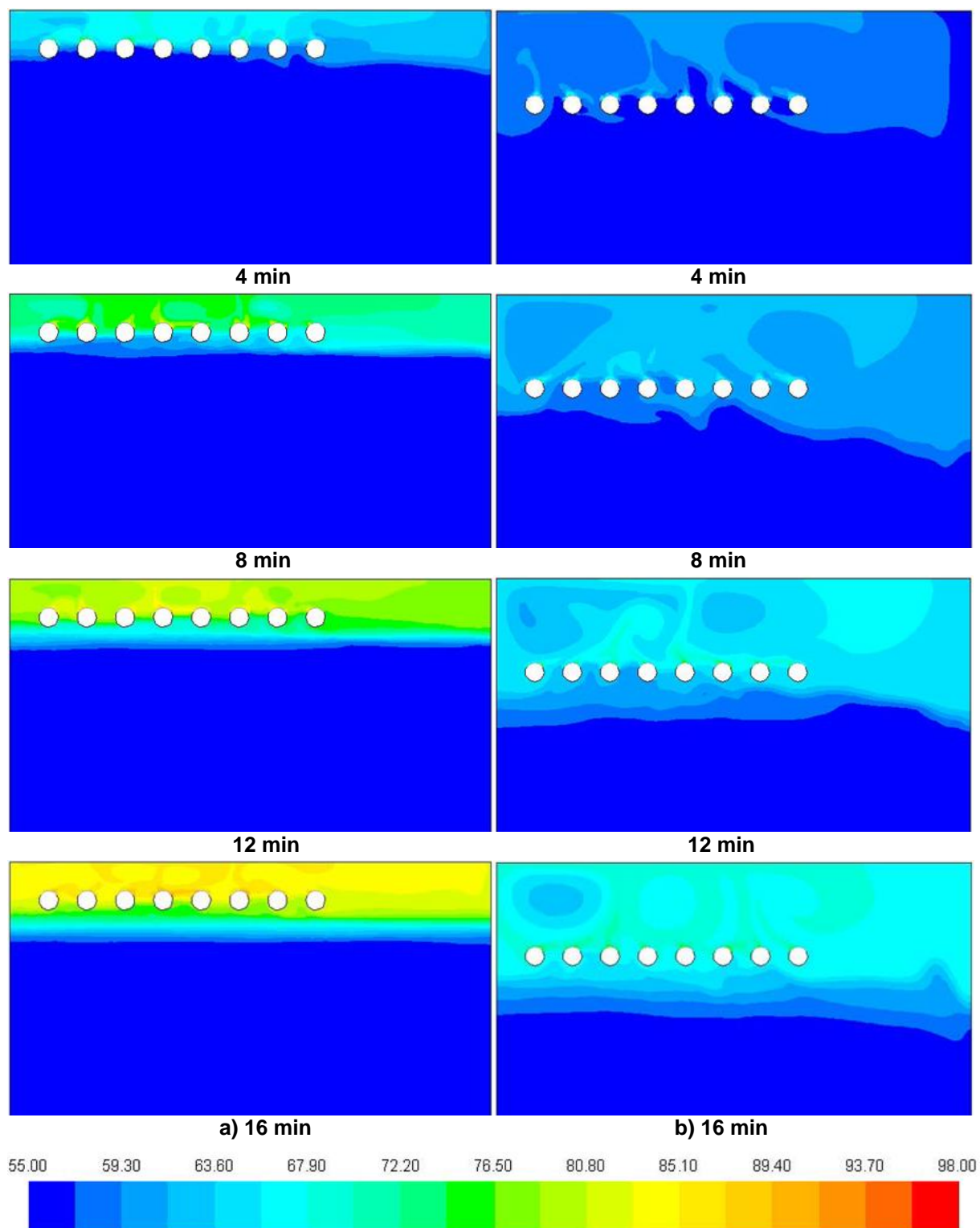


**Slika 3.22.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=1$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 24-60 min

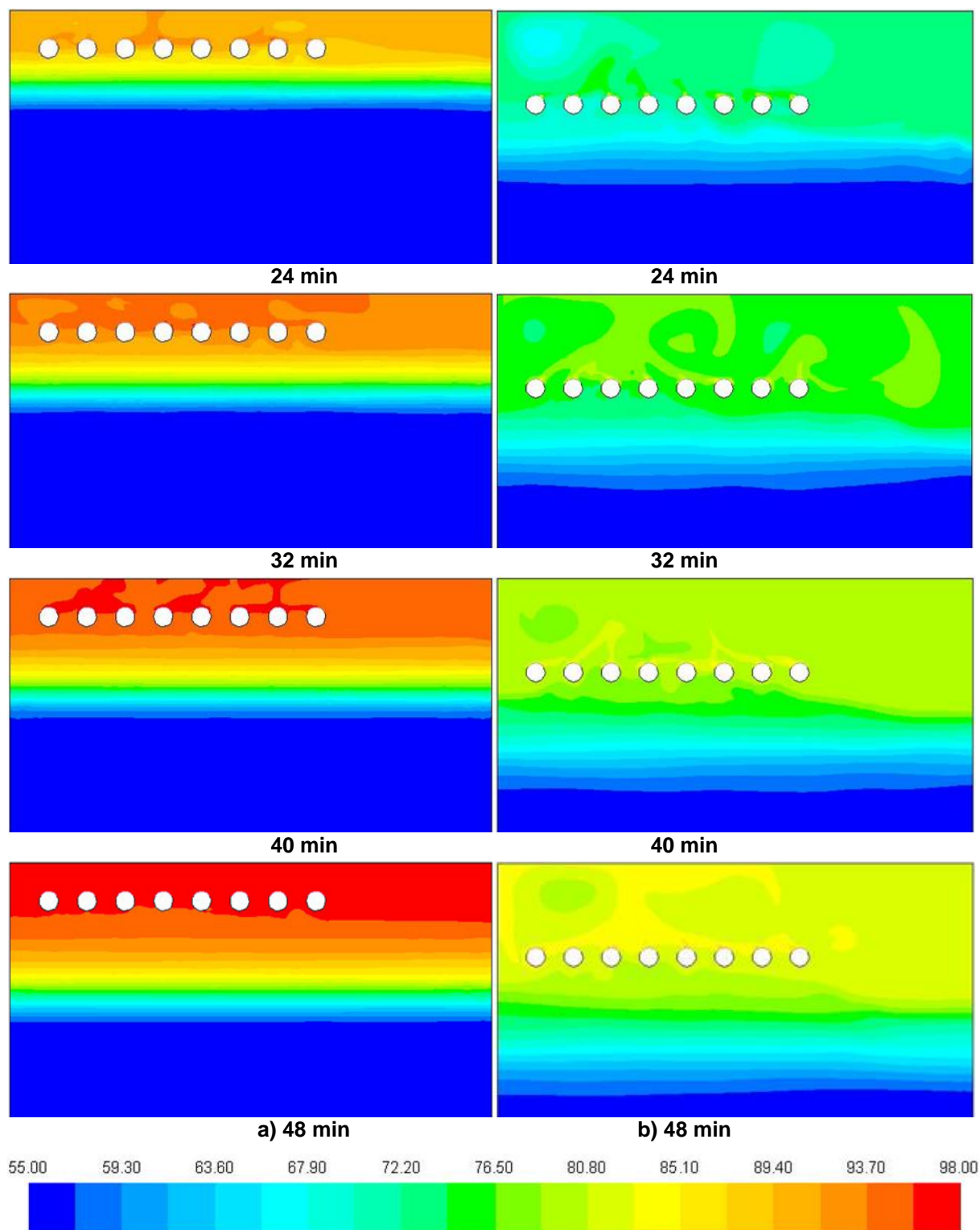
Kod spremnika s omjerom  $H/D=2$  može se na početku punjenja spremnika vidjeti najveća nestabilnost u stvaranju termoklina Sl. 3.23. Kao i kod prijašnjih spremnika u slučaju s difuzorom udaljenim 1 metar od vrha spremnika dolazi do puno bržeg stvaranja termoklina.

Nakon 48 minuta formacija potpunog termoklina jasno je vidljiva u slučaju s difuzorom 1 metar udaljenim od vrha spremnika Sl. 3.24.





**Slika 3.23.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=2$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 4-16 min



**Slika 3.24.** Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku s omjerom  $H/D=2$  za udaljenost difuzora od vrha spremnika:  
a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 24-48 min

Iz provedene analize početka stvaranja termoklina može se zaključiti da se s povećanjem omjera  $H/D$  smanjuje vrijeme koje je potrebno za stvaranje termoklina. Smanjenje udaljenosti gornjeg difuzora od vrha spremnika poboljšava temperaturnu stratifikaciju i smanjuje širinu termoklina.

### 3.6.5 Proračun i utjecaj debljine toplinske izolacije na kvalitetu temperaturne stratifikacije

#### 3.6.5.1 Empirijski matematički model prema konstantnoj temperaturi vode u spremniku

Rast cijena energije podrazumijeva potrebu za ekonomičnim dizajniranjem akumulacijskog spremnika topline. Povećanje debljine izolacije spremnika povećava troškove instalacije, dok se istovremeno smanjuju troškovi toplinskih gubitaka. Najekonomičnija debljina izolacije javlja se kada je zbroj obje vrste troškova najmanji. Gubici topline iz spremnika u okoliš izražavaju se količinom goriva koja je potrebna za nadoknadu toplinskih gubitaka.

Potrebna količina goriva za nadoknadu toplinskih gubitaka u spremniku dana je izrazom:

$$\dot{m}_{\text{gorivo}} = \frac{\dot{Q}_{\text{gubici}}}{\eta_k \cdot H_d} \quad (\text{kg}_{\text{goriva}}/\text{s}). \quad (3.11)$$

Troškovi toplinskih gubitaka za period od jedne godine – (en. heat losses costs-HLC) dani su izrazom:

$$\text{HLC} = \dot{m}_{\text{gorivo}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 365 \cdot \text{CP} \quad (\text{€/god}), \quad (3.12)$$

gdje je (en. coal price-CP) cijena ugljena (80 €/t) [88].

Troškovi postavljanja izolacije (en. insulation installation costs-IC) svedeni na period od jedne godine dani su izrazom:

$$\text{IC} = \frac{\text{IW} + \text{IP} \cdot D \cdot \pi \cdot H}{\Delta t} \quad (\text{€/god}), \quad (3.13)$$

gdje je:

IW – cijena postavljanja izolacije (en. installing insulation work),

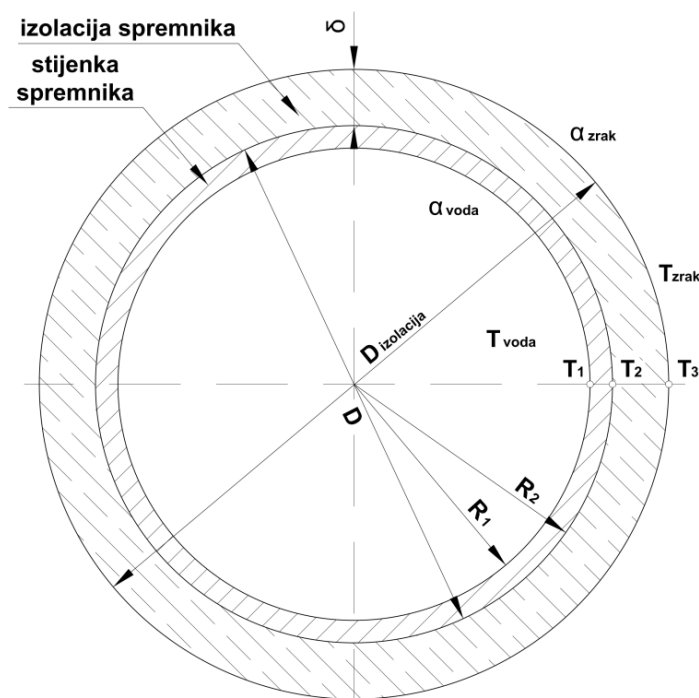
IP – cijena toplinske izolacije /m<sup>2</sup> (en. insulation price/m<sup>2</sup>),

$\Delta t$  – ukupni vremenski period (20 godina).

U ovom radu primijenjena su dva modela za izračun debljine izolacije akumulacijskog spremnika, empirijski i numerički. U empirijskom modelu gubici topline računaju se za maksimalnu konstantnu temperaturu vode od 98 °C duž cijelog spremnika.

U numeričkom proračunu spremnik se analizira tijekom određenog vremenskog razdoblja procesa punjenja i pražnjenja, a izračun uključuje ambijentalne parametre za određeno godišnje doba. Gubici topline kroz izolaciju spremnika u numeričkom modelu izračunavaju se za promjenjivu temperaturu vode duž spremnika.

Empirijski proračun debljine izolacije akumulacijskog spremnika proveden je za konstantnu maksimalnu temperaturu vode u spremniku od 98 °C. Prosječna temperatura okolnog zraka je 12,9 °C, dok je prosječna brzina vjetra 1,788 m/s [89]. Koeficijent prijenosa topline za vanjsku stijenku spremnika izračunava se prema [86] i jednak je 3,32 W/m<sup>2</sup>K. Pretpostavljeni troškovi instalacijskih radova na postavljanju izolacije spremnika iznose 150000 €. 1 m<sup>2</sup> izolacije debljine 10 cm s toplinskom vodljivosti  $\lambda=0,035$  W/mK ima cijenu 12,13 € (maloprodajna cijena u Hrvatskoj u 2020.). Donja ogrjevna vrijednost ugljena iznosi 24,5 MJ/kg [90]. Učinkovitost kotla iznosi  $\eta_k=0,88$ . Dosadašnja istraživanja u ovome radu pokazala su da spremnik omjera  $H/D = 2$  postiže najbolju kvalitetu temperaturne stratifikacije, pa je iz tog razloga taj oblik spremnika odabran za proračun debljine izolacije Sl. 3.25.



Slika 3.25. Poprečni presjek izoliranog spremnika

Empirijski proračun proveden je korištenjem standardnih termodinamičkih jednadžbi [86] i dvije pretpostavke implementirane su u proračun:

- Temperaturna razlika između toplije vode i stijenke spremnika je mala ( $T_{voda} \cong T_1$ ),
- Toplinski otpor prijelaza topline kroz stijenku spremnika je mali osim u slučajevima kada je debljina stijenke jako velika. U ovom slučaju, za standardnu debljinu stijenke pretpostavljeno je ( $T_{voda} \cong T_2$ ).

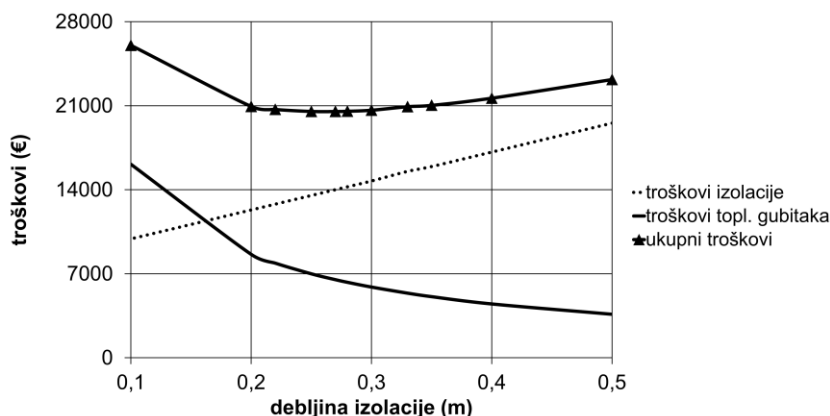
Toplinski gubici kroz plašt akumulacijskog spremnika dani su izrazom:

$$\dot{Q}_{gubici} = \frac{\pi \cdot H \cdot (T_2 - T_{zrak})}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_{izolacija}} \cdot \ln\left(\frac{D+2 \cdot \delta}{D}\right) + \frac{1}{\alpha_{zrak} \cdot (D+2 \cdot \delta)}} \quad (W), \quad (3.14)$$

Toplinski tok kroz plašt spremnika dan je izrazom:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A_{plašt}} \quad (W/m^2). \quad (3.15)$$

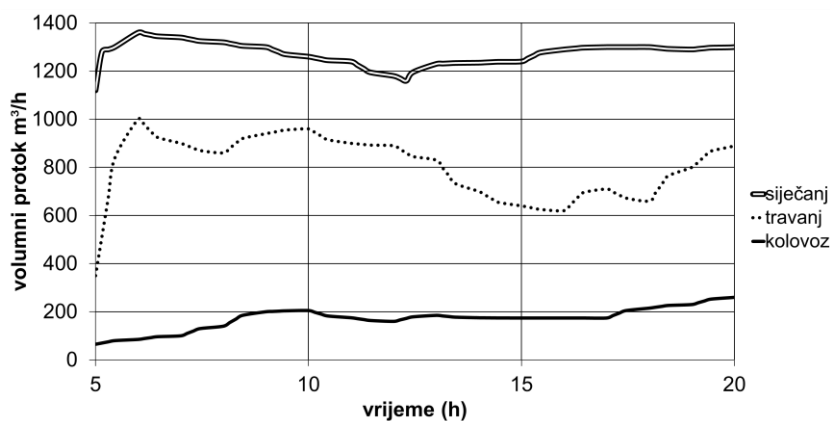
Empirijski proračun za izračun debljine izolacije spremnika proveden je za raspon debljine između 0,1-0,5 m. Povećanjem debljine izolacije povećavaju se i troškovi postavljanja izolacije, dok u isto vrijeme troškovi toplinskih gubitaka padaju. Minimalna suma ova dva gubitka daje debljinu izolacije od 0,27 m, Sl. 3.26.



**Slika 3.26.** Troškovi postavljanja izolacije, toplinskih gubitaka i ukupni troškovi u ovisnosti o debljini izolacije

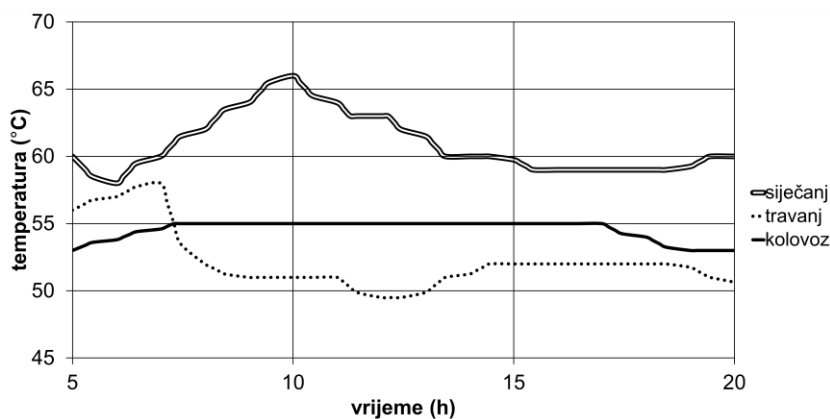
### 3.6.5.2 Utjecaj godišnjeg doba i smanjenja debljine izolacije na toplinske gubitke

U cilju određivanja utjecaja godišnjeg doba, vremena punjenja i pražnjenja spremnika i smanjenja debljine izolacije na količinu toplinskih gubitaka, korištena je slična procedura kao u [91]. Numerički proračun proveden je za karakteristični dan tijekom tri godišnja doba, zima (dan u siječnju), prijelazni period (dan u travnju) i ljeto (dan u kolovozu). Proces punjenja spremnika traje 6 sati s protokom od  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Geometrija spremnika ista je kao i u empirijskom proračunu. Ulazna temperatura vode je konstantna i iznosi  $98 \text{ }^\circ\text{C}$ . Proces pražnjenja spremnika određen je količinom protoka Sl. 3.27. Koeficijenti prijelaza topline na vanjskoj stijenci plašta spremnika izračunati su koristeći formule iz [86] za prosječnu temperaturu zraka i vjetrova mjeseca siječnja, travnja i kolovoza u periodu od 2006. do 2015. godine [89].



**Slika 3.27.** Volumni protok vode za siječanj, travanj i kolovoz

Temperatura povratne vode iz gradske mreže za određeno godišnje doba dana je dijagramom na Sl. 3.28.



Slika 3.28. Temperatura povratne vode za siječanj, travanj i kolovoz

U Tab. 3.4. dani su koeficijenti prijelaza topline za krov, dok su u Tab. 3.5. dani za plašt spremnika.

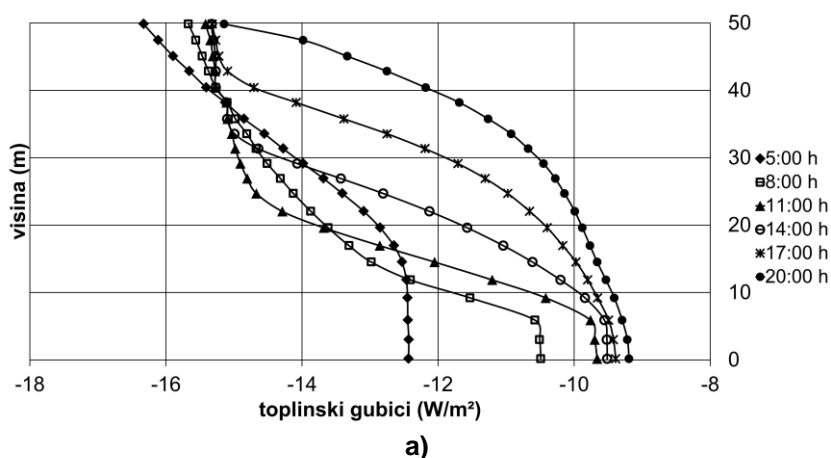
Tablica 3.4. Koeficijent prijelaza topline na krovu

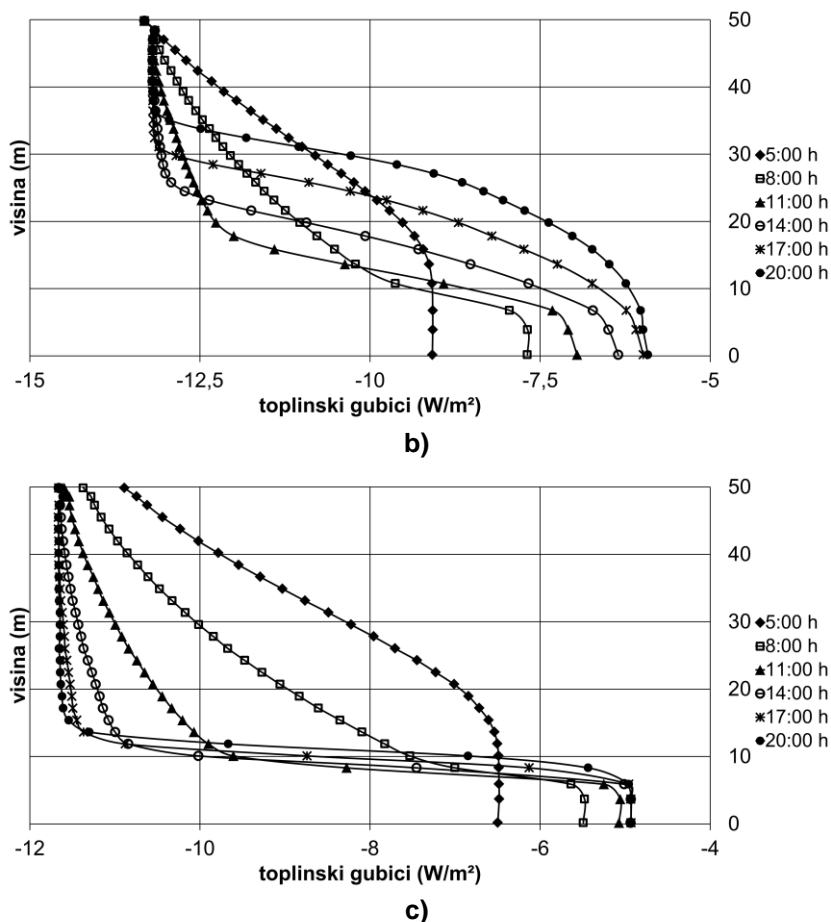
mjesec	pros. temp. zraka (°C)	pros. brzina zraka (m/s)	$\alpha$ (W/m <sup>2</sup> K)
siječanj	2,2	1,726	4,18
travanj	13,7	1,973	4,43
kolovoz	22,6	1,6	3,669

Tablica 3.5. Koeficijent prijelaza topline na plaštu

mjesec	pros. temp. zraka (°C)	pros. brzina zraka (m/s)	$\alpha$ (W/m <sup>2</sup> K)
siječanj	2,2	1,726	3,417
travanj	13,7	1,973	3,624
kolovoz	22,6	1,6	2,924

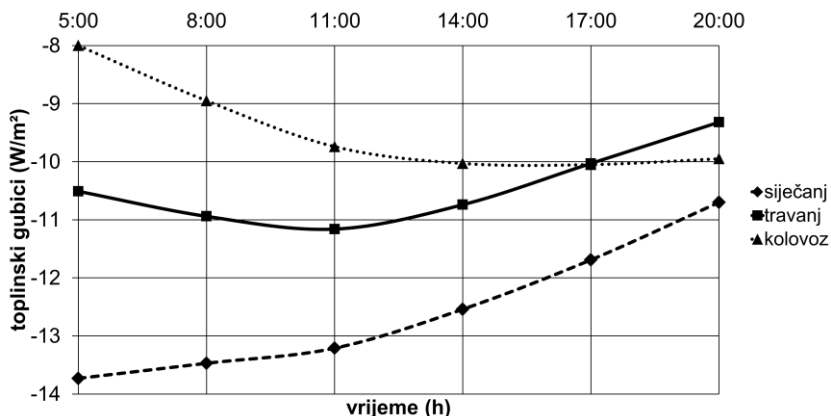
Toplinski gubici kroz toplinsku izolaciju akumulacijskog spremnika debljine 0,27 metara i za tri promatrana karakteristična dana prikazani su na Sl. 3.29.





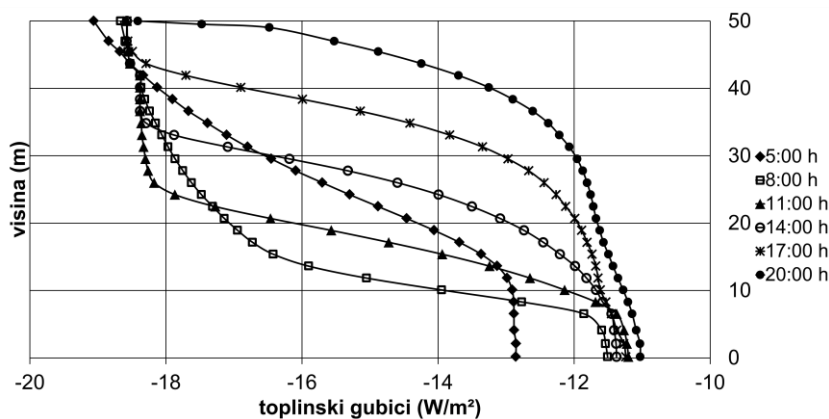
**Slika 3.29.** Toplinski gubici kroz plašt spremnika za debljinu izolacije 0,27 m  
a) siječanj, b) travanj, c) kolovoz

Proces pražnjenja spremnika započinje u 5 sati i traje do 20 sati. Dobiveni rezultati pokazuju da proces punjenja i pražnjenja spremnika značajno utječe na toplinske gubitke duž visine spremnika. Tijekom procesa pražnjenja spremnika, stijenka i toplinska izolacija postaju sve topliji pa se tako i toplinski gubici povećavaju. Prosječni toplinski gubici kroz toplinsku izolaciju plašta spremnika od 0,27 metara prikazani su na Sl. 3.30. Tijekom zime toplinski gubici su najveći zbog najveće temperaturne razlike između vanjskoga zraka i vode u spremniku.

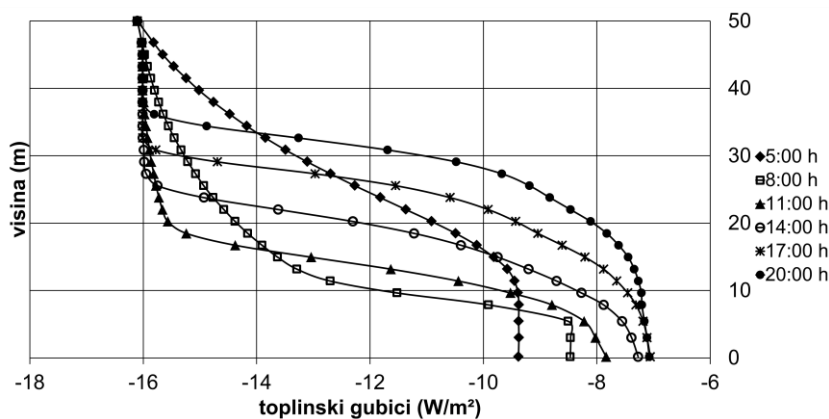


**Slika 3.30.** Prosječni toplinski gubici kroz izolaciju plašta spremnika debljine 0,27 m

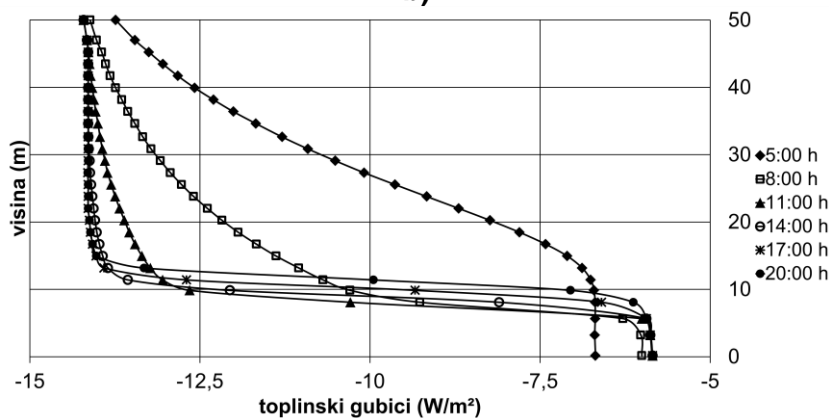
U kolovozu, odnosno ljeti, toplinski gubici dosežu gotovo maksimalnu vrijednost duž cijele visine spremnika zbog najnižeg volumnog protoka. Prosječni toplinski gubici za debljinu izolacije od 0,27 m su  $-10,8 \text{ W/m}^2$ . Dobiveni toplinski gubici kroz izolaciju plašta spremnika koristeći empirijski proračun iznose  $-14 \text{ W/m}^2$ , a koristeći numerički proračun jednaki su  $-10,8 \text{ W/m}^2$ . Kao rezultat toga, debljina izolacije smanjena je za 0,05 m i numerički proračun ponovljen je s toplinskom izolacijom od 0,22 m. Sl. 3.31. prikazuje toplinske gubitke kroz plašt spremnika s debljinom izolacije 0,22 m u procesu pražnjenja za različite karakteristične dane u godini. Prosječni toplinski gubici kroz toplinsku izolaciju plašta spremnika debljine 0,22 m prikazani su na Sl. 3.32.



a)



b)

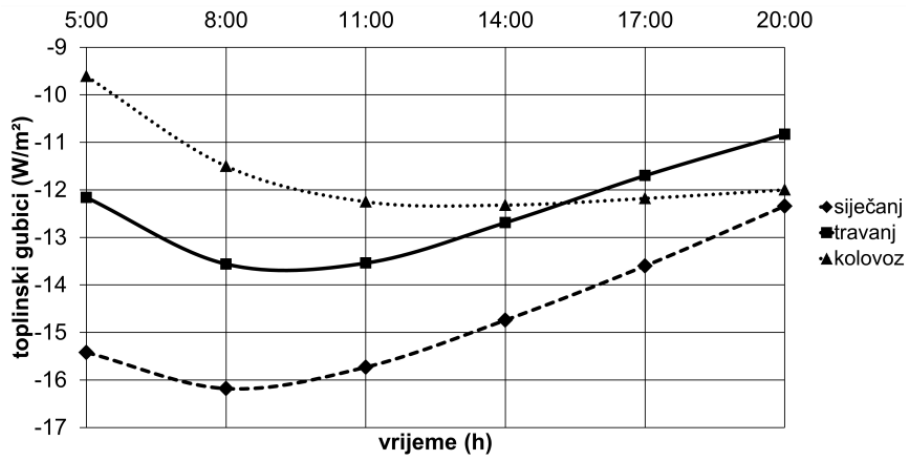


c)

**Slika 3.31.** Toplinski gubici kroz plašt spremnika za debljinu izolacije 0,22 m  
a) siječanj, b) travanj, c) kolovoz



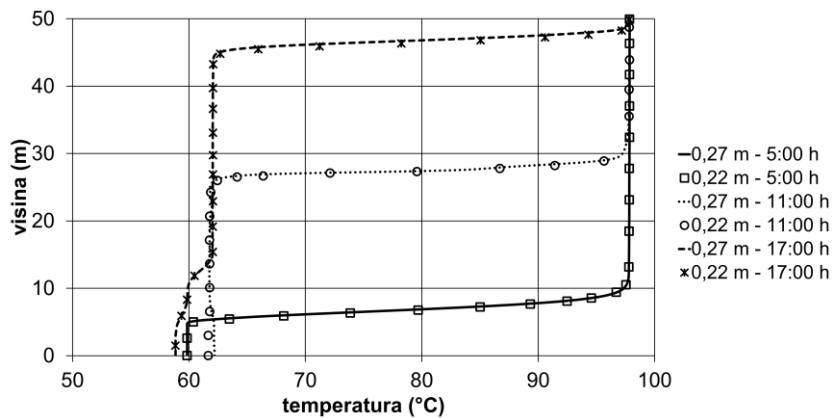
Smanjenje debljine izolacije rezultira povećanjem prosječnih toplinskih gubitaka od  $-10,8 \text{ W/m}^2$  (debljina izolacije od 0,27 m) na  $-12,9 \text{ W/m}^2$  (debljina izolacije od 0,22 m).



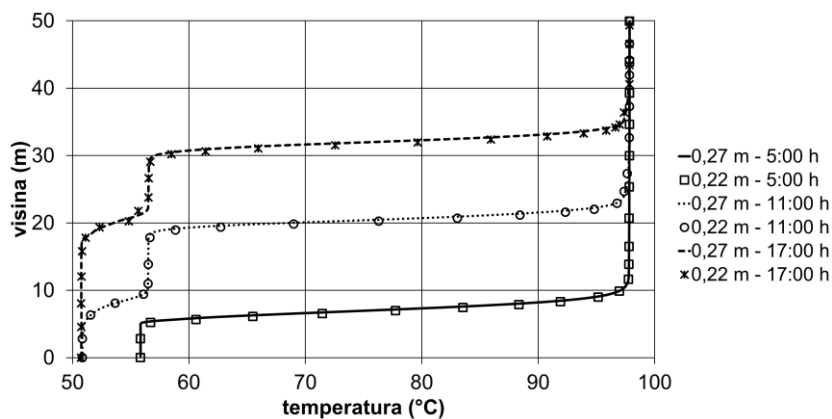
Slika 3.32. Prosječni toplinski gubici kroz izolaciju plašta spremnika debljine 0,22 m

### 3.6.5.3 Utjecaj smanjenja debljine izolacije na temperaturnu stratifikaciju u spremniku

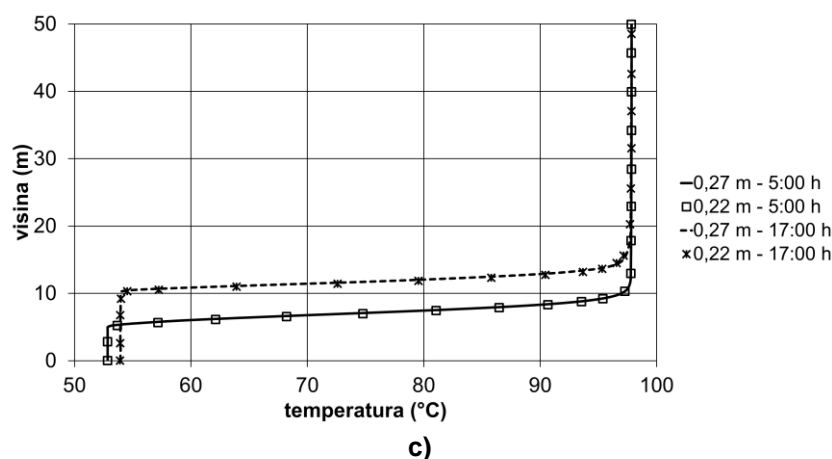
Nakon procesa punjenja spremnika u 5 sati počinje proces pražnjenja spremnika. Temperaturne krivulje vode u spremniku kod obje debljine izolacije podudaraju se vrlo dobro nakon procesa punjenja spremnika, i maksimalna temperatura vode je na istoj visini unutar spremnika (približno 10 m). Na Sl. 3.33. može se vidjeti proces pražnjenja spremnika od 5 do 17 sati, s različitim debljinom izolacije za



a)



b)



**Slika 3.33.** Proces pražnjenja spremnika za različite debljine izolacije  
a) siječanj, b) travanj, c) kolovoz

različite periode u godini. Kod svih procesa pražnjenja spremnika i kod obje debljine izolacije, tijekom vremena maksimalna temperatura vode je na istoj visini spremnika. To znači da će ista količina tople vode biti predana toplinskim potrošačima. Također, temperaturne krivulje se dobro podudaraju i u hladnijem području vode unutar spremnika.

Na temelju dobivenih krivulja, može se zaključiti da smanjenje debljine izolacije za 0,05 metara ne utječe na temperaturnu stratifikaciju unutar spremnika.

#### 3.6.5.4 Financijska analiza smanjenja debljine izolacije

Da bi pokazali opravdanost smanjenja debljine izolacije, potrebno je provesti financijsku analizu da se utvrdi na koji način će smanjenje debljine izolacije djelovati na ukupnu cijenu postavljanja izolacije i cijene toplinskih gubitaka izraženih u količini ugljena potrebne za nadoknadu toplinskih gubitaka, Tab. 3.6.

**Tablica 3.6.** Rezultati financijske analize smanjenja debljine izolacije za period od 20 god.

$\delta$ (m)	tip proračuna	$\dot{q}$ (W/m <sup>2</sup> )	$\dot{m}$ (kg <sub>goriva</sub> /s)	IP (€/m <sup>2</sup> )	IC <sub>tot</sub> (€/20 god.)	HLC (€/god.)	HLC (€/20 god.)
0,27	empirijski	-14	0,002581	32,76	280196,63	6511,56	130231,06
0,27	numerički	-10,8	0,001991	32,76	280196,63	5023,05	100461,08
0,22	numerički	-12,9	0,002377	26,29	254483,19	5996,88	119937,6

Smanjenjem debljine izolacije od 0,27 na 0,22 m, troškovi postavljanja izolacije IC<sub>tot</sub> smanjuju se za 25713,44 €, dok troškovi toplinskih gubitaka rastu za 19476,52 € tijekom 20 godina rada spremnika. Razlika u cijeni postavljanja izolacije veća je od razlike u cijeni toplinskih gubitaka za obje debljine izolacije i iznosi 6236,92 €, tako da je profitabilno smanjiti debljinu izolacije. U financijskom proračunu, inflacija nije uzeta u obzir, pretpostavlja se da su proces rada spremnika (Sl. 3.27 i Sl. 3.28) i cijena ugljena isti tijekom 20 godina.

### 3.7 Toplinska učinkovitost akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline za daljinsko grijanje velikih gradova

U ovom poglavlju izračunata je toplinska učinkovitost akumulacijskog spremnika topline. Iz razloga, što je za istraživanja čiji su rezultati dani u prijašnjim poglavljima validacija modela izvršena na temelju

rezultata mjerenja uzetih iz literature, na spremniku manjeg volumena i vremenskim korakom od 15 min, za računanje toplinske učinkovitosti izvršena je nova validacija matematičkog modela u kojoj su rezultati numeričkog proračuna uspoređeni s podacima mjerenja temperature unutar spremnika koji se nalazi u TE-TO Zagreb (Sl. 3.34.).



**Slika 3.34.** Akumulacijski stratifikacijski spremnik osjetne topline TE-TO Zagreb

Sustav zagrijavanja mrežne vode centralnog toplinskog sustava (CTS) grada Zagreba iz TE-TO Zagreb može se podijeliti u dva serijski spojena dijela. Prvi, osnovni dio sastoji se od zagrijača blokova K, C i L, dok se drugi dio sastoji od vršnih vrelovodnih kotlova (VK3, VK4, VK5, VK6) i visokotemperaturnog zagrijača C6. Blok C je kogeneracijska jedinica koja se sastoji od parnog kotla K3 i oduzimno kondenzacijske parne turbine snage 110 MWe. Ukupni toplinski kapacitet izmjenjivača topline za toplovodno grijanje bloka C iznosi 200 MWt. Blok L je moderno kombi kogeneracijsko postrojenje koje se sastoji od plinske turbine koja proizvodi el. energiju snage 75 MWe, kotla na otpadnu toplinu i parne kondenzacijske turbine s dva regulirana oduzimanja električne snage 40 MWe. Toplinska snaga bloka L za zagrijavanje mrežne vode CTS-a iznosi 69 MWt. Blok K također je moderno kombi kogeneracijsko postrojenje koje se sastoji od dvije plinske turbine električne snage 2 x 71 MWe, dva kotla na otpadnu toplinu i jedne parne kondenzacijske turbine s dva regulirana oduzimanja. Toplinska snaga bloka K za zagrijavanje mrežne vode CTS-a iznosi 74 MWt. Ukoliko su potrebe za toplinskom energijom veće od kapaciteta navedenih blokova tada se koriste vršni kotlovi. 2016. godine u pogon je pušten akumulacijski stratifikacijski spremnik osjetne topline.

### Tehnički podaci o spremniku:

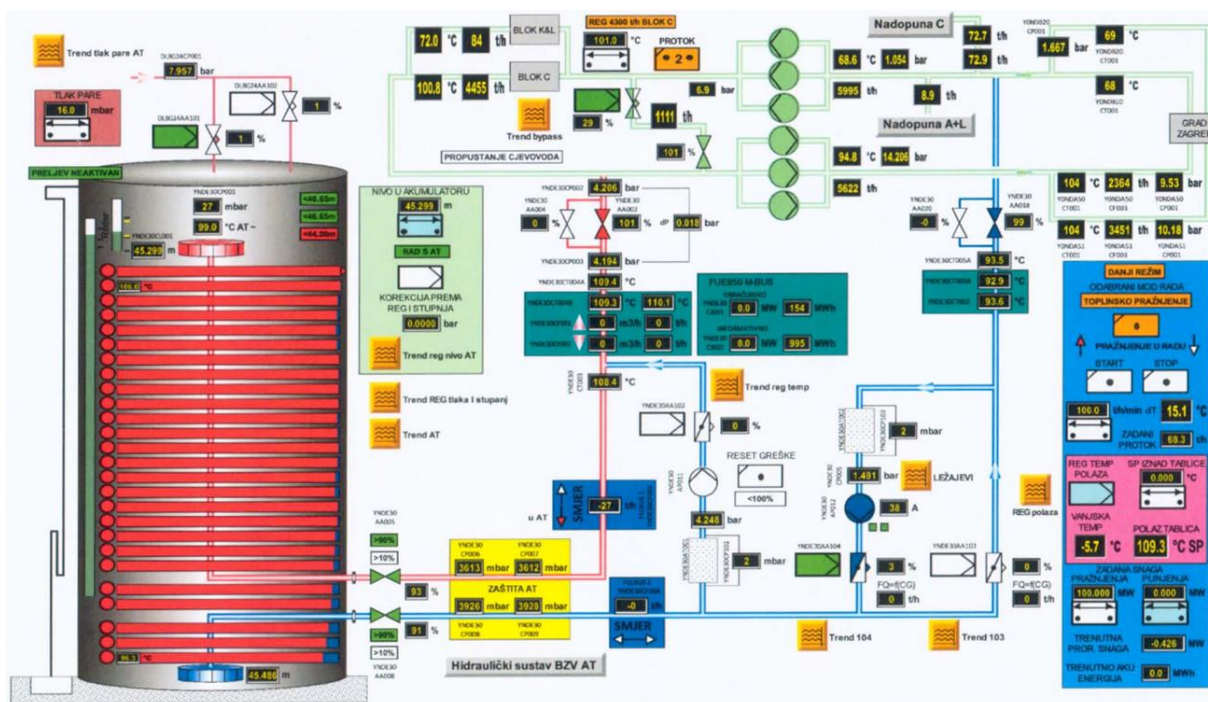
- Tip spremnika: vertikalni, cilindrični s fiksnim krovom
- Volumen spremnika: 21500 m<sup>3</sup>
- Unutarnji promjer spremnika: 24000 mm
- Visina plašta spremnika: 47500 mm
- Maksimalna količina vode: 21000 m<sup>3</sup>
- Tip krova: kupolasti
- Radni medij: vruća voda
- Radni tlak: atmosferski
- Namjena spremnika: skladištenje vruće vode
- Debljina izolacije plašta: 200 mm
- Maksimalni protok: 3309 m<sup>3</sup>/h
- Toplinski kapacitet: 750 MWh
- Temperaturna razlika: 40 °C
- Visina gornje ploče gornjeg difuzora: 43500 mm
- Izlazna brzina vode iz oba difuzora: ≈0,2 m/s za protok 0,8 m<sup>3</sup>/s
- Visina donje ploče donjeg difuzora: 0 mm

Nakon izgradnje, akumulacijski spremnik doprinio je unapređenju [44]:

- Ekonomskih efekata postrojenja TE-TO Zagreb
  - Smanjenje potrošnje tekućeg goriva
  - Smanjenje proizvodnje električne energije (Blok C)
  - Smanjenje proizvodnje električne energije noću
  - Povećanje proizvodnje električne energije danju
  - Uštede zbog manjih emisija CO<sub>2</sub>
  - Smanjenje električne energije pumpanja
- Tehnoloških efekata postrojenja TE-TO Zagreb
  - Povećana pouzdanost CTS
  - Stabilnost hidraulike vrelovoda
  - Izbjegnuta izgradnja novog vrelovodnog kotla 116 MW
  - Ekološki, tehnološki i energetske doprinos CTS Grada Zagreba

#### 3.7.1 Mjerenja procesnih parametara akumulacijskog spremnika topline u TE-TO Zagreb tijekom procesa punjenja i pražnjenja

Mjerenja procesnih parametara akumulacijskog spremnika vrše se putem SCADA sustava. Na sl. 3.35. prikazano je grafičko sučelje SCADA sustava na kojemu su prikazana sva mjerenja cjelokupnog sustava akumulacijskog spremnika.



Slika 3.35. Grafičko sučelje SCADA sustava akumulacijskog spremnika u TE-TO Zagreb

Za potrebe validacije procesa punjenja i pražnjenja spremnika uzeta su mjerenja u intervalima od 1 min sa sljedećih senzora:

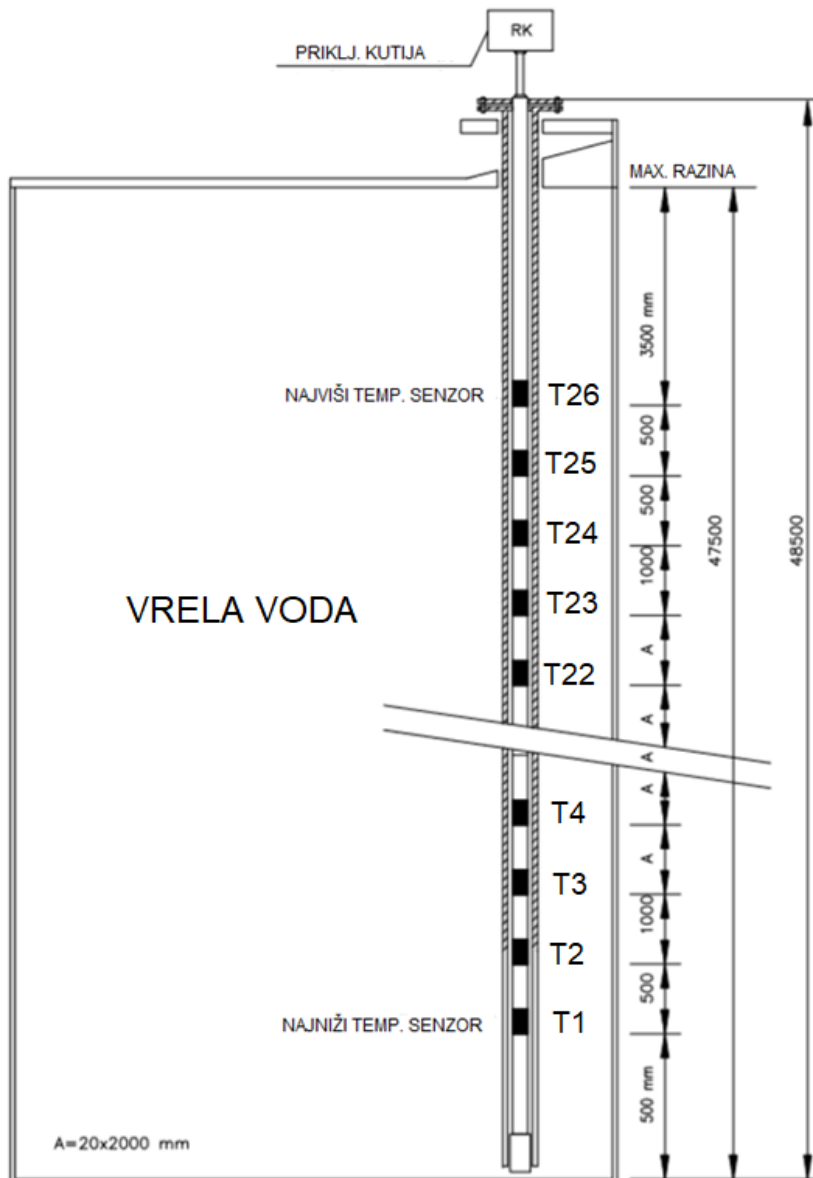
- 26 temperaturnih senzora duž visine spremnika (sl. 3.36.)
- Ulazna/izlazna temperatura tople vode
- Ulazna/izlazna temperatura hladne vode
- Ulazni/izlazni protok tople vode
- Ulazni/izlazni protok hladnije vode
- Maksimalna razina vode u spremniku

Za sva navedena analogna mjerenja primjenjuje se uvjet točnosti naveden u nastavku:

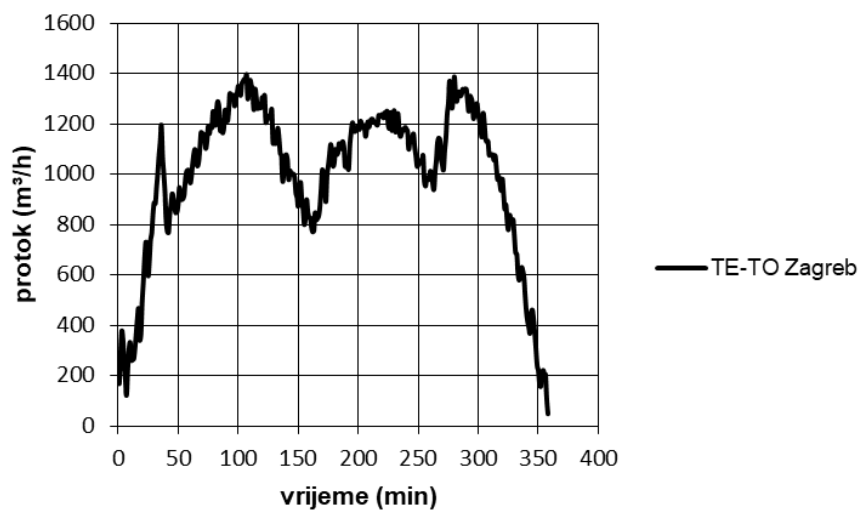
- Temperatura: +/- 3 %
- Protok: +/- 3 %
- Razina: +/- 5 %

Učinkovitost stratifikacijskog akumulacijskog spremnika osjetne topline za daljinsko grijanje velikih gradova računata je s numeričkim modelom koji je izrađen na temelju podataka mjerenja koja su izvršena na akumulacijskom spremniku topline koji se nalazi u TE-TO Zagreb.

Za validaciju matematičkog modela procesa pražnjenja spremnika odabrani su podaci mjerenja od 13. siječnja 2018. Proces pražnjenja spremnika započeo je u 4:46 sati i trajao je do 10:43 sati. U ovom slučaju proces pražnjenja pokriva jutarnje vršno razdoblje u kojem je potražnja za toplinskom energijom najveća. Sl. 3.37. prikazuje promjenu protoka vode kroz spremnik u vremenu izmjenjenog u TE-TO. Sl. 3.38. prikazuje promjenu ulazne temperature vode u vremenu izmjenjenog u TE-TO.

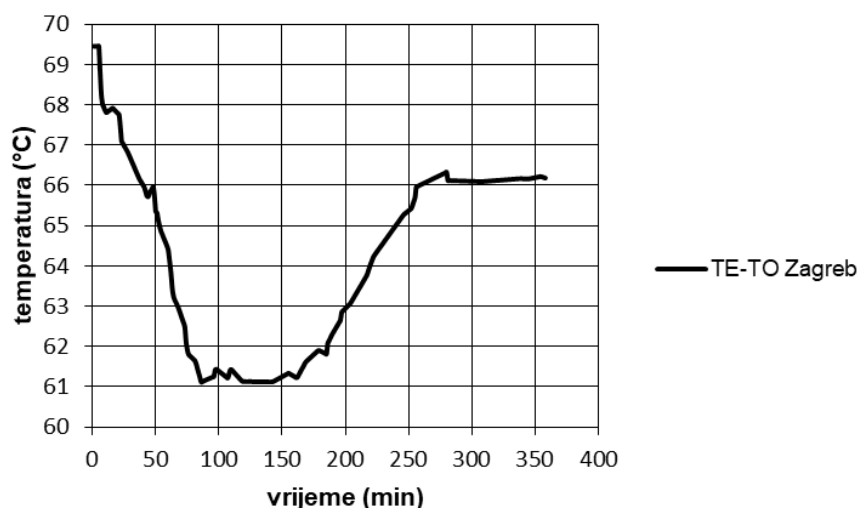


Slika 3.36. Položaj temperaturnih osjetnika duž visine spremnika



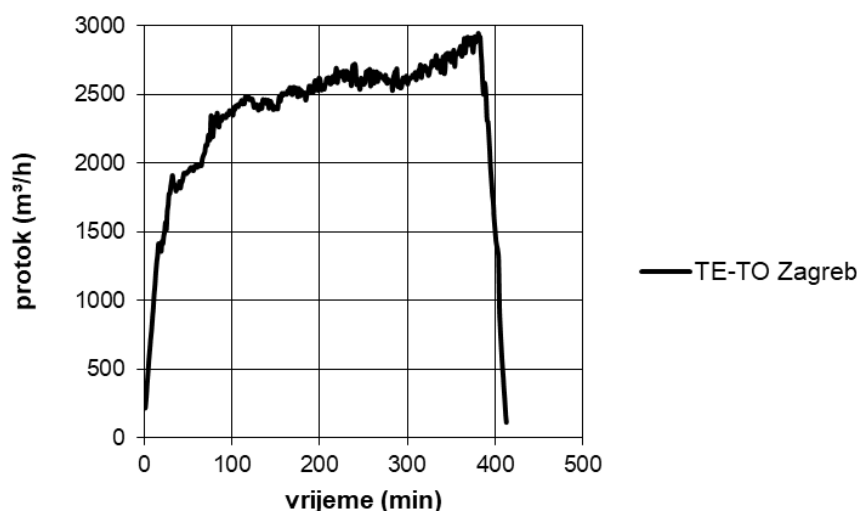
Slika 3.37. Promjena protoka vode u vremenu – pražnjenje spremnika

Ulazna temperatura vode u spremnik je u biti temperatura povratne vode iz gradske mreže. Kako se u TE-TO snaga postrojenja regulira promjenom temperature i protoka vode i dominantno je ovisna o vanjskoj temperaturi zraka ni jedna veličina nije konstantna vrijednost. Iz toga razloga angažman pojedinih jedinica pogona podijeljen je u tri režima rada: zimski režim rada (11., 12., 1., i 2. mjesec), prijelazni režim rada (3., 4., 5., i 10. mjesec) i ljetni režim rada (6., 7., 8., i 9. mjesec). Uz razlike u režimima rada tijekom godine, razlike postoje i u režimu rada pojedinih blokova tijekom radnog dana odnosno vikenda. Trenutačna cijena električne energije na tržištu još je jedan od bitnih parametara koji utječe na rad cjelokupnog postrojenja pa tako i na proces punjenja i pražnjenja samog spremnika.



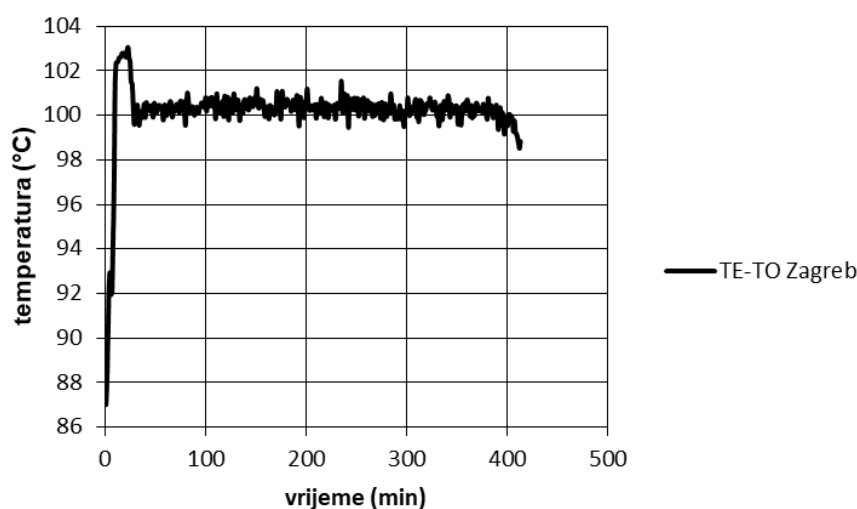
Slika 3.38. Promjena ulazne temperature vode u vremenu – pražnjenje spremnika

Izmjereno inicijalno i završno stanje temperature vode duž visine spremnika prikazano je na dijagramu na Sl. 3.41. Za validaciju procesa punjenja spremnika odabrani su podaci mjerenja od 8. i 9. siječnja 2018. Proces punjenja spremnika započeo je 8. siječnja u 21:54 sati i trajao je do 4:46 sati 9. siječnja. Punjenje spremnika u većini slučajeva odvija se u noćnom periodu rada kada je potražnja za toplinskom energijom najmanja, i cijena električne energije najniža. Sl. 3.39. prikazuje promjenu protoka vode tijekom procesa punjenja spremnika. I u procesu punjenja spremnika protok nije konstantan.



Slika 3.39. Promjena protoka vode u vremenu – punjenje spremnika

Na Sl. 3.40. prikazana je promjena temperature ulazne vode u procesu punjenja. Iz dijagrama se vidi kako se ulazna temperatura vode drži približno konstantnom što je više moguće tijekom trajanja procesa.

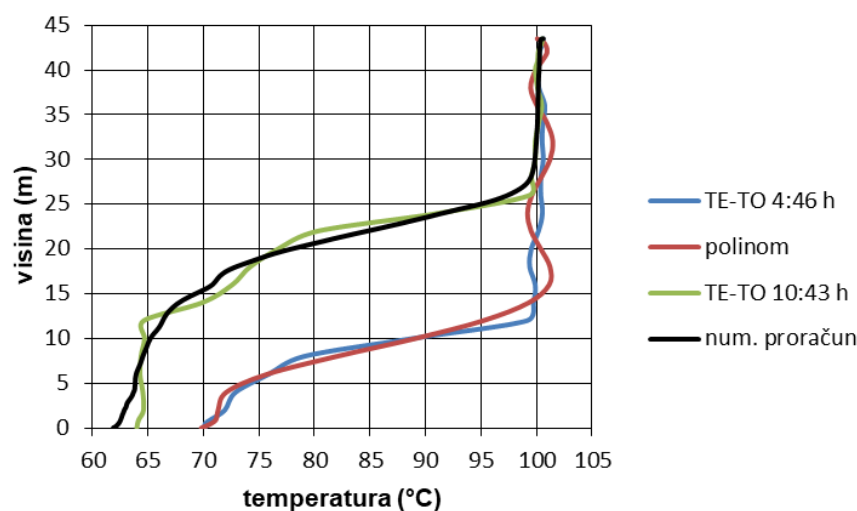


Slika 3.40. Promjena ulazne temperature vode u vremenu – punjenje spremnika

### 3.7.2 Validacija matematičkog modela

U ovom poglavlju dana je toplinska učinkovitost procesa punjenja i procesa pražnjenja u ovisnosti o geometriji spremnika i geometriji radijalnog pločastog difuzora. Validacija matematičkog modela procesa punjenja i pražnjenja spremnika izvršena je na temelju podataka mjerenja tijekom rada akumulacijskog spremnika topline koji se nalazi u TE-TO Zagreb.

Numerički model, matematičko opisivanje i numerička metoda postavljeni su kao u poglavlju 3.4., osim oblika difuzora koji je u ovom slučaju radijalni pločasti. Iz toga su razloga ulazni i izlazni difuzori modelirani kao na Sl. 4.31., poglavlje 4.3.1., ali u 2D osnosimetričnom modelu. Na sl. 3.41. prikazana je validacija procesa pražnjenja akumulacijskog spremnika osjetne topline koji se nalazi u TE-TO Zagreb.



Slika 3.41. Validacija procesa pražnjenja akumulacijskog spremnika u TE-TO Zagreb



Iz dijagrama se može vidjeti kako se inicijalni polinom ne podudara u dijelu spremnika iznad 10 m, u potpunosti s inicijalnom krivuljom temperature koja je zabilježena u 4:46 sati. Kako je u ovom slučaju validiran proces pražnjenja spremnika i voda ulazi u spremnik kroz donji difuzor važnije je da se polinom podudara s krivuljom temperature u donjem dijelu spremnika. Vremenski korak postavljen je na 2 s. Nakon gotovo 6 sati pražnjenja spremnika zabilježena je krivulja temperature u 10:43 sati. Uz grešku mjerenja i grešku inicijalnog polinoma, krivulja dobivena numeričkim proračunom dobro se podudara s krivuljom temperature dobivene mjerenjem. Na Sl. 3.42. prikazani su rezultati metode pronalaženja krivulje koja najbolje odgovara podacima dobivenim mjerenjem. Krivulja s oznakom 1. dobivena je linearnom regresijom, dok su krivulje s oznakom 3., 6., i 8. dobivene polinomskom regresijom. Svaki od brojeva označuje stupanj polinoma dobivenog izrazom [92]:

$$T_{ij} = \beta_0 + \beta_1 h_i + \beta_2 h_i^2 + \dots + \beta_q h_i^q + \varepsilon_{ij} \quad (3.16)$$

gdje je:

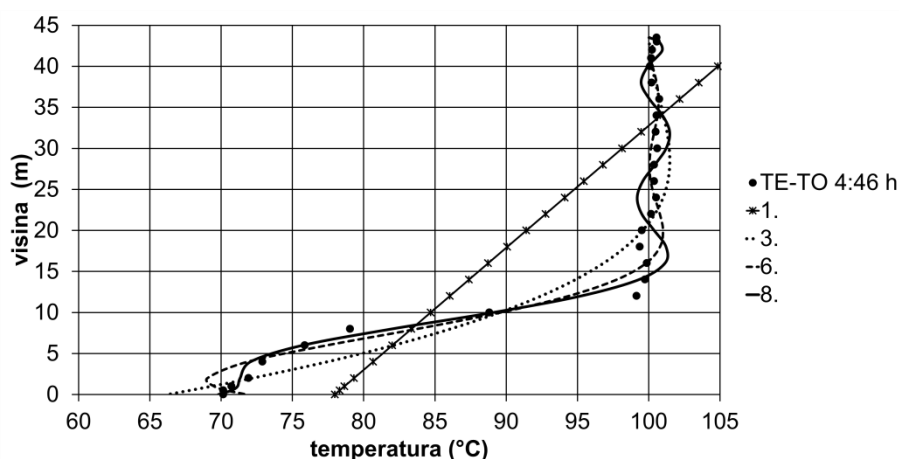
T – temperatura (varijabla odgovora)

$\beta$  – koeficijenti

h – visina (neovisna varijabla-u jed. 3.9 i 3.10 označena s x iz razloga što u Ansys Fluent kod simuliranja s 2D osnosimetričnim modelom os simetrije mora biti os x što u ovom slučaju predstavlja visinu spremnika )

$\varepsilon$  – pogreška – slučajna varijabla

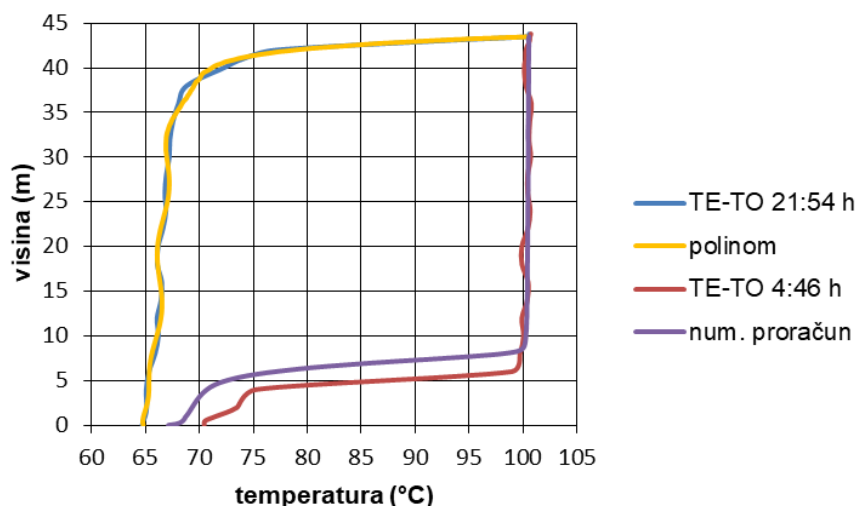
Pri određivanju regresijske krivulje, cilj je da krivulja prolazi što bliže točkama koje su podaci mjerenja. Vertikalna udaljenost od svake točke mjerenja do rezultirajuće krivulje nalazi se iznad ili ispod krivulje i naziva se odstupanje ili pogreška. Približavanje krivulje što bliže točkama mjerenja vrši se na način da se minimizira zbroj ukupnih kvadrata odstupanja, a ova metoda se naziva regresija najmanjih kvadrata. Upravo zato što se koriste najmanji kvadrati odstupanja, vanjske točke regresijske linije mogu imati nerazmjerni učinak na podudaranje same krivulje s podacima mjerenja kao što je slučaj s polinomima na Sl. 3.42.



Slika 3.42. Krivulje dobivene regresijskom metodom najmanjih kvadrata iz podataka mjerenja

Kao što je već spomenuto, ovo je process pražnjenja spremnika i hladnija voda ulazi u spremnik kroz donji difuzor. Zbog toga je više pažnje posvećeno donjem dijelu regresijske krivulje. Krivulja dobivena

razvojem polinomske regresije osmoga stupnja daje najbolje rezultate. Za dobivanje regresijske linije korišten je komercijalni softver. Na sl. 3.43. prikazana je validacija procesa punjenja akumulacijskog spremnika. U ovom slučaju voda ulazi u spremnik kroz gornji difuzor, dok polinom dobro prati krivulju inicijalne temperature duž cijelog spremnika koja je zabilježena u 21:54 sati. Nakon gotovo 7 sati punjenja spremnika zabilježena je temperatura vode u spremniku u 4:46 sati.



**Slika 3.43.** Validacija procesa punjenja akumulacijskog spremnika u TE-TO Zagreb

U ovom slučaju krivulja dobivena numeričkim proračunom odlično se podudara s krivuljom temperature dobivene mjerenjem duž cijele visine spremnika, osim u području termoklina. Iz dijagrama se može očitati da se termoklin dobiven proračunom nalazi približno 2 m iznad termoklina vrele vode u samom spremniku. Kako je visina domene proračuna 43,5 m odstupanje od 2 m u visini termoklina u postocima iznosi manje od 5 %. Kod procesa pražnjenja spremnika odstupanje proračuna manifestira se u odstupanju temperature vode od  $\approx \pm 2$  °C, što u postocima znači  $\approx 3$  %. Na temelju gore navedenog može se zaključiti kako matematički model riješen metodom kontrolnih volumena daje kvalitetne rezultate, te se s takvim modelom može računati toplinska učinkovitost akumulacijskog spremnika.

### 3.7.3 Utjecaj geometrijskih i procesnih parametara na toplinsku učinkovitost

Nakon validacije matematičkog modela na temelju izvršenih mjerenja u akumulacijskom spremniku koji se nalazi u TE-TO Zagreb pristupilo se analizi utjecaja geometrijskih i procesnih parametara na toplinsku učinkovitost akumulacijskog spremnika topline. Volumen spremnika svih geometrija iznosi približno 21700 m<sup>3</sup>. U Tab. 3.7. dana je geometrija svih spremnika.

**Tablica 3.7.** Geometrijski parametri akumulacijskih spremnika topline

visina (m)	promjer (m)	$H/D_{\text{spremnik}}$
48	24	2
30,238	30,238	1
19,21	38	0,5

Geometrija gornjeg i donjeg radijalnog pločastog difuzora (Tab. 3.8.) bazirana je na temelju nazivnog

otvora ulazne cijevi od DN 800 (unutarnji promjer cijevi iznosi  $d=793,94$  mm). Geometrija donjeg i gornjeg difuzora ista je u svim slučajevima.

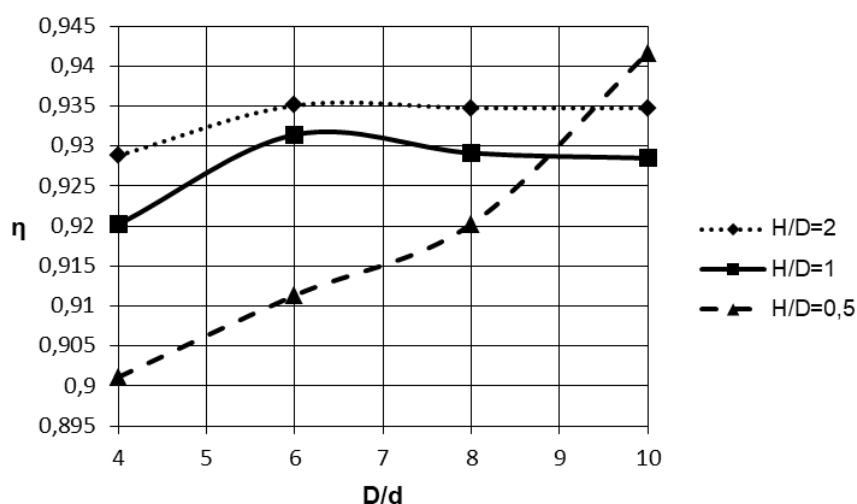
**Tablica 3.8.** Geometrijski parametri radialnih pločastih difuzora

promjer difuzora (mm)	$D_{\text{difuzor}}/d_{\text{cijev}}$	razmak ploča (mm)	$s/d$
3175,76	4	198,485	0,25
4763,64	6	396,97	0,5
6351,52	8	595,455	0,75
7939,4	10	793,94	1

Analiza toplinske učinkovitosti akumulacijskog spremnika topline izvršena je za procese pražnjenja i punjenja spremnika. Kod procesa pražnjenja spremnika analizirala se količina topline koju spremnik može predati sustavu, dok se kod procesa punjenja spremnika analizirala količina topline koju spremnik može akumulirati u određenom vremenu. Analiza je urađena na temelju numeričkih proračuna i Jed. 2.4-2.6. za protoke vode od 187,5, 375, 750, 1500 i 3000 m<sup>3</sup>/h. Proces punjenja trajao je dok u spremnik nije ušla odnosno izašla ista količina vode bez obzira na protok, tj. količina vode koja odgovara volumenu spremnika. Proces pražnjenja trajao je dok izlazna temperatura tople vode nije pala za 0,3 °C ispod maksimalne temperature koja je u oba procesa 98 °C.

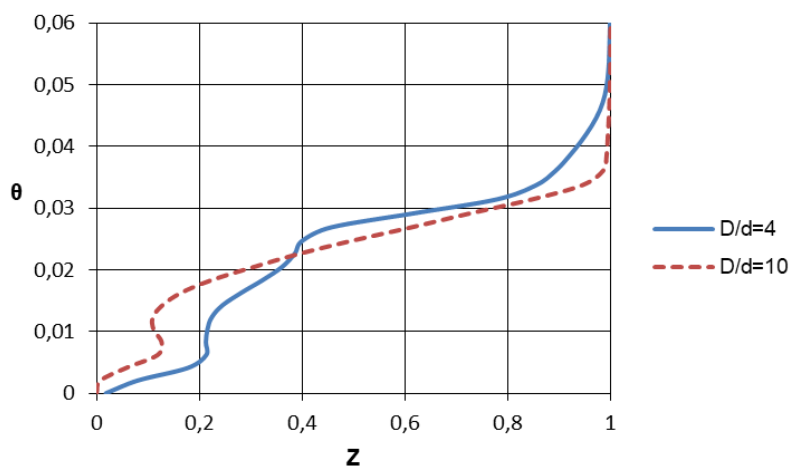
### 3.7.3.1 Utjecaj promjera difuzora na učinkovitost procesa pražnjenja

Utjecaj promjera difuzora na učinkovitost tijekom procesa pražnjenja akumulacijskog spremnika topline analiziran je za četiri slučaja (Tab. 3.8.). Razmak između prednje i stražnje ploče difuzora iznosi  $s/d=0,25$ . Protok je konstantan i iznosi 3000 m<sup>3</sup>/h. Proces pražnjenja spremnika traje dok temperatura izlazne vode ne padne za 0,3 °C ispod maksimalne. Rezultati su prikazani u dijagramu na Sl. 3.43. Iz dijagrama je vidljivo kako krivulje toplinske učinkovitosti kod spremnika s omjerom  $H/D=2$  i  $H/D=1$  imaju gotovo jednaki trend, dok se kod spremnika s omjerom  $H/D=0,5$  krivulja učinkovitosti znatno razlikuje od prva dva slučaja tako da ima stalni gotovo linearni rast.

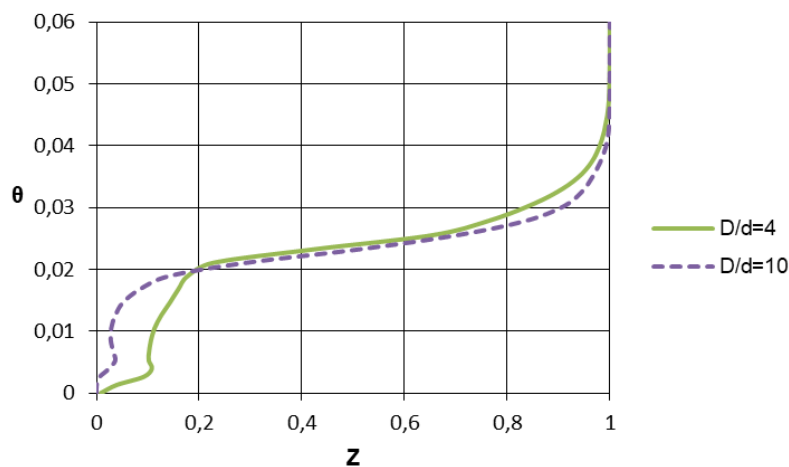


**Slika 3.44.** Utjecaj omjera  $D/d$  na učinkovitost procesa pražnjenja spremnika

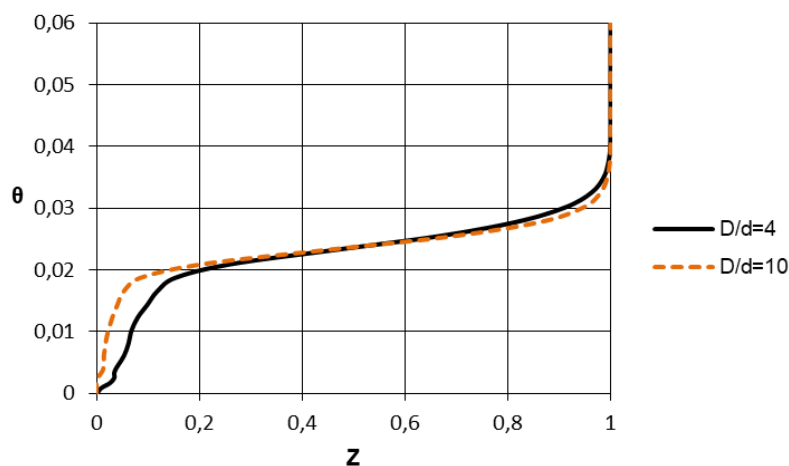
U prva dva slučaja najveću učinkovitost daje difuzor s omjerom  $D/d=6$  nakon čega učinkovitost ima lagani gotovo neznatni pad, dok u trećem slučaju najveću učinkovitost daje difuzor s omjerom  $D/d=10$ , Sl. 3.44. Radi boljeg razumijevanja ovakvog trenda krivulja toplinske učinkovitosti u ovisnosti o geometriji difuzora, analizirat će se stvaranje termoklina na samom početku pražnjenja spremnika (nakon 10 min.) i izlazna temperatura vode, na temelju koje je izračunata toplinska učinkovitost procesa pražnjenja spremnika. Na Sl. 3.45. prikazana je širina termoklina za sve tri geometrije spremnika i dvije krajnje geometrije difuzora  $D/d=4$  i  $D/d=10$  nakon 10 minuta pražnjenja spremnika. Na donjim dijagramima može se vidjeti utjecaj inercijskih sila odnosno ulazne brzine vode i sile uzgona odnosno visine spremnika na stvaranje termoklina. Na početku pražnjenja svakog od tri spremnika, kod spremnika s omjerom  $H/D=0,5$ , Sl. 3.45. a), čija je visina najmanja, temperaturna stratifikacija je najlošija u odnosu na ostale dvije geometrije spremnika. To se može zaključiti na temelju oblika temperaturne krivulje koja ima najrastagnutiji oblik. S povećanjem omjera spremnika  $H/D$  povećava se i kvaliteta temperaturne stratifikacije. Krivulja poprima pravilniji oblik (u obliku slova s) odnosno temperature toplije i hladnije vode su konstantnije. Kod sve tri geometrije spremnika može se primijetiti kako je temperatura vode u gornjem dijelu termoklina viša kod slučaja s geometrijom difuzora  $D/d=10$ . Iz toga se može zaključiti da povećanjem omjera difuzora  $D/d$  dolazi do smanjenja ulazne brzine vode u spremnik što dovodi do bolje temperaturne stratifikacije.



a)



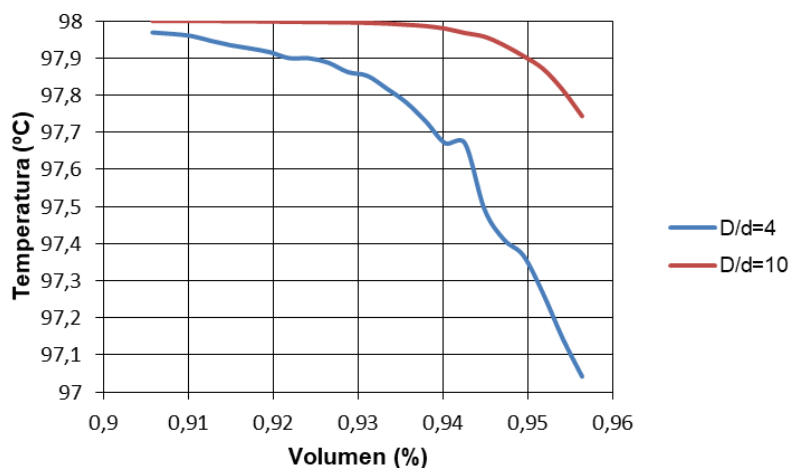
b)



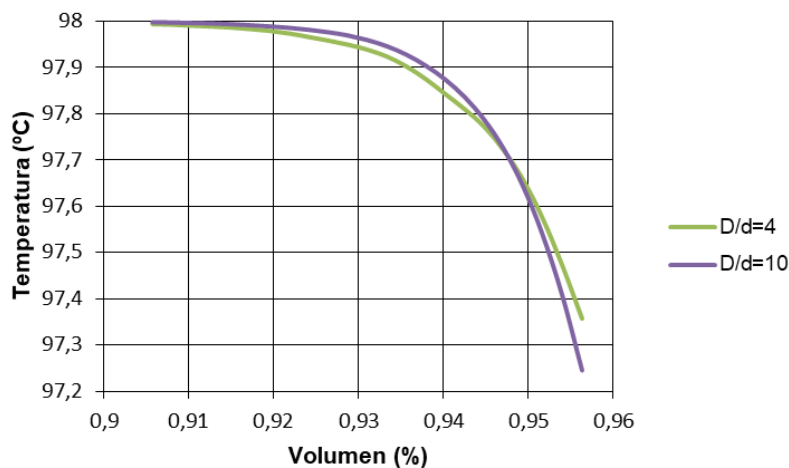
c)

**Slika 3.45.** Utjecaj omjera  $D/d$  na širinu termoklina nakon 10 min. pražnjenja za  $H/D$  a) 0,5, b) 1, c) 2

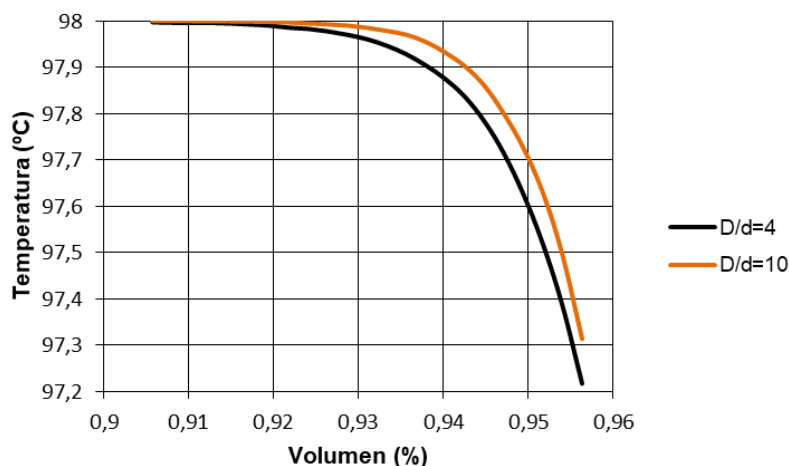
Na Sl. 3.46. prikazani su dijagrami izlazne temperature vode u ovisnosti o postotku protoka za sva tri omjera visine i promjera spremnika (0,5, 1 i 2 (Tab.3.7.)) i dvije geometrije donjeg difuzora (4 i 10 (Tab.3.8.)).



a)



b)



c)

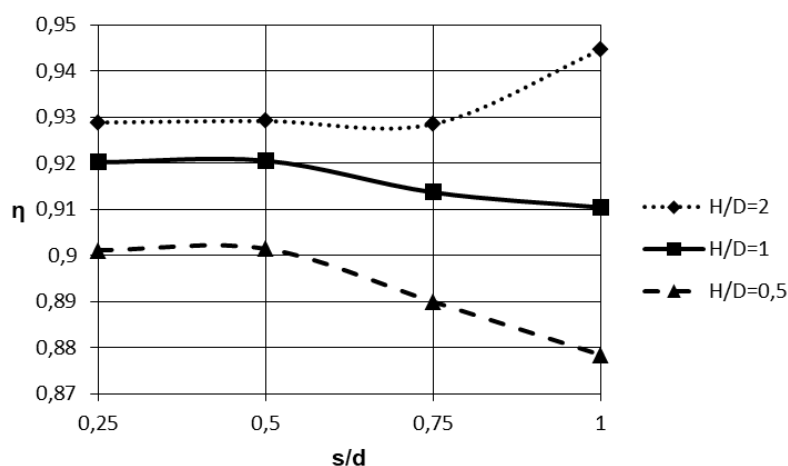
Slika 3.46. Izlazna temperatura vode kod različitog omjera  $D/d$  za  $H/D$ 

a) 0,5, b) 1, c) 2

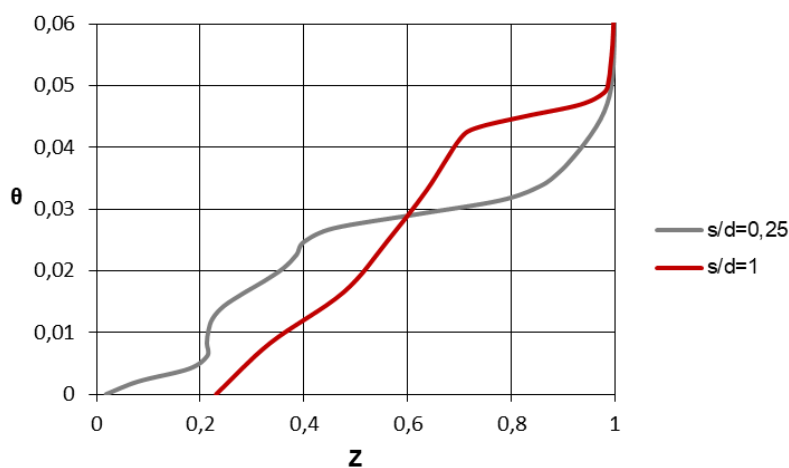
Izlazna temperatura vode (dok ne padne za 0,3 °C ispod maksimalne) kod svih slučajeva geometrije spremnika viša je kod spremnika s ugrađenim difuzorom čiji je omjer  $D/d=10$ . Iz rezultata se može zaključiti kako se utjecaj promjera difuzora odnosno brzine ulaska fluida u spremnik povećava sa smanjenjem omjera  $H/D$  akumulacijskog spremnika.

### 3.7.3.2 Utjecaj razmaka između prednje i stražnje ploče difuzora na učinkovitost procesa pražnjenja

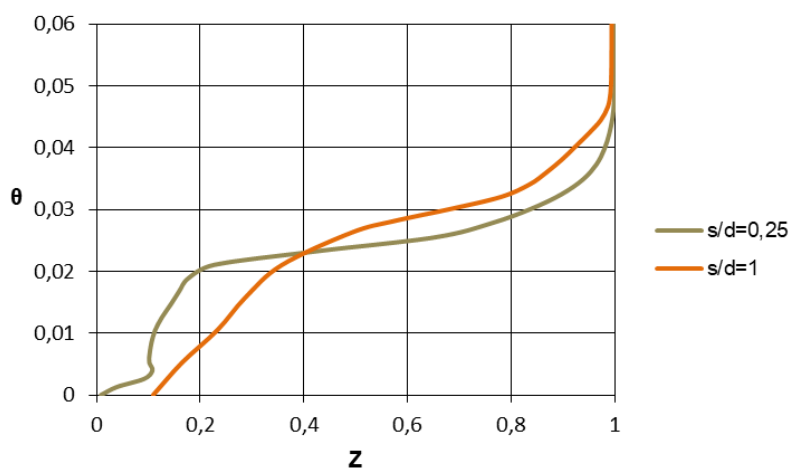
U analizi utjecaja razmaka ploča na toplinsku učinkovitost spremnika u svim slučajevima omjer promjera difuzora i cijevi zadržan je konstantan i iznosi  $D/d=4$ . Protok je također držan konstantan i iznosi 3000 m<sup>3</sup>/h. Na Sl. 3.47. dan je dijagram koji prikazuje ovisnost učinkovitosti procesa pražnjenja spremnika i razmaka ploča radijalnog pločastog difuzora. Kod slučaja spremnika s omjerom  $H/D=1$  i  $H/D=0,5$  povećanje razmaka između ploča difuzora dovodi do smanjenja učinkovitosti akumulacijskog spremnika topline.

Slika 3.47. Utjecaj omjera  $s/d$  na učinkovitost procesa pražnjenja spremnika

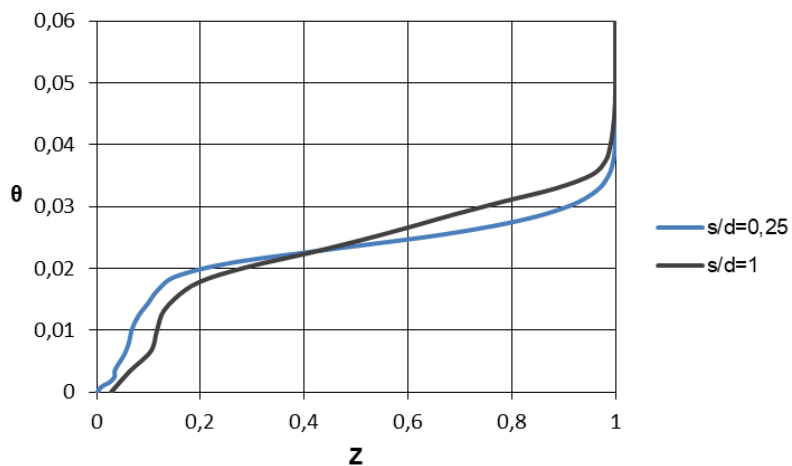
Kod slučaja s omjerom  $H/D=2$  najveći razmak između ploča daje i najveću učinkovitost procesa. Iz dijagrama se može zaključiti kako spremnik s omjerom  $H/D=2$  daje najvišu učinkovitost procesa pražnjenja u svim slučajevima širine razmaka između ploča difuzora. Kao i u poglavlju 3.7.3.1. radi boljeg razumijevanja rezultata, u nastavku će se analizirati stvaranje termoklina na samom početku procesa pražnjenja Sl. 3.48. kao i izlazna temperatura vode na samom kraju procesa Sl. 3.49. Iz dijagrama na Sl. 3.48. može se zaključiti kako se na početku procesa pražnjenja spremnika s difuzorom čiji je omjer  $s/d=0,25$  dobiva bolja temperaturna stratifikacija unutar spremnika. Isto kao i u poglavlju 3.7.3.1., kod spremnika s omjerom  $H/D=2$  temperaturna stratifikacija je najbolja Sl. 3.48. c). Sa smanjenjem omjera  $H/D$  razlike između krivulja postaju sve veće i povećava se širina termoklina Sl. 3.48. a). Kao i kod analize učinkovitosti promjenom omjera  $D/d$  difuzora tako i u ovoj analizi gdje se mijenjao omjer  $s/d$  difuzora veliku važnost ima samo stvaranje termoklina odmah na samom početku procesa pražnjenja. U ovom slučaju povećanje omjera  $s/d$  dovodi do smanjenja ulazne brzine vode u spremnik, što ne dovodi do bolje temperaturne stratifikacije i veće učinkovitosti procesa, osim kod spremnika s  $H/D=2$ . U ovom slučaju može se zaključiti da razmak između ploča difuzora ima veći utjecaj na toplinsku učinkovitost procesa pražnjenja, osim kod spremnika s omjerom  $H/D=2$  gdje je sila uzgona velika.



a)

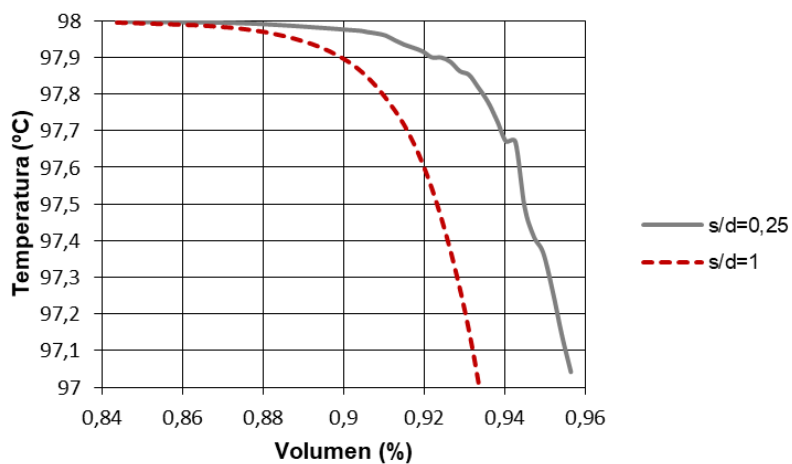


b)

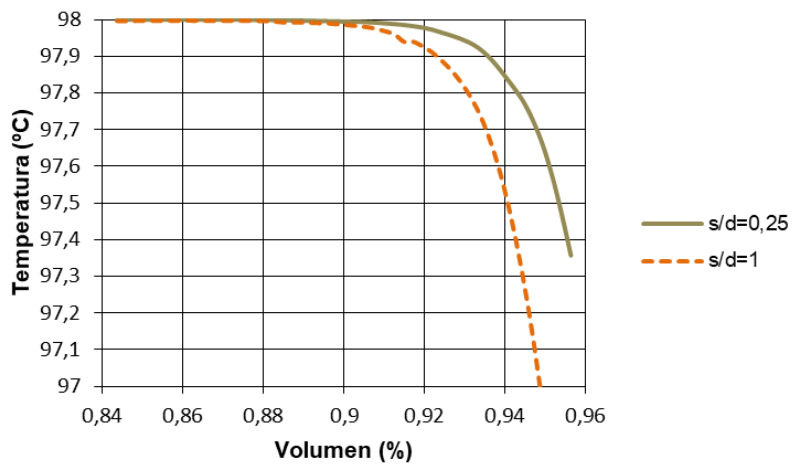


c)

Slika 3.48. Utjecaj omjera  $s/d$  na širinu termoklina nakon 10 min. pražnjenja za  $D/d=4$  i  $H/D$  a) 0,5, b) 1, c) 2

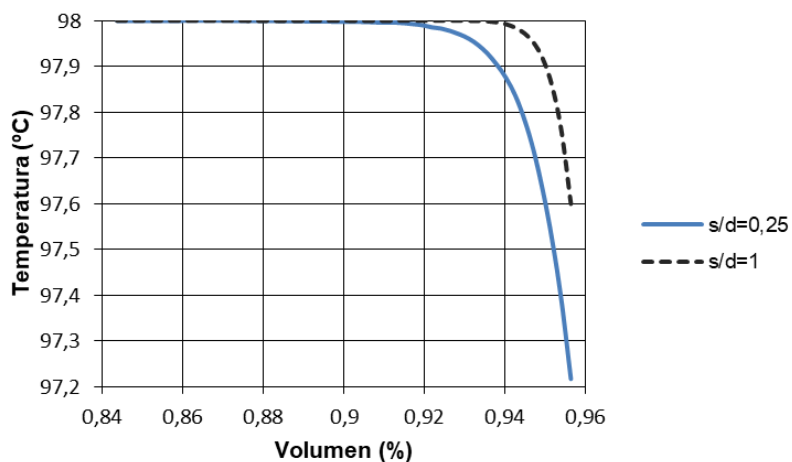


a)



b)

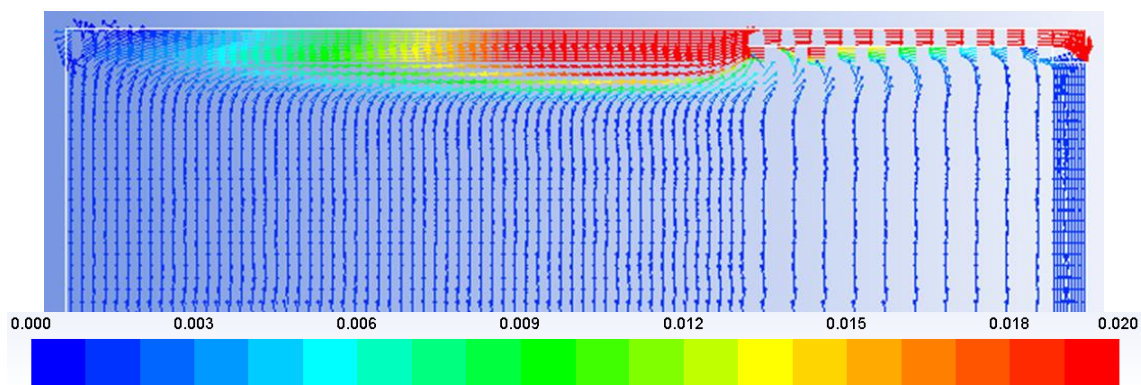




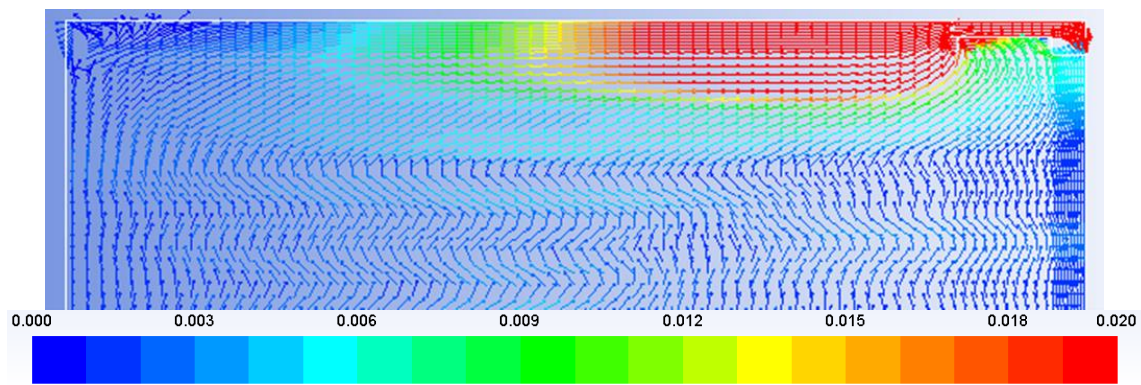
c)

Slika 3.49. Utjecaj omjera  $s/d$  na izlaznu temperaturu vode za  $D/d=4$  i  $H/D$  a) 0,5, b) 1, c) 2

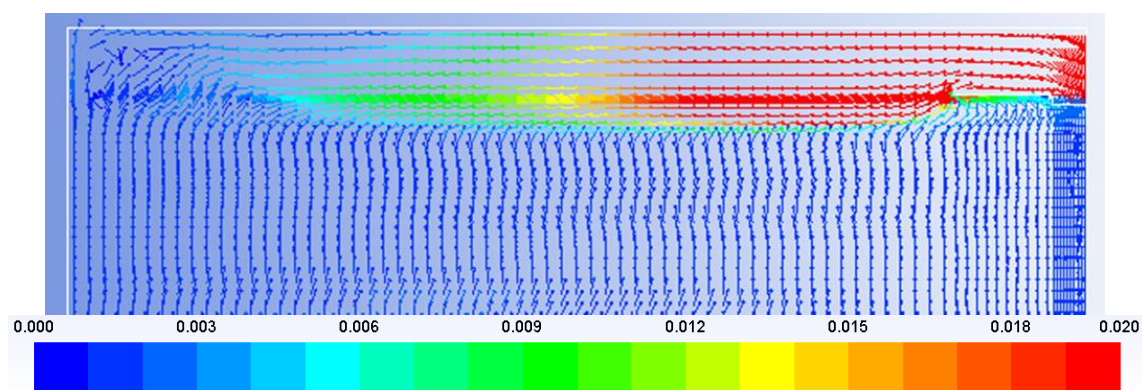
Da bi u potpunosti razumijeli dobivene rezultate, u nastavku će se analizirati utjecaj geometrije gornjeg difuzora na brzinu strujanja izlazne tople vode oko i u difuzor te će se na taj način dobiti potpuni uvid u dobivene rezultate proračuna toplinske učinkovitosti procesa pražnjenja. Na Sl. 3.50. prikazano je strujanje tople vode oko gornjeg difuzora pri izlazu vode iz spremnika kod procesa pražnjenja.



a)



b)



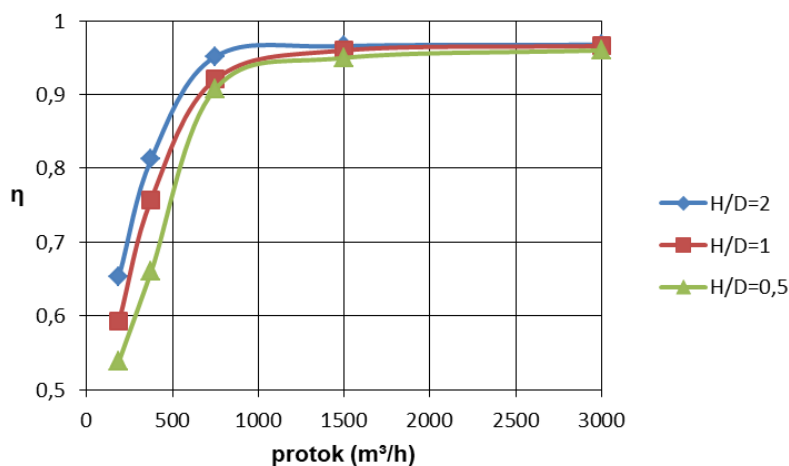
c)

**Slika 3.50.** Utjecaj geometrije gornjeg difuzora na brzinu strujanja (m/s) izlazne tople vode  $H/D=2$ ,  $D/d=10$ ,  $s/d=0,25$  b)  $H/D=2$ ,  $D/d=4$ ,  $s/d=0,25$  c)  $H/D=2$ ,  $D/d=4$ ,  $s/d=1$

Na slikama su prikazane tri različite geometrije difuzora u spremniku čiji je omjer  $H/D=2$ . Svaka od tri analizirane geometrije difuzora stvara specifično strujanje vode prije ulaska u difuzor. Uspoređujući strujanje vode između difuzora s geometrijom prikazanom na Sl. 3.50. b) i c), može se zaključiti kako difuzor koji je prikazan na Sl. 3.50. b) stvara najveće strujanje vode ispred i ispod difuzora, što znači da će se hladnija voda iz termoklina više miješati s toplijom prije ulaza u difuzor. Difuzor prikazan na Sl. 3.50. c) stvara veće strujanje pri vrhu spremnika i prema plaštu spremnika, što znači da toplija voda iz termoklina prije ulazi u difuzor. Na temelju ovih rezultata može se objasniti veća izlazna temperatura vode na Sl. 3.49. c). Na Sl. 3.50. c) prikazan je difuzor s geometrijom  $D/d=4$  i  $s/d=1$ . Ta geometrija difuzora stvara najmanje strujanje vode ispod i ispred difuzora. Najveće strujanje se stvara pri samom vrhu spremnika, što znači da voda koja ulazi u difuzor je najtoplija, što je i potvrđeno rezultatima prikazanim na Sl. 3.49.

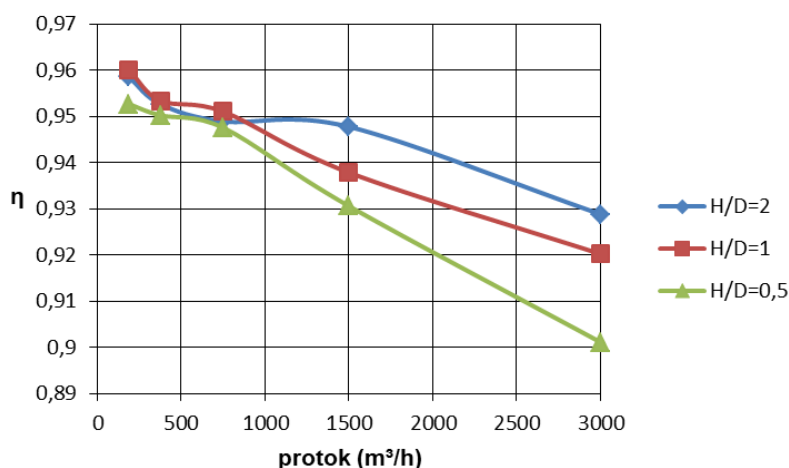
### 3.7.3.3 Utjecaj količine protoka na učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja

U analizi utjecaja količine protoka na učinkovitost procesa punjenja, geometrija difuzora zadržana je ista u svim slučajevima procesa punjenja i pražnjenja i dana je omjerima  $D/d=4$  i  $s/d=0,25$ . Na Sl. 3.51. prikazan je dijagram utjecaja učinkovitosti procesa punjenja spremnika o količini protoka ulazne tople vode.



**Slika 3.51.** Utjecaj protoka procesa punjenja na učinkovitost spremnika

Učinkovitost procesa pražnjenja prikazana je dijagramom na Sl. 3.52.



**Slika 3.52.** Utjecaj protoka procesa pražnjenja na učinkovitost spremnika

Prilikom punjenja spremnika povećanje protoka kod svih slučajeva geometrije spremnika dovodi do povećanja učinkovitosti Sl. 3.51. Kod najnižeg protoka javlja se najveći utjecaj provođenja i najveća širina termoklina, što dovodi do najniže toplinske učinkovitosti procesa. S povećanjem promjera spremnika učinkovitost procesa punjenja se smanjuje.

Pri pražnjenju, smanjenje protoka kod svih slučajeva geometrije spremnika dovodi do povećanja učinkovitosti Sl. 3.52. Također se može primijetiti kako kod svih slučajeva kod procesa pražnjenja učinkovitost ne pada ispod 0,9 dok kod procesa punjenja učinkovitost pada do 0,53, ovisno o geometriji spremnika.

#### 3.7.3.4 Zaključak

**Na temelju provedene analize toplinske učinkovitosti akumulacijskog spremnika s radijalnim pločastim difuzorom može se zaključiti slijedeće:**

- Validacija matematičkog modela dala je vrlo dobre rezultate na temelju kojih se može računati toplinska učinkovitost akumulacijskog spremnika
- Analiza utjecaja omjera  $D/d$  difuzora pokazala je da povećanje omjera pozitivno djeluje na učinkovitost procesa pražnjenja
- Analiza utjecaja omjera  $s/d$  difuzora pokazala je da povećanje omjera djeluje pozitivno na toplinsku učinkovitost procesa pražnjenja samo kod spremnika s omjerom  $H/D=2$
- Smanjenje protoka kod procesa punjenja spremnika dovodi do smanjenja toplinske učinkovitosti procesa
- Smanjenje protoka kod procesa pražnjenja spremnika dovodi do povećanja toplinske učinkovitosti procesa
- Sa spremnikom koji ima omjer  $H/D=2$  postiže se najviša toplinska učinkovitost, zatim sa spremnikom s omjerom  $H/D=1$ , dok se sa spremnikom s omjerom  $H/D=0,5$  postiže najlošija toplinska učinkovitost

## 4 PRENAMJENA SPREMNIKA TEŠKOG LOŽIVOG ULJA U AKUMULACIJSKI STRATIFIKACIJSKI SPREMNİK OTPADNE OSJETNE TOPLINE U INDUSTRIJI NAFTE

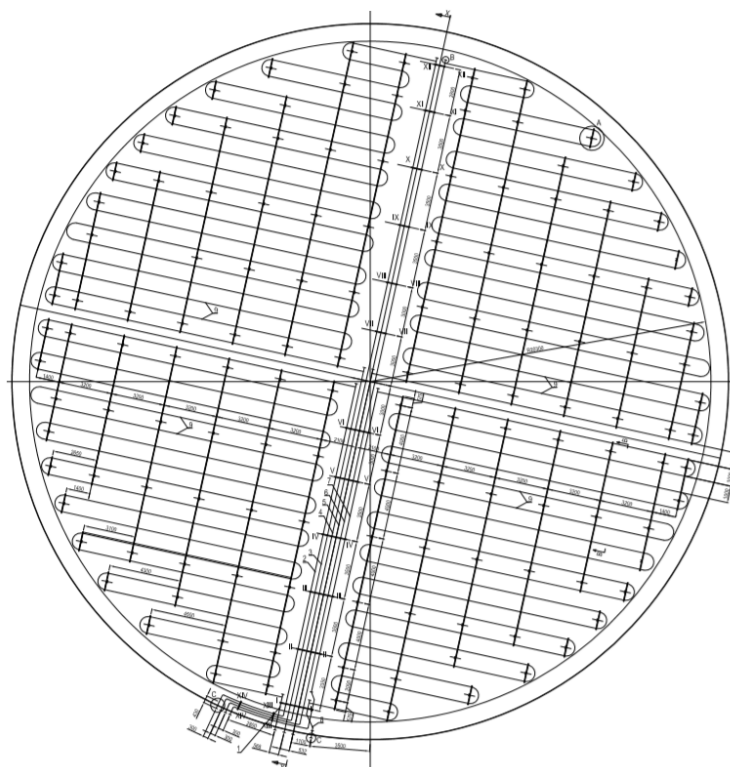
### 4.1 Iskorištenje otpadne topline iz industrije nafte u sustavima daljinskog grijanja

U skladu sa zahtjevima Zakona o zaštiti okoliša i Uredbe o postupku utvrđivanja objedinjenih uvjeta zaštite okoliša, te u cilju osiguravanja suvremenih standarda prerade sirove nafte u smislu osiguravanja željene kakvoće proizvoda i adekvatne zaštite okoliša u Republici Hrvatskoj provodi se modernizacija rafinerija.

Programom poboljšanja između ostalog želi se poboljšati korištenje energije i energetske učinkovitost na sljedeće načine:

- Ugradnja plamenika sa smanjenim generiranjem  $NO_x$  na kotlovima za proizvodnju pare i procesnim pećima [93, 94]
- Korištenje čistog rafinerijskog loživog plina, tekućeg goriva u kombinaciji s tehnikama za smanjenje emisija  $NO_x$ , CO ili drugih plinskih goriva kao što su prirodni plin ili UNP [95].
- Povećanje energetske učinkovitosti primjenom kogeneracije – kombinirane proizvodnje toplinske i električne energije za vlastite potrebe [96].

U rafinerijama su instalirana kogeneracijska postrojenja za kombiniranu proizvodnju električne i toplinske energije. Elektroenergetski sustav rafinerija koji je dio elektroenergetskog sustava Republike Hrvatske namijenjen je za sigurno i kontinuirano napajanje električnom energijom potrošača unutar i van Rafinerije. Stvarni kapacitet vlastite proizvodnje ovisan je o mogućnostima proizvodnje pare i potrošnji pare na oduzimanjima turbina. Korištenjem prirodnog plina ili UNP-a kao goriva za plamenike na kotlovima znatno se smanjuje korištenje teškog loživog ulja te se otvara pitanje funkcije spremnika u kojima se takvo ulje skladištilo. Sl. 4.1. Jedna od ideja je prenamjena takvih spremnika u akumulacijske spremnike topline te njihova integracija u kogeneracijsko postrojenje rafinerije. No, prema istraživanjima provedenim na spremnicima malog volumena pronađenim u literaturi i spremnicima velikog volumena provedenim u ovome radu, geometrija ovakvih spremnika ( $H/D=0,601$  i  $H/D=0,393$ ) izrazito je nepovoljna za formiranje temperaturne stratifikacije. U ovom poglavlju analiziran je utjecaj geometrije i procesnih parametara gornjeg radijalnog pločastog difuzora na pad statičkog i totalnog tlaka unutar samog difuzora i utjecaj geometrije spremnika na kvalitetu temperaturne stratifikacije, dok će parna grijalica biti predmet budućeg istraživanja [97, 98]. Uvođenje daljinskog grijanja u industriju, odnosno korištenje otpadne topline iz industrijskih postrojenja za grijanje kućanstava i drugih objekata koji imaju potrebu za grijanjem jedan je od najznačajnijih faktora povećanja energetske učinkovitosti. Unutar Europske Unije postoji inicijativa za uštedu energije i smanjenje stakleničkih plinova. Cilj je do 2030 godine uštedjeti 27 % primarne energije koja se koristi u EU i smanjiti emisije stakleničkih plinova za 55 % [99]. Korištenje otpadne topline iz industrijskih postrojenja u sustavima daljinskog grijanja karakterizira veliki politički interes, veliki potencijal, vrlo niska korištenost i često velika profitabilnost [100]. Razlozi vrlo niske korištenosti topline iz industrijskih postrojenja u sustavima daljinskog grijanja jesu mnogi rizici i barijere [101], iako postoje ekonomske prednosti korištenja otpadne topline te prednosti u smanjenoj potrošnji goriva i smanjenoj emisiji štetnih tvari u atmosferu [102, 103].



**Slika 4.1.** Shematski prikaz spremnika teškog loživog ulja s parnom grijalicom na dnu spremnika

Zahtjevi za stalnim unapređenjem zaštite okoliša i upravljanja energetske resursima povećali su rekuperaciju otpadne topline [104]. Također to bi moglo potaknuti praksu korištenja otpadne topline u sustavima daljinskog grijanja u sklopu razvojne politike Europske Unije za daljinsko grijanje i hlađenje [105]. Iskorištenje otpadne topline iz industrijskih postrojenja i prijelaz prema sustavima daljinskog grijanja četvrte generacije te implementacija u pametne energetske sustave, počinje biti predmet intenzivnog istraživanja [106, 107].

Otpadna toplina iz naftne industrije može se iskoristiti iz mnogobrojnih izvora, tako da ta industrija predstavlja potencijalno velik i siguran izvor energije koji se može implementirati u sustave daljinskog grijanja i pametne energetske sustave [108].

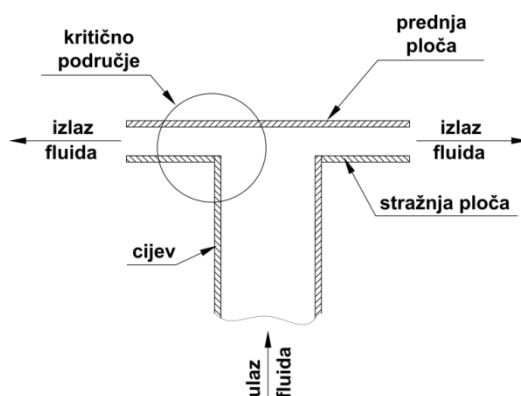
#### **4.2 Utjecaj geometrijskih i procesnih parametara na pad tlaka unutar radijalnog pločastog difuzora akumulacijskoga spremnika**

U ovom poglavlju proveden je niz numeričkih simulacija s ciljem određivanja utjecaja geometrije i procesnih parametara na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru akumulacijskoga stratifikacijskoga spremnika osjetne topline. Da bi se smanjila mogućnost pada tlaka ispod tlaka zasićenja vode, tri osnovne geometrije testirane su i analizirane: difuzor s oštrim spojem, difuzor s konusnim elementom i difuzor sa zakrivljenim elementom. Analiza prikazuje razlike i sličnosti između tipova difuzora, i njihov utjecaj na pad statičkog i totalnog tlaka. Dizajn difuzora s pridruženim mu fitinzima jedan je od ključnih faktora za ispravan i učinkovit rad cjevovoda [109-110]. U ovom poglavlju istraživanje se fokusiralo na ponašanje tlaka u radijalnom pločastom difuzoru akumulacijskog spremnika, kao jednog od najvažnijih parametara koji uzrokuje pojavu kavitacije [111-114]. Kako je već spomenuto u prethodnim

poglavljima temperaturni režim akumulacijskog spremnika kreće se između 98 °C i 45 °C. Za razliku od prethodnih poglavlja u ovom poglavlju temperatura vode iznosi 98 °C s konstantnim fizikalnim svojstvima. Utjecaj hladnije vode nije razmatran u ovom poglavlju. Strujanje je promatrano kao stacionarno i osnosimetrično. Promatrana brzina u cijevima je 1-2 m/s [115-116]. Prije ulaska u difuzor strujanje fluida simulirano je kroz ulaznu cijev difuzora. Iako utjecaj različite opreme i fazonskih komada na protok vode postoji [117-119], uniformni ulazni rubni uvjet za brzinu vode postavljen je na ulazu u ulaznu cijev. Posebno u ovom poglavlju, duljina ulazne cijevi gornjeg difuzora pretpostavljena je na  $25 \cdot d - 50 \cdot d$  ovisno o visini spremnika. Takva duljina cijevi teoretski omogućuje da strujanje vode postane uniformno prije ulaska u difuzor [120]. Dio ulazne cijevi kroz koji je strujanje simulirano prije ulaska u difuzor dugačak je 2 metra. Da bi u potpunosti razumjeli pojavu kavitacije u gornjem difuzoru potrebno je poznavati princip rada spremnika.

Tijekom procesa punjenja akumulacijskog spremnika kroz gornji difuzor ulazi topla voda, dok ista količina hladne vode u isto vrijeme izlazi iz spremnika. Na samom početku procesa punjenja spremnika topla i hladna voda počinju se miješati, i nakon nekog vremena zbog razlike u gustoći, toplija voda počinje se akumulirati na vrhu spremnika. To je i vrijeme kada se počinje stvarati i prijelazni sloj između toplije i hladnije vode (termoklin). Kako se spremnik puni tijekom vremena, termoklin se kreće od vrha ka dnu spremnika. Kad je spremnik pun tople vode, proces pražnjenja počinje. Od Jed. 2.4. do Jed. 2.7. prikazan je utjecaj geometrije difuzora na širinu termoklina, kao i na toplinsku učinkovitost akumulacijskog spremnika. Te jednadžbe ne uzimaju u obzir mogućnost pojave kavitacije u difuzoru. Tako da geometrija dobivena s Froude-ovim brojem ne implicira nužno i učinkovit rad difuzora.

Sl. 4.2. prikazuje karakteristični poprečni presjek difuzora i smjer strujanja fluida u procesu punjenja. Na slici je označeno kritično područje gdje fluid mijenja smjer iz aksijalnog u radijalni. U tom području zbivaju se najveće promjene u strujanju vode i tlaku unutar difuzora. Iz tog razloga, vrlo je važno na koji način će se spojiti cijev s difuzorom. Dosadašnja istraživanja su pokazala kako način spajanja cijevi i difuzora utječe na temperaturnu stratifikaciju. Istraživanja ukazuju na to da oštri rubovi značajno utječu na pojavu kavitacije [121-122]. Dakle, s jedne strane ovakav način spajanja cijevi i difuzora omogućuje najbolju temperaturnu stratifikaciju, dok s druge strane uzrokuje moguću pojavu kavitacije. Iz toga razloga, istraživanje pojava uzrokovanih ovim dijelom geometrije difuzora je od posebne važnosti.



Slika 4.2. Shematski prikaz karakterističnog presjeka radijalnog pločastog difuzora

Također, protok vode kroz difuzor što je u biti uski prostor omeđen geometrijom određene zakrivljenosti, važan je faktor u stvaranju promjena tlaka [123], vrtloga [124-125] i separacije fluida [126-127] što može stvoriti početak kavitacije. Tlak zasićenja vode ovisi o temperaturi vode. Temperatura vode u akumulacijskom spremniku izravno je vezana za atmosferski tlak na mjestu gdje je spremnik izgrađen. S porastom nadmorske visine, vrijednost atmosferskog tlaka pada, dok s povećanjem temperature vode tlak zasićenja vode raste. Da bi se spriječilo nekontrolirano isparavanje vode, prostor između gornje površine vode i krova spremnika puni se vodenom parom ili inertnim plinom pri tlaku od 10-30 milibara iznad atmosferskog tlaka. Dakle, ako geometrija difuzora uzrokuje veliki pad tlaka, i ako je ulazna temperatura vode visoka, to može uzrokovati pojavu kavitacije. Da bi spriječili pojavu nekontroliranog isparavanja vode i pojavu kavitacije, što može prouzrokovati oštećenje difuzora i uzrokovati disfunkcionalnost spremnika [128-129], u ovom poglavlju provedeno je istraživanje utjecaja geometrije i procesnih parametara radijalnog pločastog difuzora na ponašanje tlaka fluida unutar difuzora.

#### 4.2.1 Fizikalni model i domena proračuna

Radijalni pločasti difuzor sastoji se od dvije koncentrične i paralelne ploče. Kao što se može vidjeti na Sl. 4.3., gdje je prikazana geometrija difuzora i domena numeričkog modela, analizirana su tri tipa difuzora. Prvi analizirani tip difuzora je onaj s ulaznom cijevi direktno spojenom na stražnju ploču difuzora i nazvan je difuzor s oštrim spojem (en. sharp edge joint-SEJ), kod drugog tipa difuzora ulazna cijev se najprije spaja na konusni element, a onda se konusni element spaja na stražnju ploču difuzora, i taj tip difuzora nazvan je difuzor s konusnim elementom (en. conical element-COE), dok je kod zadnjeg promatranog tipa difuzora ulazna cijev najprije spojena za zakrivljeni element, a zatim se zakrivljeni element spaja na stražnju ploču difuzora i taj tip difuzora nazvan je difuzor sa zakrivljenim elementom (curved element-CUE). Analizirani geometrijski i procesni parametri difuzora dani su u Tab. 4.1. i svaki od parametara ima svoju oznaku za lakše prepoznavanje. Geometrijski parametri spojnih elemenata COE i CUE difuzora dani su u Tab. 4.2. Unutarnji promjer ulazne cijevi svih tipova difuzora jednak je i iznosi 202,74 mm (DN 200 schedule STD) [130]. Ulazna temperatura vode u svim provedenim simulacijama je 98 °C. Sve oznake u Tab. 4.1. i Tab. 4.2. su u skladu s oznakama na Sl. 4.3. U Tab. 4.1.  $Re$  označuje Reynolds-ov broj.

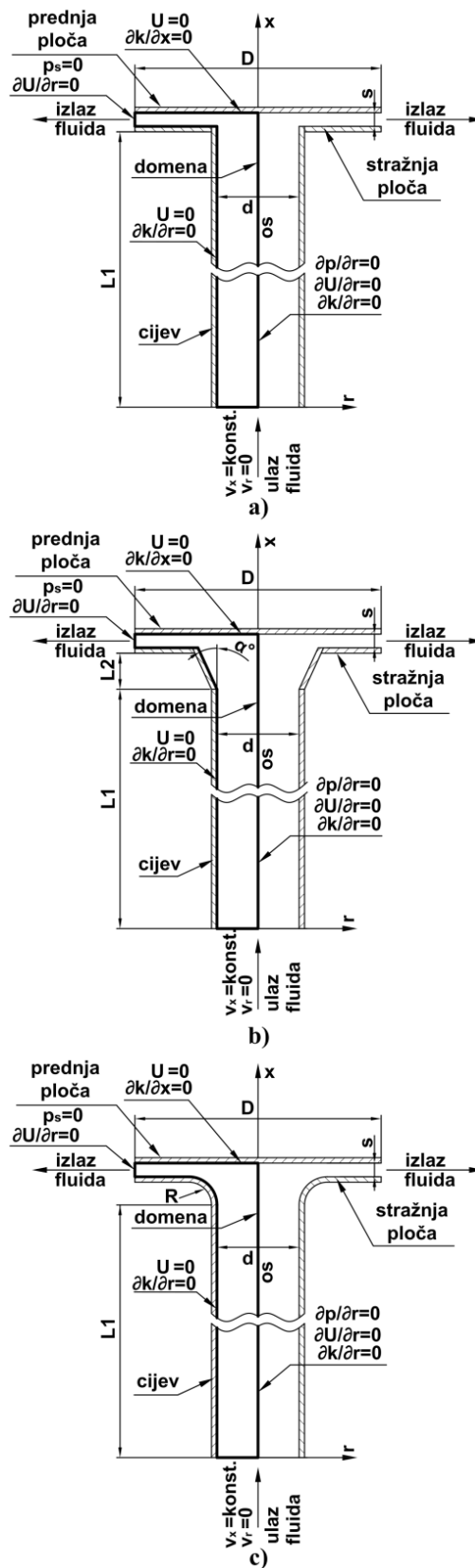
**Tablica 4.1.** Geometrijski i procesni parametri radijalnog pločastog difuzora

oznaka	$D$ (mm)	$D/d$	oznaka	$s$ (mm)	$s/d$	oznaka	$v_x$ (m/s)	$Re$
D1	1621,92	8	s1	50,685	0,25	v1	1	676164
D2	2432,88	12	s2	101,37	0,5	v2	1,5	1014246
D3	3243,84	16	s3	202,74	1	v3	2	1352329
			s4	304,11	1,5			

Na Sl. 4.3.,  $D$  je promjer difuzora,  $d$  je unutarnji promjer cijevi,  $L1$  je duljina cijevi,  $U$  je brzina,  $p_s$  je statički (gauge) tlak,  $p$  je tlak,  $k$  je kinetička energija,  $r$  je radijalna koordinata i  $x$  je aksijalna koordinata,  $v_x$  je aksijalna brzina i  $v_r$  radijalna brzina.  $\alpha$  označuje kut koničnog elementa dok  $L2$  označuje njegovu dužinu i  $R$  označuje radijus zakrivljenog elementa.  $s$  označuje udaljenost između



prednje i stražnje ploče difuzora.



**Slika 4.3.** Shematski prikaz poprečnog presjeka geometrije difuzora i domena numeričkog modela s rubnim uvjetima za: a) SEJ, b) COE, c) CUE



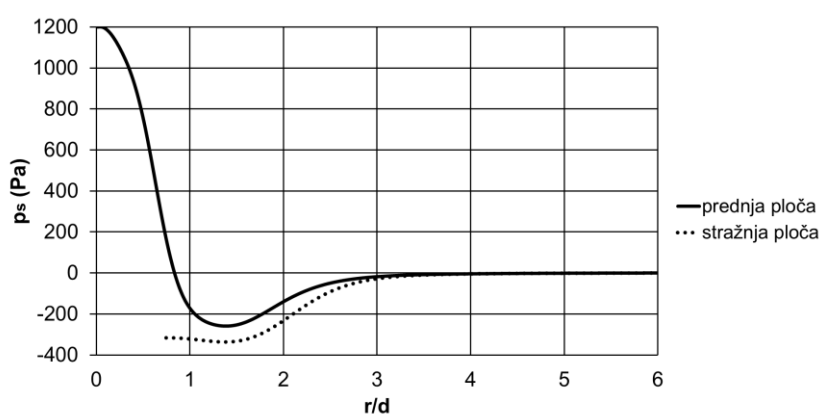
**Tablica 4.2.** Geometrijski parametri spojnih elemenata COE i CUE radijalnog pločastog difuzora

oznaka	L2 (mm)	oznaka	$\alpha$ (°)	oznaka	R (mm)
L2/1	50	a1	10	R1	50
L2/2	150	a2	20	R2	150
L2/3	300	a3	30	R3	300
		a4	40		

#### 4.2.1 Označavanje modela i prezentacija rješenja

U ovom poglavlju princip označavanja numeričkog modela prezentiran je na dva primjera. Numerički model označen s  $D1-s1-v2$  simulira pad tlaka u difuzoru u kojem je ulazna cijev direktno spojena na zadnju ploču difuzora (SEJ). Geometrijski i procesni parametri numeričkog modela  $D1-s1-v2$  dani su oznakama  $D1$ ,  $s1$  i  $v2$  u Tab. 4.1. Numerički model s oznakom  $D2-s3-v3-L2/1-a1$  simulira strujanje vode i pad tlaka u difuzoru s konusnim elementom (COE). Geometrijski i procesni parametri modela  $D2-s3-v3-L2/1-a1$  dani su oznakama  $D2$ ,  $s3$ ,  $v3$ ,  $L2/1$  i  $a1$  u Tab. 4.1. i Tab. 4.2. Isti princip je korišten kod označavanja radijalnog pločastog difuzora sa zakrivljenim elementom CUE (posljednji znak u oznaci bit će polumjer  $R$ ).

Radi lakšeg i boljeg razumijevanja dobivenih rezultata mjerenja, Sl. 4.4. prikazuje dijagram s karakterističnim krivuljama tlaka na prednjoj i stražnjoj ploči difuzora. U dijagramu, statički tlak je prikazan na ordinati (Pa), dok je na abcisi prikazan omjer između polumjera ploča difuzora i promjera ulazne cijevi difuzora. Vrijednost 0 na ordinati označuje izlazni (gauge) tlak. U praksi, taj će tlak varirati ovisno o brzini vode, o poziciji difuzora u akumulacijskom spremniku, o nadmorskoj visini na kojoj je spremnik izgrađen i o tlaku vodene pare ili inertnog plina tlačenog u prostor između otvorene površine vode i krova spremnika. Tlak iznad 0 (ordinata) označuje tlak iznad izlaznog tlaka, dok područje ispod 0 predstavlja tlak ispod izlaznog tlaka (podtlak). Za validaciju numeričkog modela na ordinati je postavljen bezdimenzijski tlak (dalje objašnjeno u poglavlju 4.2.4.4.).

**Slika 4.4.** Karakteristične krivulje tlaka na prednjoj i stražnjoj ploči difuzora

#### 4.2.2 Matematički model i umrežavanje domene

Matematički model kojim je opisano prisilno, stacionarno, turbulentno strujanje fluida za dvodimenzionalni osnosimetrični model definiran je jednadžbama očuvanja mase 3.6, količine gibanja 3.7, dok su jednadžbe očuvanja za  $k$ - $\varepsilon$  turbulentni model:

$$\operatorname{div}(\rho \cdot k \cdot U) = \operatorname{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \operatorname{grad} k \right] + G_k - \rho \varepsilon, \quad (4.1)$$

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \varepsilon \cdot U) = \operatorname{div} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \operatorname{grad} \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (4.2)$$

gdje je turbulentni dinamički viskozitet dan izrazom:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.3)$$

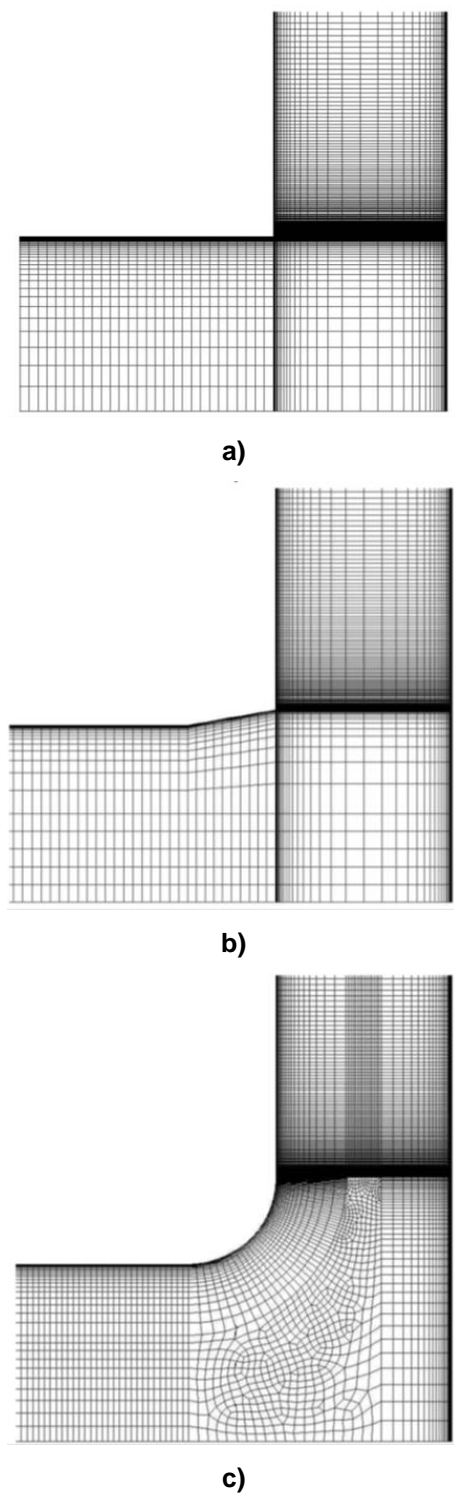
U Jed. 4.1, 4.2 i 4.3,  $G_k$  predstavlja stvaranje turbulentne energije  $k$  zbog glavnih gradijenata brzina.  $C_{1\varepsilon}$  and  $C_{2\varepsilon}$  su konstante modela i iznose  $C_{1\varepsilon}=1,44$ ,  $C_{2\varepsilon}=1,92$ , dok su  $\sigma_k$  i  $\sigma_\varepsilon$  turbulentni Prandtl-ovi brojevi za kinetičku energiju  $k$  i njezin omjer disipacije  $\varepsilon$ , i iznose  $\sigma_k=1$  i  $\sigma_\varepsilon=1,3$ .  $C_\mu$  je bezdimenzionalna konstanta i iznosi 0,09.  $U$  označuje glavnu komponentu brzine. U svim jednadžbama  $\mu$  je dinamički viskozitet i  $\rho$  je gustoća fluida.

Struktura mreže ovisi o tipu difuzora. Domena numeričkog modela difuzora umrežena je strukturiranom i nestrukturiranom mrežom Sl. 4.5. Numerički proračun proveden je pomoću programskog paketa *Ansys Fluent*. *Pressure-Based* rješavač korišten je u numeričkim simulacijama. *Standard spatial shema* diskretizacije je korištena za tlak, dok je *second-order Upwind shema* korištena za diskretizaciju jednadžbi količine gibanja, turbulentne kinetičke energije i omjera disipacije kinetičke energije.

Za povezivanje polja tlakova i brzina korišten je *SIMPLE* algoritam [85]. Kriteriji konvergencije za kontinuitet, brzine, kinetičku energiju i omjer disipacije su  $10^{-4}$ ,  $10^{-6}$ ,  $10^{-4}$  i  $10^{-4}$ .

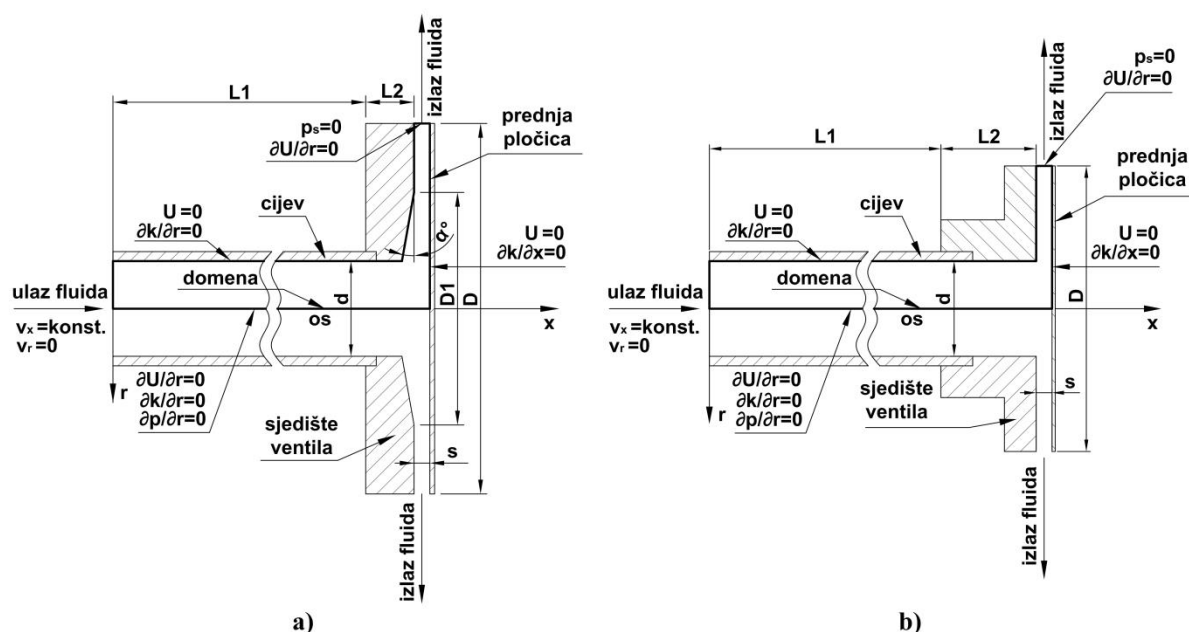
#### 4.2.3 Validacija matematičkog modela

Geometrija radijalnih pločastih difuzora akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline slična je geometriji radijalnih ventila koji se ugrađuju u kompresore hermetičke izvedbe. Strujanje fluida kroz difuzor akumulacijskog spremnika i ventil kompresora također je slično. I zrak i voda promatrani su kao nekompresibilni fluidi i gustoća im je konstantna u numeričkom modelu. Također, promatrani su kao Newton-ovi fluidi odnosno dinamički viskozitet je veći od nule u oba slučaja.



**Slika 4.5.** Mreža numeričkog modela u kritičnom području za:  
a) SEJ, b) COE, c) CUE difuzor

Sl. 4.6. prikazuje presjek ventila kompresora hermetičke izvedbe i domenu numeričkog modela s rubnim uvjetima.



**Slika 4.6.** Poprečni presjek i domena numeričkog modela s rubnim uvjetima ventila kompresora: a) sa skošenjem, b) bez skošenja

Zbog sličnosti, ali i zbog nedostatka eksperimentalnih mjerenja na radijalnim pločastim difuzorima akumulacijskih spremnika osjetne topline, validacija matematičkog modela provedena je usporedbom rezultata numeričkog proračuna i dobivenih podataka mjerenja pada tlaka zraka provedenih na devet eksperimentalnih modela radijalnih ventila kompresora uzetim iz literature [131-135]. Geometrijski i procesni parametri za ventile bez skošenja dani su u Tab. 4.3., dok su geometrijski i procesni parametri za ventil sa skošenjem dani u Tab. 4.4. Procesni parametri označuju brzinu zraka unutar ulazne cijevi i dani su Reynolds-ovim brojem ( $Re$ ).

**Tablica 4.3.** Geometrijski i procesni parametri ventila bez skošenja

oznaka	$Re$	$s$ (mm)	$d$ (mm)	$D$ (mm)	$L2$ (mm)	$s/d$	$D/d$
V1 *	3005	0,418	34,9	104,7	30	0,01	3
V2 *	3009	0,705	34,9	104,7	30	0,02	3
V3 *	9020	0,705	34,9	104,7	30	0,02	3
V4 **	13325	1,5	30	90	30	0,05	3
V5 ***	23275	1,5	30	90	30	0,05	3
V6 ****	18800	1,5	30	43,5	30	0,05	1,45
V7 ****	19800	2,1	30	90	30	0,07	3
V8 ****	18600	2,1	30	43,5	30	0,07	1,45

\* V1, V2, V3 - S. A. A. Júnior, 2010. [131]

\*\* V4 - Deschamps i ost., 1988. [132]

\*\*\* V5 - Deschamps i ost., 1989. [133]

\*\*\*\* V6, V7, V8 - Deschamps i ost., 1996. [134]

**Tablica 4.4.** Geometrijski i procesni parametri ventila sa skošenjem

oznaka	$Re$	$s$ (mm)	$d$ (mm)	$D$ (mm)	$D1$ (mm)	$L2$ (mm)	$\alpha$ (°)	$s/d$	$D/d$
V9 *	2500	0.698	34.9	104.7	58	14.5	5	0.02	3

\* V9 - Cocco Mariani i ost., 2006. [135]

Duljina ulazne cijevi za sve ventile jednaka je i iznosi  $L=2$  metra. Modeliranje pada tlaka provedeno je s konstantnim svojstvima zraka za temperaturu  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $\rho = 1.2047\text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 1.8205 \cdot 10^{-5}\text{ Pas}$ ). Detaljan opis eksperimentalnih mjerenja provedenih na radijalnim ventilima kompresora hermetičke izvedbe dana je u literaturi [131, 136].

#### 4.2.3.1 Umrežavanje domene numeričkog modela

Stijenke su najveći izvor vrtloženja i turbulencije, tako da je umrežavanje područja blizu stijenki od velikog značaja za postizanje točnosti rješenja. Područje blizu stijenki je podijeljeno u tri sloja. U području blizu stijenki, nazvanom viskozni sloj ( $y^+ < 5$ ), strujanje je gotovo laminarno dok molekularni viskozitet ima dominantnu ulogu u strujanju, prijenosu mase i energije. U vanjskom sloju nazvanom potpuno turbulentni sloj ( $30 < y^+ < 60$ ) turbulencija ima dominantnu ulogu. Između viskoznog sloja i potpuno turbulentnog sloja nalazi se i prijelazno područje ( $5 < y^+ < 30$ ) gdje je utjecaj molekularnog viskoziteta i turbulencije podjednako važan [137].

$y^+$  je bezdimenzijska udaljenost koja se koristi u analizama računalne dinamike fluida koja opisuje koja je finoća mreže potrebna za rješavanje određenih problema strujanja fluida i dana je jednadžbom:

$$y^+ \equiv \frac{(\rho \cdot v_t \cdot y_p)}{\mu} \quad (4.4)$$

gdje je  $y_p$  udaljenost središta ćelije koja se nalazi na samoj stijenci i  $v_t$  je brzina trenja izražena jednadžbom:

$$v_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (4.5)$$

gdje je  $\tau_w$  smično naprezanje.

U ovom poglavlju umrežavanje područja blizu stijenke cijevi provedeno je tako da strujanje u unutarnjem viskoznom sloju nije riješeno velikim brojem ćelija. Umjesto toga, riješeno je korištenjem polu-empirijskih formula nazvanim „standardne funkcije stijenke“ (en. standard wall functions). Vrijednost  $y^+ \approx 30$  najbolje odgovara za korištenu strategiju umrežavanja [138]. Standardne funkcije stijenke, dane u Jed. od 4.6 do 4.10, bazirane su na radu Launder-a i Spalding-a [139].

Prinos glavne brzine definiran je izrazom:

$$U^* = \frac{1}{K} \ln(E \cdot y^*), \quad (4.6)$$

gdje je jednadžba bezdimenzijske brzine:

$$U^* \equiv \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho}, \quad (4.7)$$

i bezdimenzijska udaljenost od stijenke dana izrazom:

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu}. \quad (4.8)$$

Ostale nedefinirane varijable od jednadžbe 4.6 do jednadžbe 4.8 su:

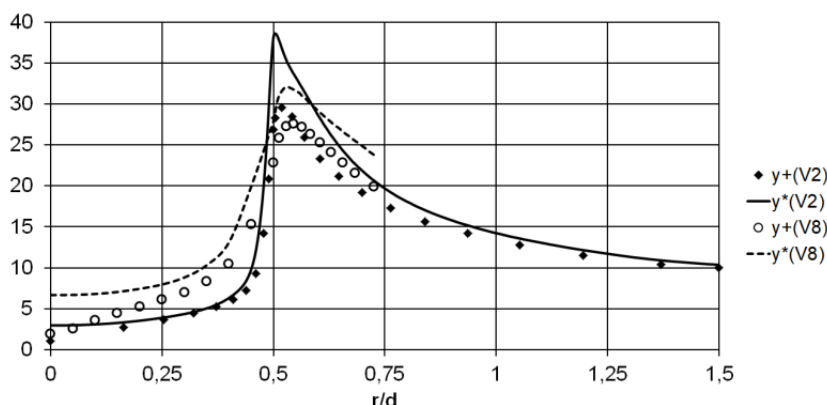
$\kappa$  - von Kármán konstanta (= 0,4187),

$E$  – empirička konstanta (= 9,793),

$U_p$  – glavna komponenta brzine fluida u središtu ćelije najbliže stijenci,

$k_p$  – turbulentna kinetička energija u središtu ćelije najbliže stijenci.

Varijable  $y^+$  i  $y^*$  su približno jednake (ili slijede isti trend) u turbulentnim graničnim slojevima. Sl. 4.7. pokazuje da vrijednosti  $y^+$  i  $y^*$  numeričkog modela za ventile hermetičkih kompresora V2 i V8 (Tab.4.3.) prije i nakon što fluid uđe u prostor između dvije ploče (sjedište ventila i pločica ventila), slijede isti trend.



**Slika 4.7.** Distribucija vrijednosti  $y^+$  i  $y^*$  na prednjoj ploči radijalnih ventila hermetičkih kompresora V2 i V8

U točki najvećeg pada tlaka može se vidjeti skok, Sl. 4.7., i sve krivulje dosežu vršnu vrijednost. Vršna vrijednost kod svih modela držana je na približno 30. Taj pristup umrežavanju je također primijenjen kod radijalnih pločastih difuzora akumulacijskog spremnika osjetne topline. Stvaranje kinetičke energije  $G_k$  i njegov omjer disipacije  $\varepsilon_p$  u središtu ćelije najbližoj stijenci, izračunati su na temelju hipoteze o lokalnoj ravnoteži.

Pod tim pretpostavkama, generiranje  $k$  i  $\varepsilon$  je jednako u kontrolnom volumenu (ćeliji) najbližoj stijenci.

Generiranje kinetičke energije  $G_k$  dano je izrazom:

$$G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}, \quad (4.9)$$

i njen omjer disipacije kinetičke energije  $\varepsilon_p$  je izračunat izrazom:

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{\kappa y_p}, \quad (4.10)$$

gdje je  $\varepsilon_p$  omjer disipacije kinetičke energije u središtu ćelije najbliže stijenci.

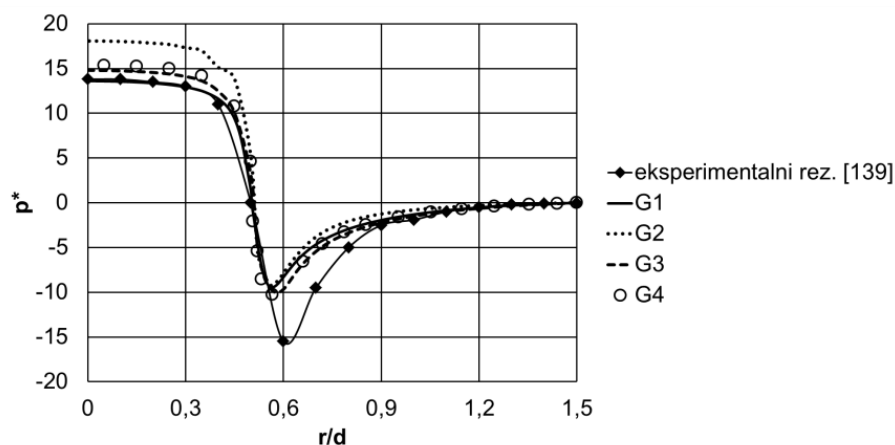
#### 4.2.3.2 Utjecaj gustoće mreže i vrijednosti $y^+$ na numeričko rješenje

Četiri različite mreže korištene su kod ispitivanja utjecaja gustoće mreže i  $y^+$  vrijednosti na numeričko rješenje (Tab. 4.5.). Utjecaj kvalitete mreže testiran je na numeričkom modelu ventila V7 hermetičkog kompresora. Kako gustoća mreže ulazne cijevi izravno utječe na gustoću u ulaznom području ventila, mreža je testirana samo u području između dviju ploča radijalnog ventila hermetičkog kompresora. U slučaju nezadovoljavajućih rezultata u ulaznom području ventila gustoća mreže bi se povećala.

**Tablica 4.5.** Broj kontrolnih volumena (ćelija) i  $y^+$  vrijednost

oznaka	br. ćelija	$y^+$
G1	600	$\approx 30$
G2	1800	$\approx 5$
G3	300	$\approx 50$
G4	1600	$\approx 30$

Analizirajući kvalitetu mreže, promatran je utjecaj dva parametra, gustoće mreže (broj ćelija) i vrijednost  $y^+$  ( $y^*$ ) u području najbližem stijenci na numeričko rješenje. Iz rezultata prikazanim na Sl. 4.8., može se zaključiti da povećanje broja ćelija od 600 (G1) na 1600 (G4) ne utječe na rješenje, odnosno ne dovodi do nikakvog poboljšanja. Povećanje broja ćelija na 1800 i smanjenje vrijednosti  $y^+$  na 5 (G2), rezultira velikim odstupanjem numeričkog rješenja u odnosu na dobivene podatke mjerenjem u ulaznom području ventila, dok u području između dviju ploča ventila ne poboljšava rješenje. Također mreža G3 ima manja odstupanja u ulaznom dijelu ventila, dok u području između dviju ploča ne poboljšava značajno rješenje. Mreža s vrijednošću  $y^+ \approx 30$  i brojem ćelija 600 (G1) daje najbolje numeričko rješenje.



**Slika 4.8.** Utjecaj kvalitete mreže na numeričko rješenje

#### 4.2.3.3 Validacija modela pada tlaka kroz ulaznu cijev radijalnih ventila kompresora

Fizikalni model u svakom od devet slučajeva iz Tab. 4.3. i Tab. 4.4., sastoji se od cijevi dugačke 2 metra i radijalnog ventila kompresora. Validacija pada tlaka duž cijevi kao i gustoće mreže provedena je usporedbom rezultata pada tlaka duž cijevi dobivenih Darcy-Weisbach izrazom i rezultatima numeričkog proračuna.

Darcy-Weisbach izraz, prema [86] je:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v_p^2}{2}, \quad (4.11)$$

gdje su nedefinirane varijable:

$f$  – Darcy-Weisbach faktor trenja,

$L$  – dužina cijevi,

$v_p$  – brzina fluida duž cijevi.

Blasius-ov izraz za Darcy-Weisbach faktor trenja je [140]:

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2100 < Re < 10^5). \quad (4.12)$$

Brzina fluida kroz ulaznu cijev dobivena je izrazom:

$$v_p = \frac{\mu \cdot Re}{d \cdot \rho}. \quad (4.13)$$

Tab. 4.6. prikazuje rezultate ukupnog pada tlaka ( $\Delta p_{cijev}$ ) dobivenog Darcy-Weisbach-ovim empirijskim izrazom i numeričkim proračunom.

Izraz za ukupni pad tlaka je:

$$p_{uk} = p_s + \frac{1}{2} \rho |\vec{v}|^2, \quad (4.14)$$

gdje je  $p_s$  statički tlak,  $\rho$  je gustoća fluida i  $\vec{v}$  je vektor brzine.

Izraz za ukupni pad tlaka u cijevi je:

$$\Delta p_{cijev} = p_{uk,ulaz} - p_{uk,izlaz}, \quad (4.15)$$

gdje je  $p_{uk, ulaz}$  ukupni tlak na ulazu u domenu, a  $p_{uk, izlaz}$  je ukupni tlak na izlazu iz domene. Reynolds-ov broj za strujanje fluida u ulaznoj cijevi ventila V9 je 2500. Kako je strujanje fluida u ulaznoj cijevi tog ventila u prijelaznom području između potpuno laminarnog i potpuno turbulentnog strujanja, provedena su dva numerička modela, laminarni i turbulentni. Optimizacija mreže cijevi, i validacija pada tlaka također je provedena empirijskim Jed. od 4.11-4.13. Rezultati pada tlaka jednaki su i kod laminarnog i turbulentnog modela za ulaznu cijev ventila V9.

**Tablica 4.6.** Validacija pada tlaka kroz ulaznu cijev radijalnih ventila kompresora

oznaka	(Re)	$f$	Darcy-Weisbach $\Delta p_{cijev}$ (Pa)	$k$ - $\epsilon$ model $\Delta p_{cijev}$ (Pa)	$\Delta p_{cijev}$ razlika (%)
V1	3005	0,0426802	2,489	2,51	+ 0,84
V2	3009	0,0426	2,5	2,48	- 0,80
V3	9020	0,032425	17,067	17,29	+ 1,31
V4	13325	0,02941	53,2055	54,02	+ 1,53
V5	23275	0,02558	140,75	145,36	+ 3,28
V6	18800	0,02698	97,162	95,21	- 2,01
V7	19800	0,026639	106,41	103,54	- 2,70
V8	18600	0,027059	98,385	99,86	+ 1,50
V9	2500	0,044698	1,807	1,82	+ 0,71



Razlika pada tlaka između Darcy-Weisbach empirijskog izraza i numeričkog izračuna za ulazne cijevi promatranih ventila nalaze se u općenitom rasponu  $\pm 3\%$ .

#### 4.2.3.4 Validacija modela pada tlaka kroz radijalne ventile

Nakon modeliranja pada tlaka kroz ulaznu cijev radijalnih ventila i validiranja matematičkog modela proveden je proračun pada tlaka kroz radijalne ventile. Ventil je dodan na ulaznu cijev (korištenjem podataka iz Tab. 4.3. i Tab. 4.4.), i provedena je serija simulacija. Kontrola gustoće mreže vršila se na način opisan u poglavlju 4.2.4.1. i 4.2.4.2.

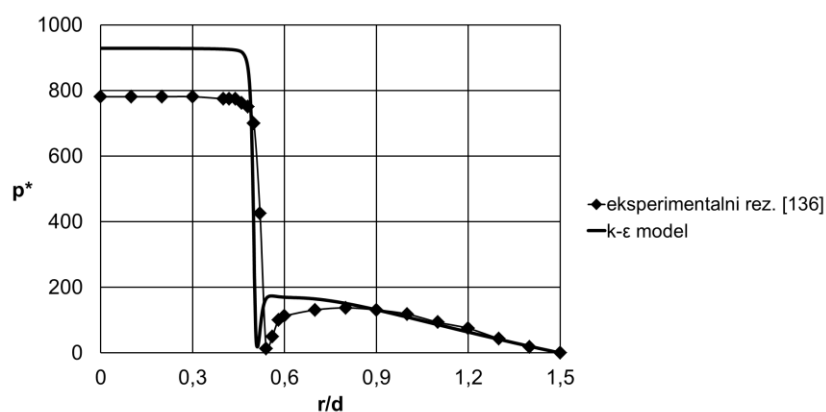
Nakon što su provedeni numerički proračuni, bezdimenzijska krivulja tlaka ( $p^*$ ) dobivena je za svaki ventil koristeći izraz:

$$p^* = \frac{2 \cdot p_s}{\rho \cdot v_p^2}, \quad (4.16)$$

Gdje je  $p_s$  statički tlak na prednjoj ploči ventila dobiven numeričkim proračunom u *Fluentu*.

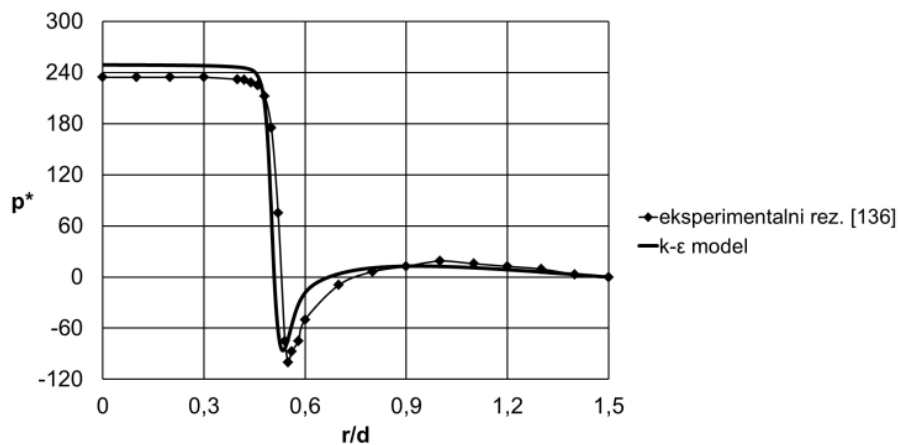
##### 4.2.3.4.1 Radijalni ventil bez skošenja

Dijagrami na Sl. 4.9.-4.13. prikazuju usporedbu podataka dobivenih eksperimentalnim mjerenjem uzetim iz literature s rezultatima numeričkih proračuna provedenih u ovom radu. U ovoj analizi pada tlaka kroz radijalne ventile, elementi koji su bitni za kasniji proračun pada tlaka kroz radijalni pločasti difuzor akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline bit će naglašeni. U središtu prednje ploče, može se vidjeti da vrijednost bezdimenzijskog tlaka doseže najveću vrijednost, i praktički je konstantna u svim promatranim ventilima zato što zrak usporava kako se približava prednjoj ploči ventila, što vodi do područja stagnacije. Kako zrak struji prema vanjskom rubu ventila najprije ulazi u prostor između prednje i stražnje ploče ventila  $0,5 < r/d < 0,6$ . Na samom ulazu zraka u prostor između prednje i stražnje ploče dolazi do velikog pada tlaka zbog naglog ubrzanja koje čestice zraka postižu u tom području. Nakon naglog pada tlaka, zbog širenja poprečnog presjeka ventila i usporavanja zraka, bezdimenzijski tlak se povećava do izlaska iz ventila gdje doseže atmosferski tlak. Na Sl. 4.9. prikazan je pad tlaka u radijalnom ventilu V1. Taj ventil ima najmanji razmak između prednje i stražnje ploče. Iz tog razloga najveći pad tlaka (približno  $p^*=800$  kod eksperimentalnih mjerenja) javlja se u području gdje zrak ulazi u radijalni ventil.

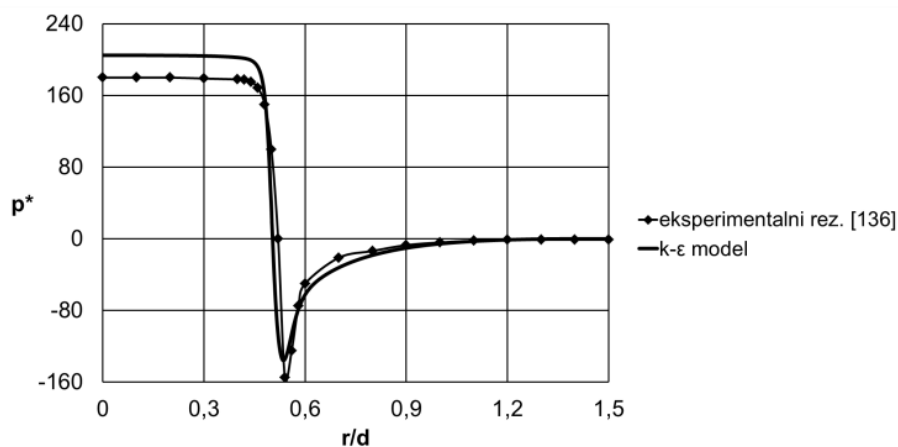


Slika 4.9. Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči ventila V1

Kod ventila V1 je interesantno to da vrijednost bezdimenzionalnog tlaka ne pada ispod atmosferskog tlaka. Ventili V2 i V3 imaju istu geometriju, Tab. 4.3., dok ventil V3 ima višu brzinu strujanja. Može se primijetiti da ventil V3 ima veći pad tlaka ispod atmosferskog, tj. stvara se veći podtlak u usporedbi s ventilom V2, Sl. 4.10.



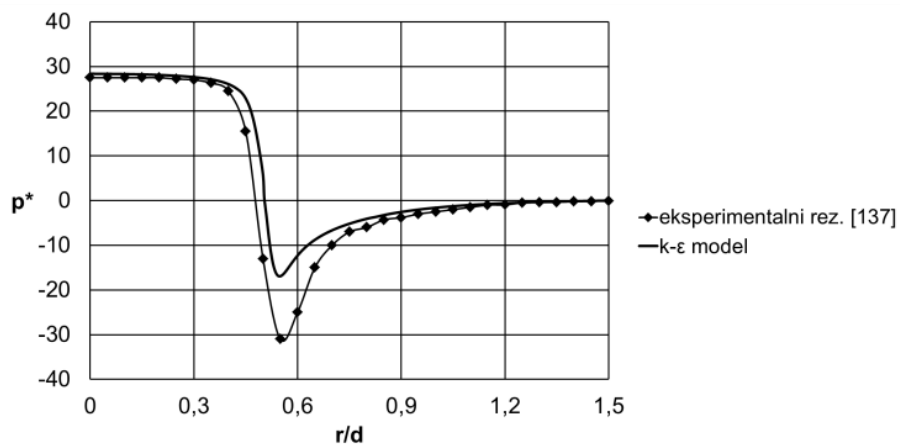
a)



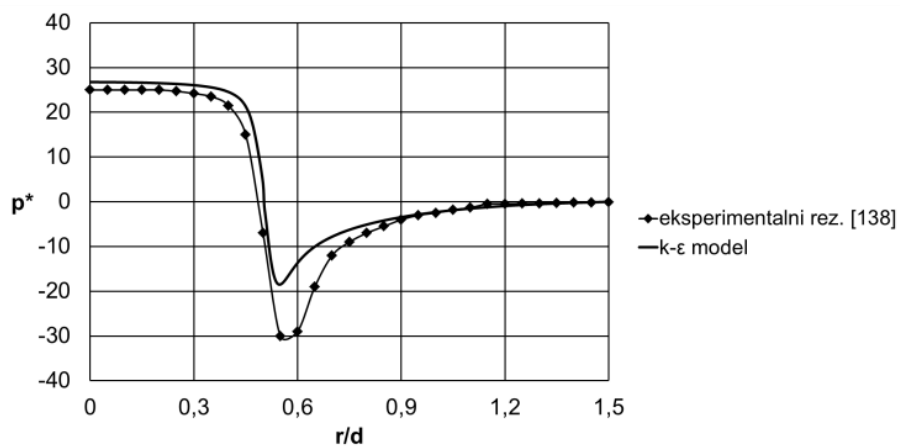
b)

**Slika 4.10.** Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči:  
a) ventil V2, b) ventil V3

Ventili V4 i V5 imaju istu geometriju, Tab. 4.3., dok ventil V5 ima veću brzinu zraka. Za razliku od V2 i V3 ventila, ovi ventili imaju veću udaljenost između prednje i stražnje ploče. Može se primijetiti kako je razlika između bezdimenzijskih krivulja ventila V4 i V5 jako mala, Sl. 4.11. Na temelju dobivenih rezultata može se zaključiti da povećanje udaljenosti između prednje i stražnje ploče rezultira dosezanjem točke kada povećanjem brzine fluida ne dolazi do znatnijeg utjecaja na pad tlaka u ventilu.



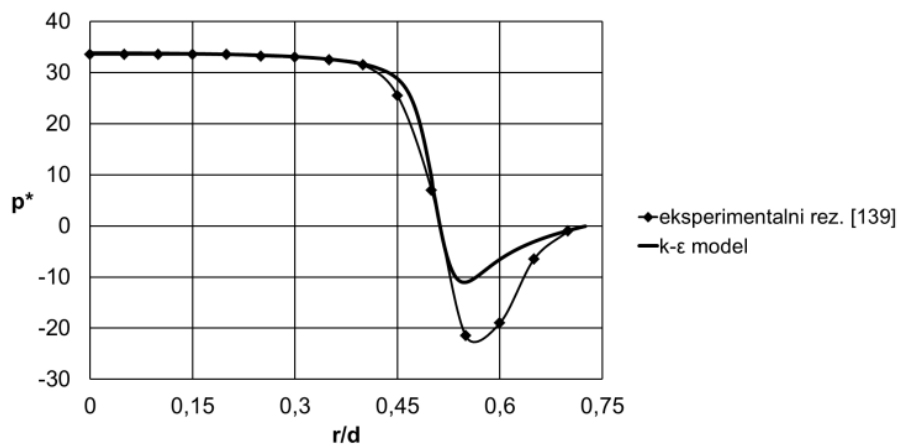
a)



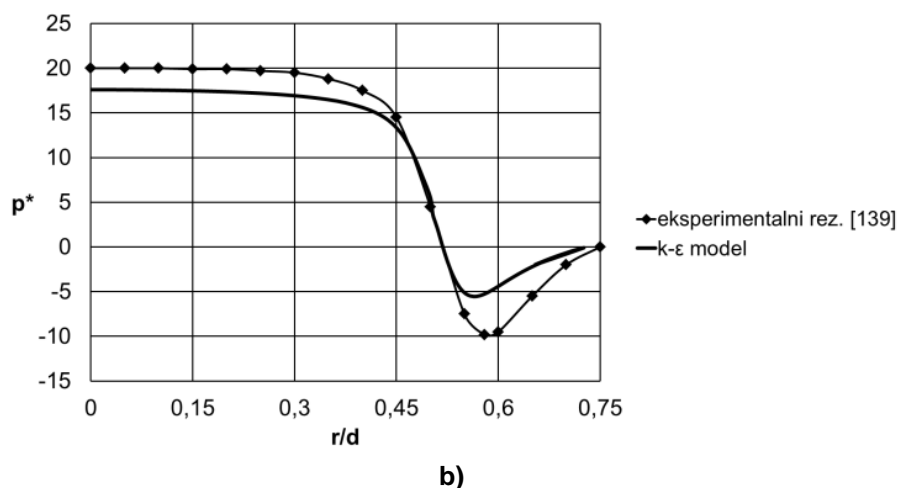
b)

**Slika 4.11.** Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči:  
a) ventil V4, b) ventil V5

Ventil V8 ima veću udaljenost između prednje i stražnje ploče u usporedbi s ventilom V6. Brzine zraka su gotovo jednake. Iz Sl. 4.12. može se zaključiti da povećanje udaljenosti između ploča generira smanjenje pada tlaka ispod atmosferskog.



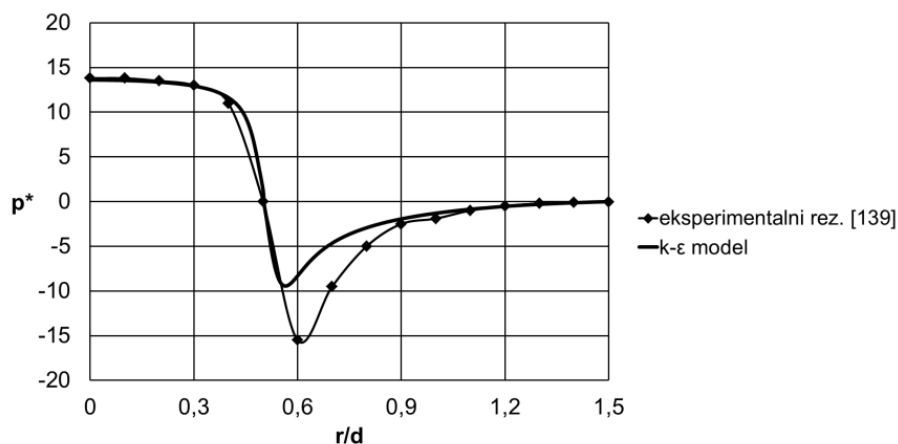
a)



**Slika 4.12.** Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči:  
a) ventil V6, b) ventil V8

Ventil V7 ima veći omjer  $D/d$  od ventila V8, (Tab. 4.3). Uz isti promjer cijevi isti ventil V7 ima veći promjer prednje i stražnje ploče. Brzina zraka je također viša kod ventila V7 (u usporedbi s ventilom V8).

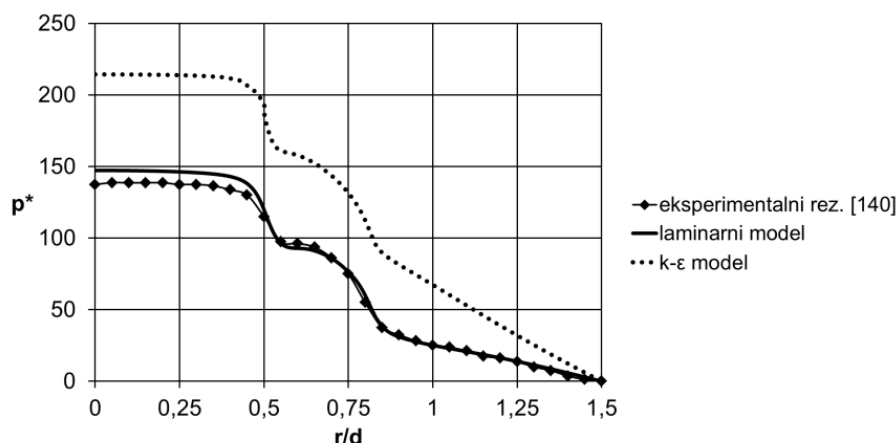
U ranijim modelima, viša brzina strujanja zraka značila je i veći pad tlaka ispod atmosferskog tlaka (ventil V2 i ventil V3, Sl. 4.10). U ovom slučaju pojavljuje se ista pojava, Sl. 4.13. Na temelju toga može se zaključiti da povećanje promjera ploča radijalnog ventila ne utječe značajno na pad tlaka u ventilu.



**Slika 4.13.** Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči ventila V7

#### 4.2.3.4.2 Radijalni ventil sa skošenjem

Kao kod ventila bez skošenja, pad tlaka kroz 2 metra dugu cijev modeliran je prije ulaska u ventil sa skošenjem. Zbog Reynolds-ovog broja od 2500, proveden je i laminarni i turbulentni model. Kao što se može vidjeti na Sl. 4.14., bolji rezultati u ovom slučaju, za ventil V9 koji ima skošenje dobivaju se laminarnim modelom.



**Slika 4.14.** Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči ventila V9

Zrak iz cijevi ulazi u središnji dio ventila i vertikalno udara u prednju ploču ventila. Kao i kod ventila bez skošenja, tlak je u tom području konstantan. Zatim zrak radijalno ulazi u ventil. Na početku skošenja ( $r/d \approx 0,45$ ), javlja se pad tlaka zbog promjene smjera strujanja fluida i zatim fluid ulazi u prostor između prednje ploče i skošenja. Pad tlaka je manji u usporedbi s ventilima bez skošenja. Kako se strujanje fluida nastavlja kroz ventil, konstantni dio krivulje tlaka ponovno se pojavljuje, nakon čega se na samom kraju skošenja ( $r/d \approx 0,7$ ) pojavljuje drugi veći pad tlaka. Od  $r/d \approx 0,85$ , javlja se kontinuirani pad tlaka sve dok zrak ne izađe iz ventila.

Analizirajući ponašanje numeričkog modela u simuliranju strujanja fluida i pada tlaka kroz radijalne ventile, može se zaključiti da povećanje udaljenosti između prednje i stražnje ploče povećava točnost numeričkog modela. To je posebno važno za istraživanje radijalnih pločastih difuzora akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline jer je njihova geometrija znatno veća od geometrije ventila. Provedena validacija, bazirana na devet radijalnih ventila s različitim geometrijskim i procesnim parametrima, pokazuje da razvijeni matematički model riješen numeričkom metodom kontrolnih volumena ima dovoljnu točnost i preciznost te može biti upotrebljen u budućim istraživanjima pada tlaka u radijalnim pločastim difuzorima akumulacijskog spremnika osjetne topline.

#### 4.2.4 Pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru

Nakon validacije matematičkog modela, provedena je serija numeričkih simulacija s ciljem izračuna pada tlaka u radijalnim pločastim difuzorima koji se koriste za raspršivanje vode u akumulacijskim stratifikacijskim spremnicima osjetne topline. U cilju prikazivanja eksplicitnih rješenja, vrijednost pada tlaka u dijagramima nije svedena na bezdimenzijsku veličinu, kao što je to napravljeno u validacijskim modelima, nego je prikazana u Pascal (Pa) mjernim jedinicama. Za razliku od validacijskog modela gdje se analizirao pad tlaka samo na prednjoj ploči radijalnog ventila, u analizi pada tlaka kroz radijalne pločaste difuzore akumulacijskih spremnika osjetne topline, promatrat će se i pad tlaka na stražnjoj ploči difuzora. Također pad tlaka bit će analiziran u konusnom i zakrivljenom spojnem elementu difuzora.

#### 4.2.4.1 Modeliranje pada tlaka u ulaznoj cijevi radijalnog pločastog difuzora

Prije ulaska vode u difuzor, modelirano je turbulentno strujanje vode i pad tlaka kroz 2 metra dugačku cijev s unutarnjim promjerom od 202,74 milimetra (DN 200 schedule STD) [135]. Gustoća mreže i pad tlaka kroz cijev provedeni su uspoređujući pad tlaka u cijevi dobiven numeričkim proračunom s empirijskim Darcy-Weisbach izrazom (Jed. 4.11).

Koeficijent  $f$  (faktor trenja) u Darcy-Weisbach izrazu dan je eksplicitno [141]:

$$f = \frac{0.2479 - 0.000097 \cdot (7 - \log Re)^4}{\left[ \log \left( \frac{\varphi/d}{3.615} + \frac{7.366}{Re^{0.9142}} \right) \right]^2}, \quad (4.17)$$

Gdje je  $\varphi$  apsolutna hrapavost cijevi (0,045 mm).

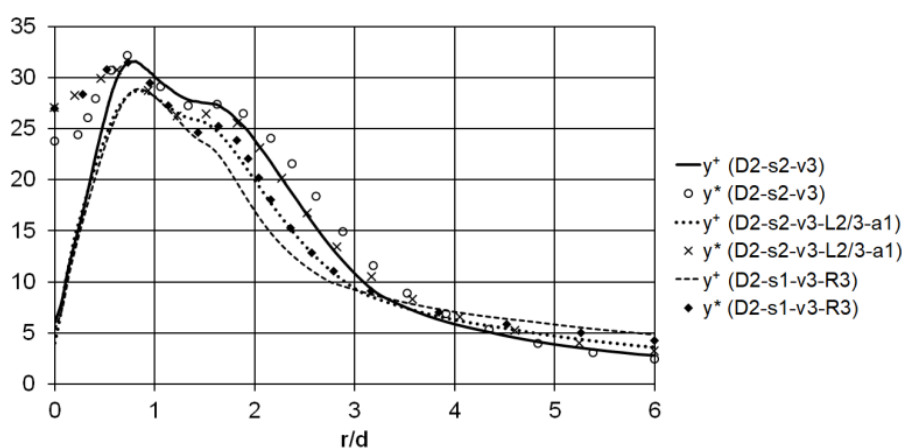
Razlika u padu tlaka duž cijevi između Darcy-Weisbach empirijskog izraza i rezultata numeričkog proračuna izražena je u postocima i iznosi  $\pm 1.3\%$ , (Tab. 4.7). Tako male razlike su dobar pokazatelj o adekvatnoj gustoći mreže.  $\Delta p_{\text{cijev}}$  je dobiven pomoću Jed. 4.14 i 4.15.

Tablica 4.7. Pad tlaka kroz ulaznu cijev difuzora

$v$ (m/s)	Re	$f$	Darcy-Weisbach $\Delta p_{\text{cijev}}$ (Pa)	$k$ - $\varepsilon$ model $\Delta p_{\text{cijev}}$ (Pa)	$\Delta p_{\text{cijev}}$ razlika (%)
2	1352329	0,0139715	264,567	262,34	- 0,84
1,5	1014246	0,01396937	148,79	148,76	- 0,02
1	676164	0,01396465	66,10	65,25	- 1,29

#### 4.2.4.2 Utjecaj $y^+$ i $y^*$ vrijednosti na numeričko rješenje

Jednako kao u validacijskim modelima, gustoća mreže je optimizirana koristeći vrijednosti  $y^+$  i  $y^*$ . Vršna vrijednost za sve modele kreće se približno oko 30. Kao i u modelima radijalnih ventila (krivulje vrijednosti  $y^+$  i  $y^*$  slične su i prate isti trend) isti zaključak može se izvući i iz numeričkih modela radijalnih pločastih difuzora Sl. 4.15.

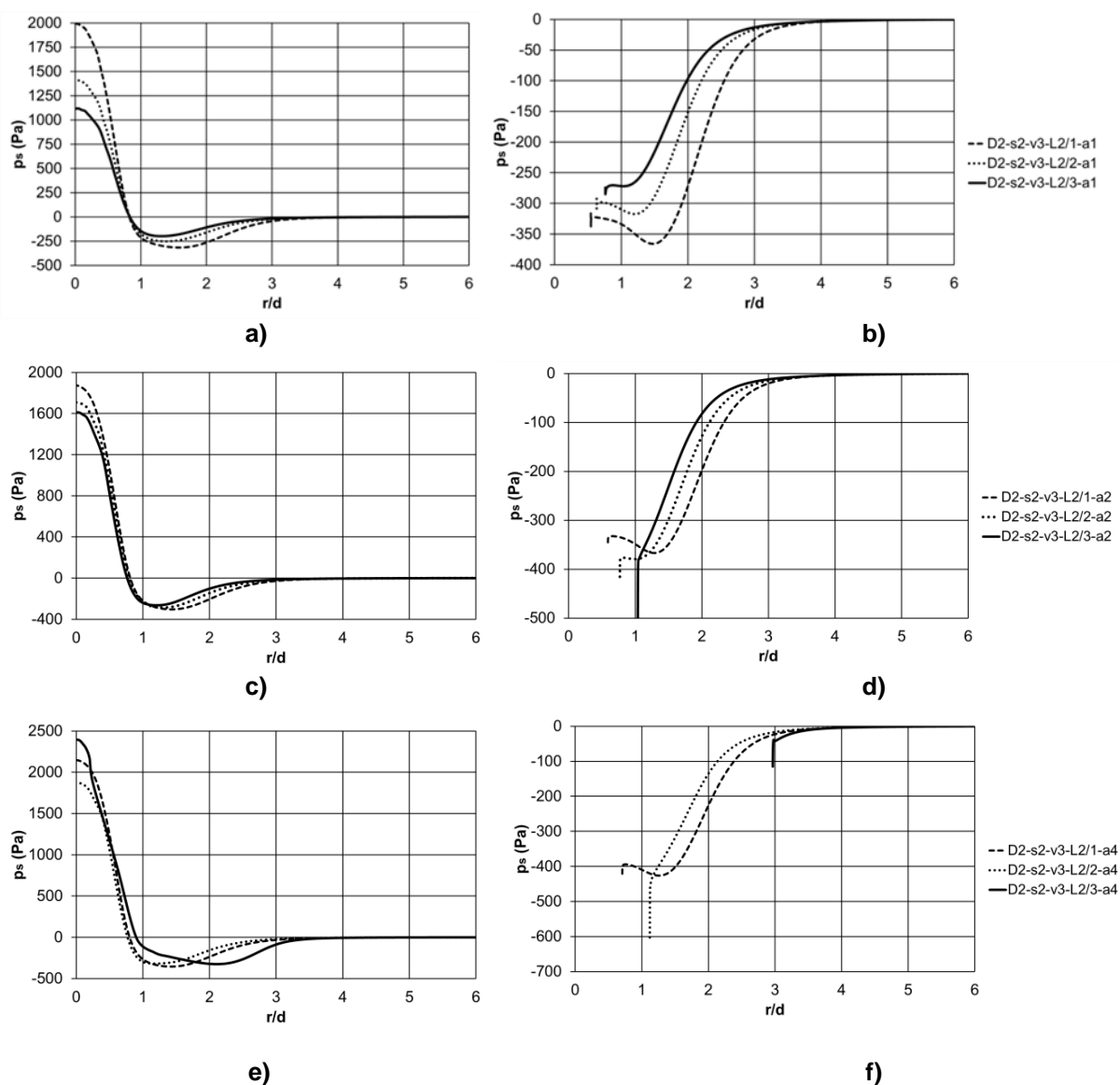


Slika 4.15. Distribucija vrijednosti  $y^+$  i  $y^*$  na prednjoj ploči radijalnog pločastog difuzora

U analizi radijalnih pločastih difuzora, prvo je provedena generalna analiza difuzora s konusnim (COE) i zakrivljenim (CUE) elementom. Kada je pronađen difuzor najboljih karakteristika, on je korišten u daljnjoj analizi. Difuzor s oštrim rubom (SJE) nije posebno analiziran jer je u ovom tipu difuzora cijev je direktno zavarena na difuzor i praktički utjecaj geometrije osim mijenjanja nominalnog promjera cjevovoda ne postoji.

#### 4.2.4.3 Pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru s konusnim elementom

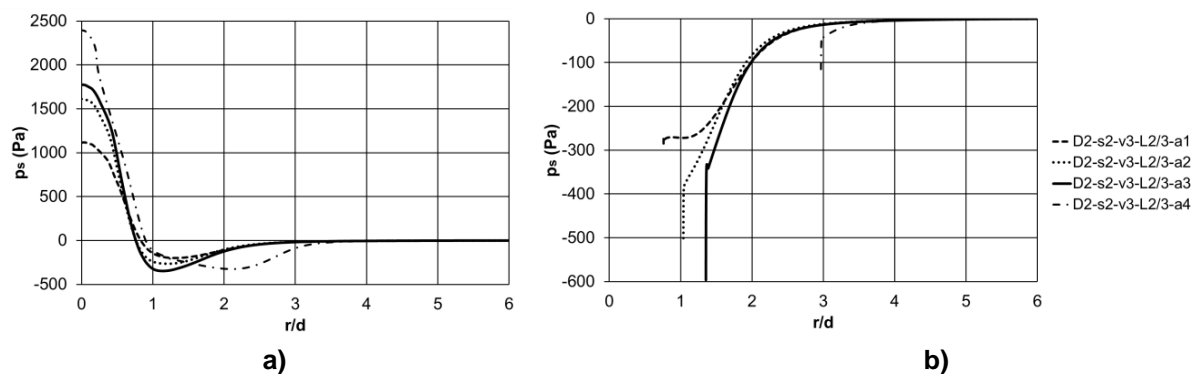
U cilju određivanja utjecaja geometrijskih parametara konusnog elementa na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru, utjecaj duljine i kuta konusnog elementa na pad tlaka izračunat je i prikazan na Sl. 4.16. i 4.17. Budući da je konusni element krnji stožac, duljina elementa je aksijalna udaljenost između ulazne i izlazne površine. Kut konusnog elementa je kut između aksijalne osi i izvodnice elementa, Sl. 4.3. b). Promatrajući dijagrame na Sl. 4.16., utjecaj duljine konusnog elementa za najmanji kut od  $10^\circ$  (Sl. 4.16 a) i b)) dobro je vidljiv.



**Slika 4.16.** Utjecaj duljine i kuta konusnog elementa na pad statičkog tlaka u difuzoru na: prednjoj ploči (a, c i e), stražnjoj ploči (b, d i f)

Povećanje aksijalne udaljenosti između ulazne i izlazne površine za posljedicu ima smanjenje pada statičkog tlaka, i na prednjoj i na stražnjoj ploči. Kod kuta konusnog elementa od  $20^\circ$  (Sl. 4.16 c) i d)), na prednjoj ploči pojavljuje se isti fenomen kao i kod slučaja s kutom od  $10^\circ$ , samo u ovom slučaju krivulje su polegnute bliže jedna drugoj. Na stražnjoj ploči u usporedbi s elementom od  $10^\circ$  može se primijetiti potpuno suprotni fenomen – povećavajući aksijalnu udaljenost konusnog elementa povećava se i statički pad tlaka. Kod difuzora s konusnim elementom s najvećim kutom od  $40^\circ$  (Sl. 4.16. e) i f)), utjecaj duljine konusnog elementa razlikuje se od ploče do ploče slično kao i kod elementa s kutom od  $20^\circ$ . Na prednjoj ploči najmanja duljina konusnog elementa ( $L/1$ ) generira najveći statički pad tlaka. Povećavajući duljinu konusnog elementa, statički pad tlaka je nešto manji, da bi se kod maksimalne duljine ( $L/3$ ) statički pad tlaka ponovno povećao. Na stražnjoj ploči, najveća duljina elementa generira najmanji pad statičkog tlaka.

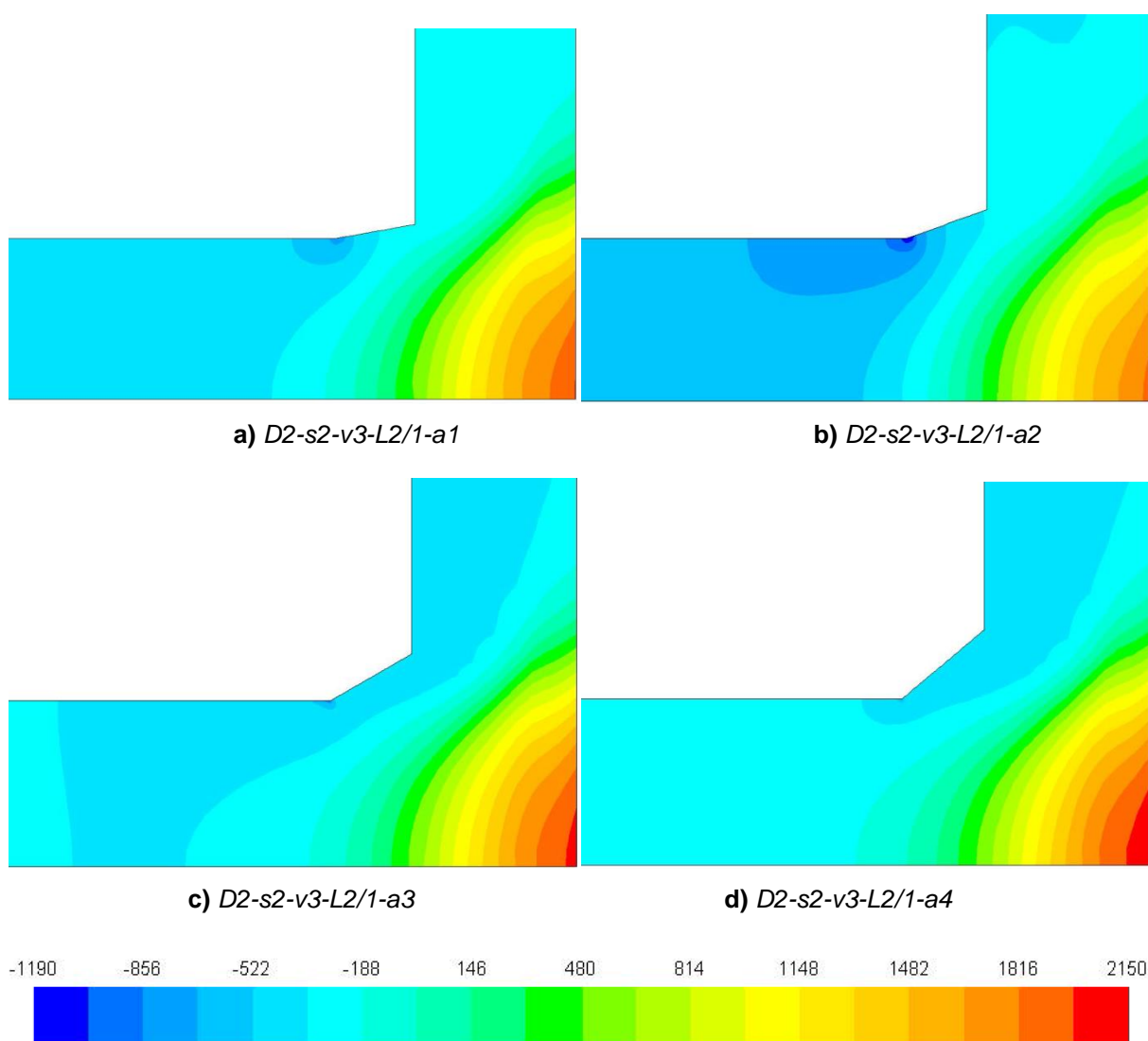
Daljnje smanjivanje duljine konusnog elementa uzrokuje povećanje pada statičkog tlaka, da bi se kod elementa s najmanjom duljinom pad statičkog tlaka ponovno počeo smanjivati. Utjecaj promjene kuta konusnog elementa kod iste duljine elementa prikazano je na Sl. 4.17.



**Slika 4.17.** Utjecaj promjene kuta konusnog elementa na pad statičkog tlaka u difuzoru na: a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

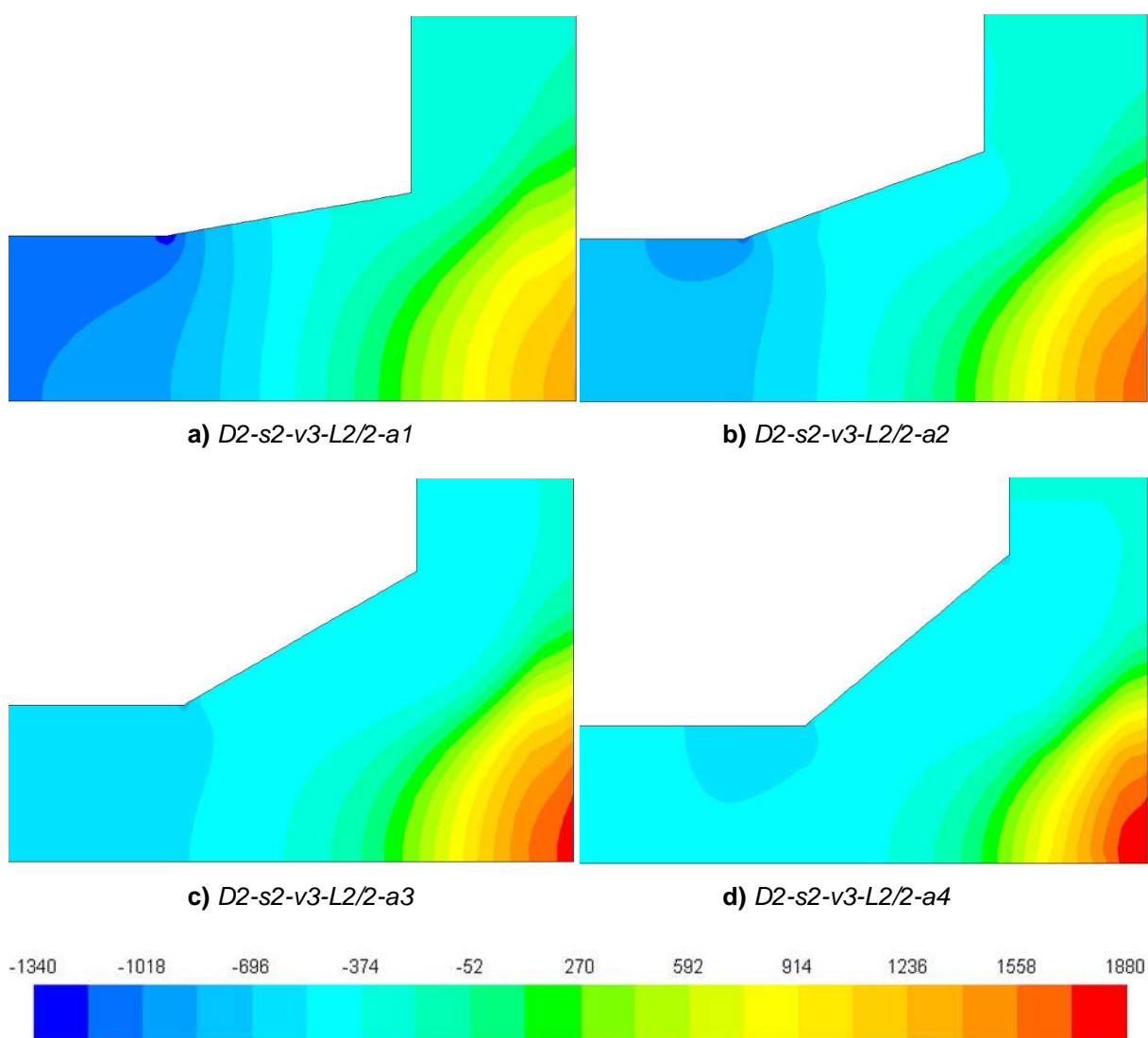
Povećanje kuta elementa uzrokuje povećanje statičkog pada tlaka na obje ploče za sve veličine kuta osim kod najvećeg. Kod maksimalnog kuta, pojavljuje se nestabilnost i nejednak pad tlaka na prednjoj i stražnjoj ploči, kao što je prije već spomenuto. Najmanji prosječni statički pad tlaka uzimajući u obzir obje ploče, generira difuzor s konusnim elementom duljine 300 milimetara i kutem od  $10^\circ$ . Konusni element kao spojni dio između cijevi i samog difuzora također predstavlja dio difuzora u kojem se zbivaju promjene tlaka. Na Sl. 4.18. – 4.20. prikazan je pad tlaka u konusnom elementu COE za različite duljine ( $L/2$ ) i kuteve ( $a$ ) konusnog elementa pri brzini vode od 2 m/s. Na Sl. 4.18. prikazani su slučajevi s najmanjom dužinom konusnog elementa  $L/2=50$  mm i kutevima konusnog elementa od  $10^\circ$  do  $40^\circ$ . Također slike prikazuju dio ulazne cijevi i dio difuzora. Promatrajući difuzore na Sl. 4.18. može se primijetiti da se u difuzoru s konusnim elementom koji ima kut  $40^\circ$  na prednjoj ploči difuzora javlja najveći statički tlak. To se zbiva jer navedeni slučaj dovodi do najvećeg smanjenja brzine što dovodi do najveće stagnacije fluida. Također se može vidjeti kako povećanje kuta direktno utječe na vrijednost pada tlaka u samom području difuzora između prednje i stražnje ploče. Najmanji pad tlaka stvara konusni element s najmanjim kutem kako je to utvrđeno na Sl. 4.16. i 4.17.





**Slika 4.18.** Utjecaj promjene kuta na pad statičkog tlaka (Pa) u COE elementu duljine 50 mm

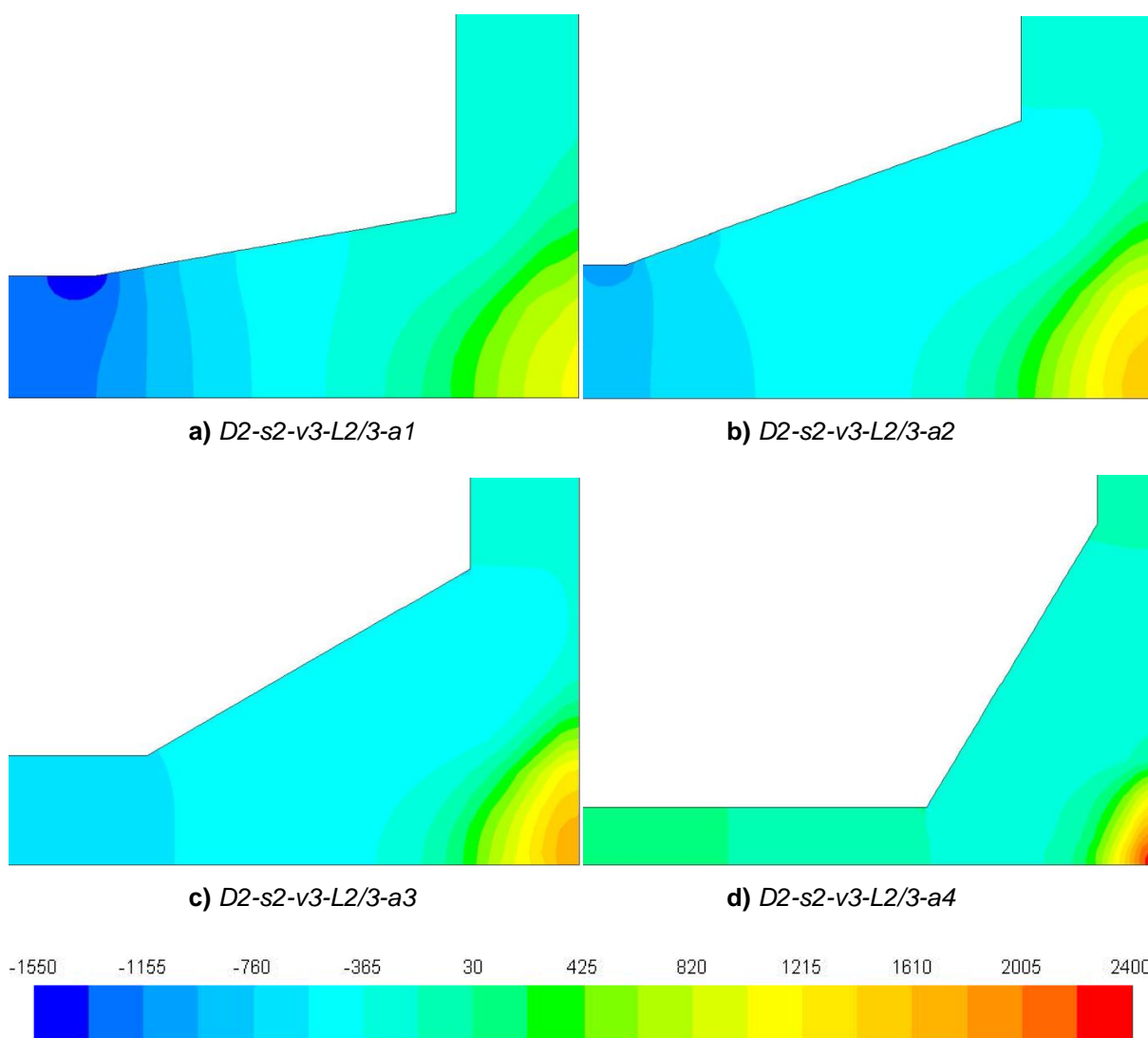
Promatrajući samo konusni element može se primijetiti da se najmanji pad tlaka u svim slučajevima stvara uz samu stijenku elementa. Razlog tomu je strujanje vode. Naime, u tom dijelu difuzora brzina vode se znatno smanjuje u odnosu na središnji dio Sl. 4.24. Također je moguće zamijetiti da se najveći pad tlaka stvara na samom početku konusnog elementa s kutem od 20°. Povećavajući kut konusnog elementa područje niskog tlaka prenosi se iz konusnog elementa u područje difuzora. Također, kut elementa utječe i na statički tlak u samoj ulaznoj cijevi difuzora. U slučaju kada je kut konusnog elementa 40° statički tlak u ulaznoj cijevi je najveći. Najpovoljnija geometrija difuzora koji su predstavljeni na Sl. 4.18. je ona s duljinom konusnog elementa od 50 milimetara i kutem od 10°. Utjecaj daljnjeg povećanja dužine konusnog elementa prikazan je na Sl. 4.19. i 4.20.



**Slika 4.19.** Utjecaj promjene kuta na pad statičkog tlaka (Pa) u COE elementu duljine 150 mm

Kao i kod difuzora s duljinom konusnog elementa  $L2=50$  milimetara i kod difuzora s duljinom konusnog elementa  $L2=150$  mm povećavanjem kuta povećava se i statički tlak na prednjoj ploči difuzora. Područje vrlo niskog tlaka na samom početku konusnog elementa, povećanjem kuta konusnog elementa se smanjuje, dok se područje niskog tlaka širi u područje difuzora. Također povećanjem kuta konusnog elementa područje niskog tlaka u samom elementu se širi odnosno povećava.

Na Sl. 4.20. prikazan je pad tlaka u konusnim elementima duljine  $L2=300$  milimetara.



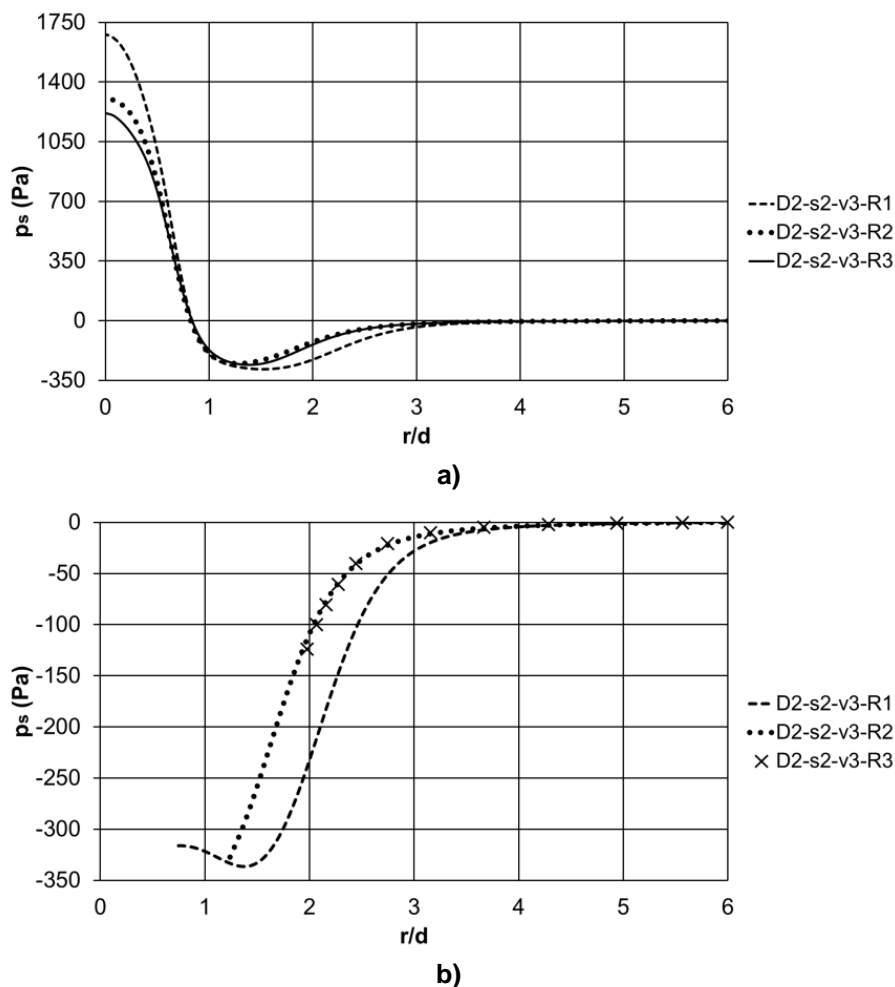
**Slika 4.20.** Utjecaj promjene kuta na pad statičkog tlaka (Pa) u COE elementu duljine 300 mm

U slučaju difuzora s konusnim elementom duljine 300 milimetara dešava se ista pojava na prednjoj ploči difuzora. Za razliku od difuzora s duljinom konusnog elementa 50 milimetara i 150 milimetara, kod difuzora s duljinom konusnog elementa 300 milimetara područje stagnacije se vidljivo smanjuje, iako statički tlak kao i u prva dva slučaja raste. Još jedna velika razlika je u tome što, u konusnom elementu s najvećim kutom ( $D2-s2-v3-L2/3-a4$ ) stvara se područje većeg tlaka nego kod prva tri slučaja s manjim kutem, što nije slučaj kod konusnih elemenata s duljinom  $L2=50$  mm i  $L2=150$  mm.

#### 4.2.4.4 Pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru sa zakrivljenim elementom

U cilju da se odredi utjecaj geometrije zakrivljenog elementa na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru, (Sl. 4.3. c)), serija numeričkih simulacija provedena je u kojima je analizirana promjena polumjera zakrivljenog elementa na pad tlaka. Utjecaj tri veličine polumjera na pad tlaka istraživan je i dobiveni rezultati prikazani su na Sl. 4.21. Povećavajući polumjer zakrivljenog elementa, statički pad tlaka na prednjoj ploči difuzora je gotovo nepromijenjen.

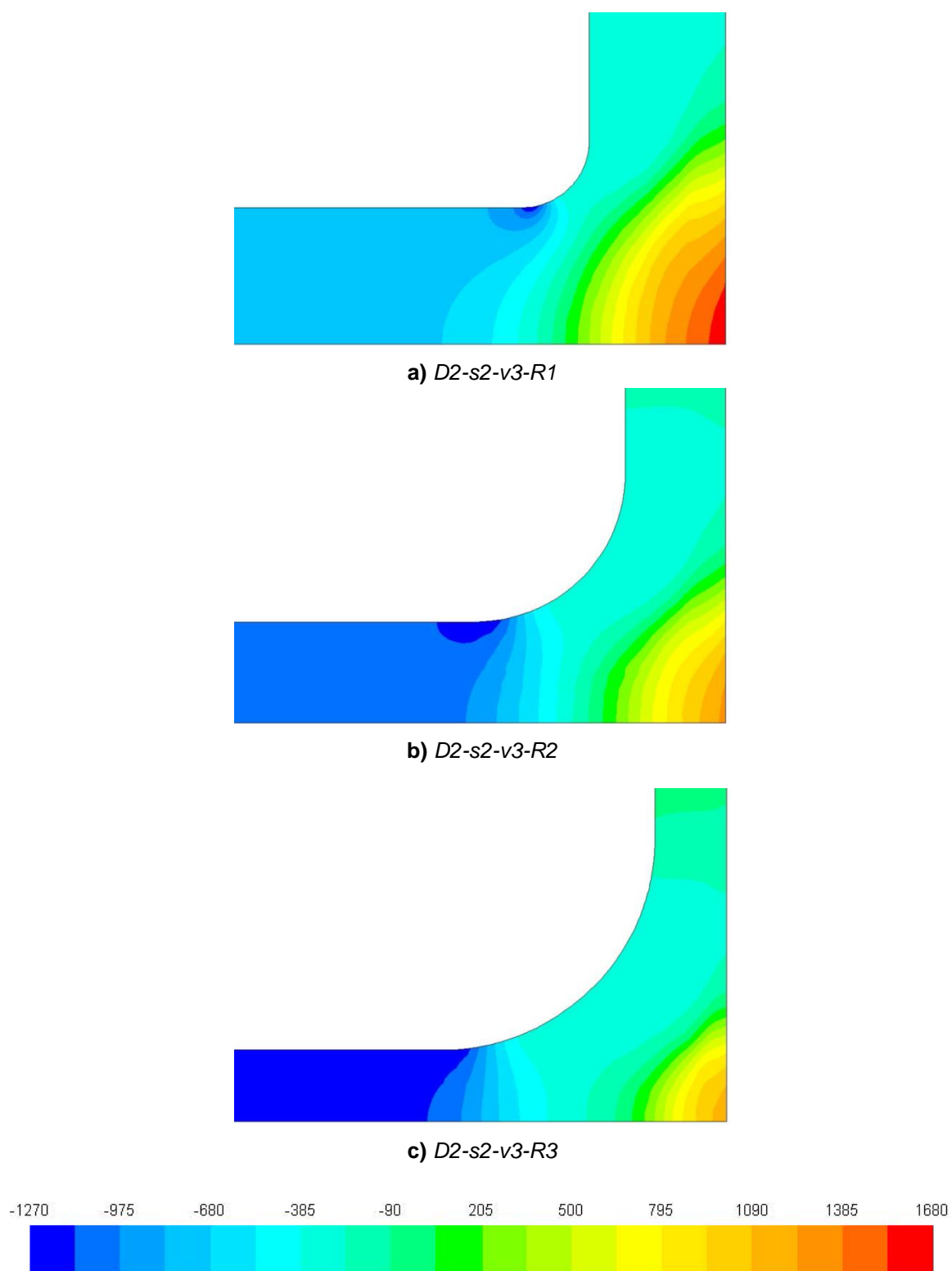
Najveći pad statičkog tlaka generira zakrivljeni element s najmanjim polumjerom. Smanjenje polumjera zakrivljenog elementa na stražnjoj ploči generira povećanje statičkog pada tlaka.



**Slika 4.21.** Utjecaj promjene polumjera zakrivljenog elementa na pad statičkog tlaka u difuzoru na: a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

Najmanji statički pad tlaka pojavljuje se kod difuzora s najvećim polumjerom. Rezultati pokazuju da radijalni pločasti difuzor sa zakrivljenim elementom polumjera 300 milimetara generira najmanji prosječni pad tlaka (uzimajući u obzir obje ploče).

Na Sl. 4.22. prikazan je pad tlaka u zakrivljenom elementu CUE. Kod difuzora sa zakrivljenim elementom, element s najmanjim radijusom generira najveći pad statičkog tlaka na prednjoj ploči difuzora. Povećanjem radijusa pad tlaka u zakrivljenom elementu se smanjuje. Razlog tome je razdvajanje fluida u samom spojnom elementu koje je vidljivo na Sl. 4.25. Također, može se primijetiti stvaranje višeg područja tlaka u samom difuzoru kad se ugrađuje zakrivljeni element s radijusom 300 milimetara.



**Slika 4.22.** Utjecaj promjene polumjera na pad statičkog tlaka (Pa) u CUE elementu

#### **4.2.4.5 Utjecaj brzine vode kroz ulaznu cijev na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru**

Mnogi faktori kao što su snaga postrojenja, lokacija postrojenja, vremenske prilike, godišnje doba, tip potrošača toplinske energije, itd. utječu na rad akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline [91]. Promjena režima rada akumulacijskog spremnika topline označuje i promjenu u protoku vode kroz spremnik ujedno mijenjajući brzinu vode. Iz tog razloga, vrlo je važno analizirati i odrediti utjecaj brzine vode kroz ulaznu cijev na statički pad tlaka u difuzoru. Rezultati te analize dani su na Sl. 4.26.

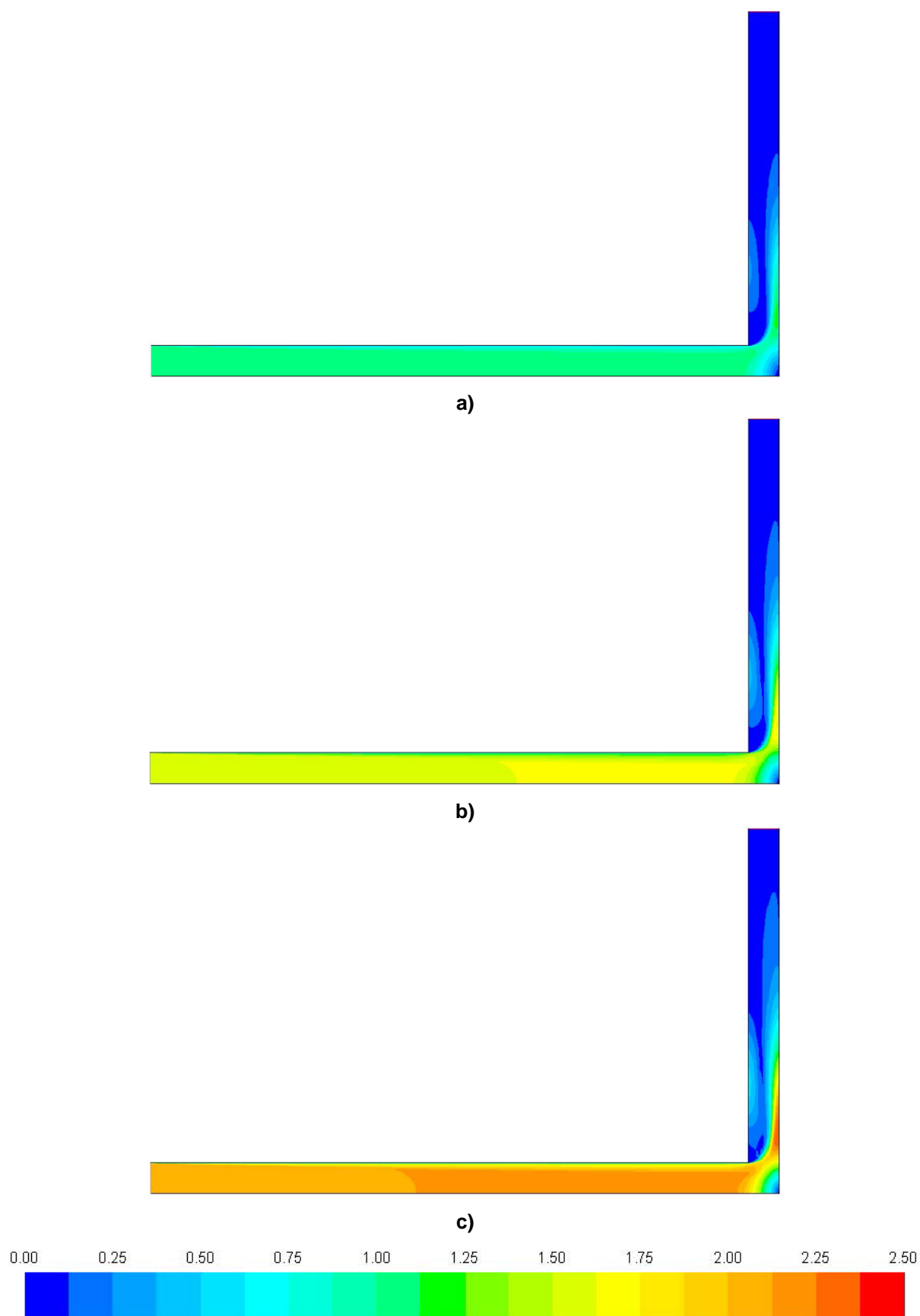
Povećavajući brzinu vode kroz ulaznu cijev svih tipova difuzora povećava se i ukupni i statički pad tlaka u difuzoru. Promatrajući prednju ploču difuzora, najveći statički pad tlaka može se primijetiti kod difuzora s oštrim spojem (SEJ), zatim nakon kojega slijedi difuzor sa zakrivljenim elementom (CUE) i na kraju najmanji pad tlaka generira difuzor s konusnim elementom (COE).

Da bi bolje razumjeli rezultate dobivene na Sl. 4.23., 4.24. i 4.25. i Sl. 4.26., prikazane su raspodjele brzina u sva tri tipa difuzora.

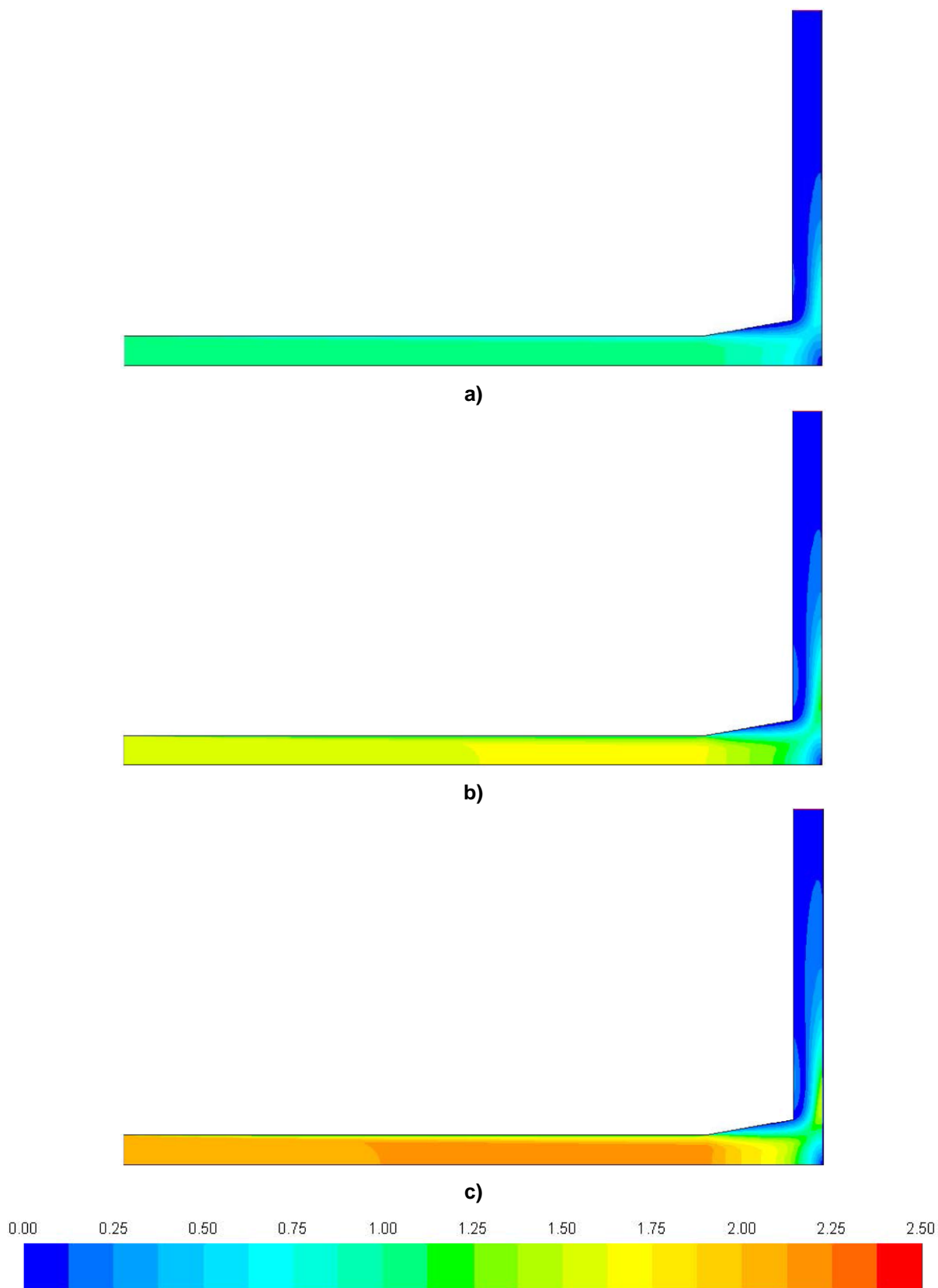
Promatrajući dijagrame na Sl. 4.26. za tip difuzora s oštrim rubom (SEJ), može se primijetiti kako krivulje statičkog tlaka na stražnjoj ploči difuzora nakon samog ulaza u difuzor poprimaju oblik vala. Razlog tome je područje brzine uz samu stražnju ploču u kojem strujanje fluida ima obrnuti smjer odnosno ne struji prema izlazu difuzora već prema ulazu. Na Sl. 4.23. može se vidjeti to područje odmah uz rub stražnje ploče u kojem se brzina povećava u odnosu na brzinu u samom središtu difuzora i u samom ulazu u područje između dviju ploča difuzora. Može se primijetiti da se to područje povećava s povećanjem brzine. I krivulja statičkog tlaka na Sl. 4.26. poprima oblik sve većeg vala s porastom brzine strujanja vode. Na prednjoj ploči statički pad tlaka također raste s brzinom. Kod difuzora s konusnim elementom (COE) krivulja tlaka također na stražnjoj ploči poprima oblik vala, ali u puno manjoj mjeri u usporedbi s difuzorom s oštrim rubom Sl. 4.26.

Promatrajući Sl. 4.24. može se primijetiti uz sam rub stražnje ploče područje ubrzanja vode. Isto kao kod tipa difuzora s oštrim spojem (SEJ), tako i kod difuzora s konusnim elementom (COE) strujanje u tom području je u suprotnom smjeru od izlaza. Površinski je manje kao i brzina strujanja vode u tom području. Brzina strujanja uz rub prednje ploče manja je nego kod tipa difuzora s oštrim rubom (SEJ), pa je i pad statičkog tlaka manji.

Na Sl. 4.25. prikazana je raspodjela brzine u tipu difuzora sa zakrivljenim elementom (CUE). I kod ovog tipa difuzora može se vidjeti područje ubrzanja strujanja vode. I u ovom području smjer strujanja fluida je obrnut od izlaza difuzora. Također kao i u prijašnja dva tipa difuzora područje se povećava s povećanjem brzine. Zanimljivost kod ovog tipa difuzora je stvaranje navedenog područja u zakrivljenom elementu, prije ulaska vode u sam difuzor.

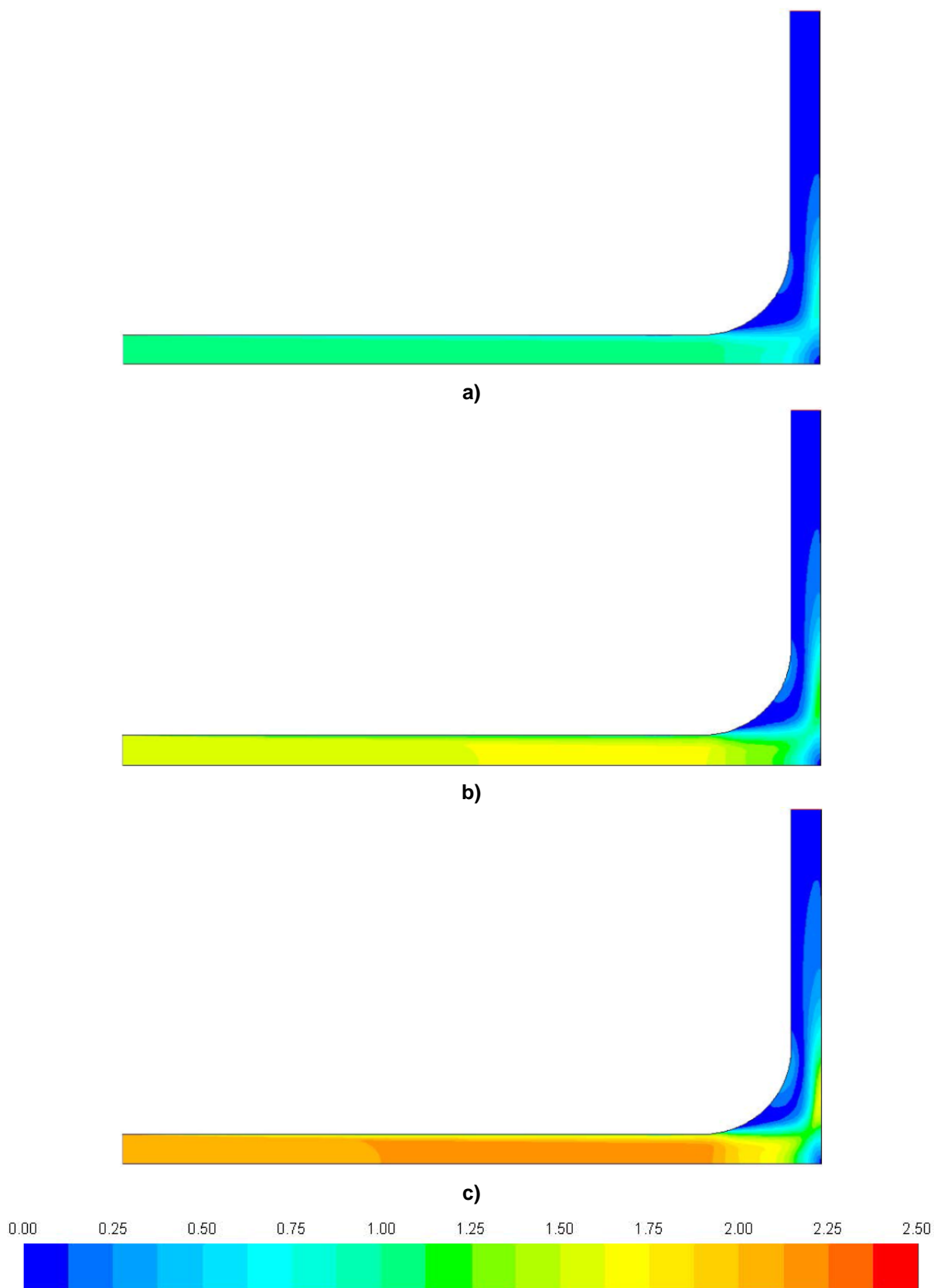


**Slika 4.23.** Raspodjela brzine unutar SEJ difuzora ( $D2-s2-v_x$ ) za ulazne brzine:  
a) 1 m/s, b) 1,5 m/s, c) 2 m/s

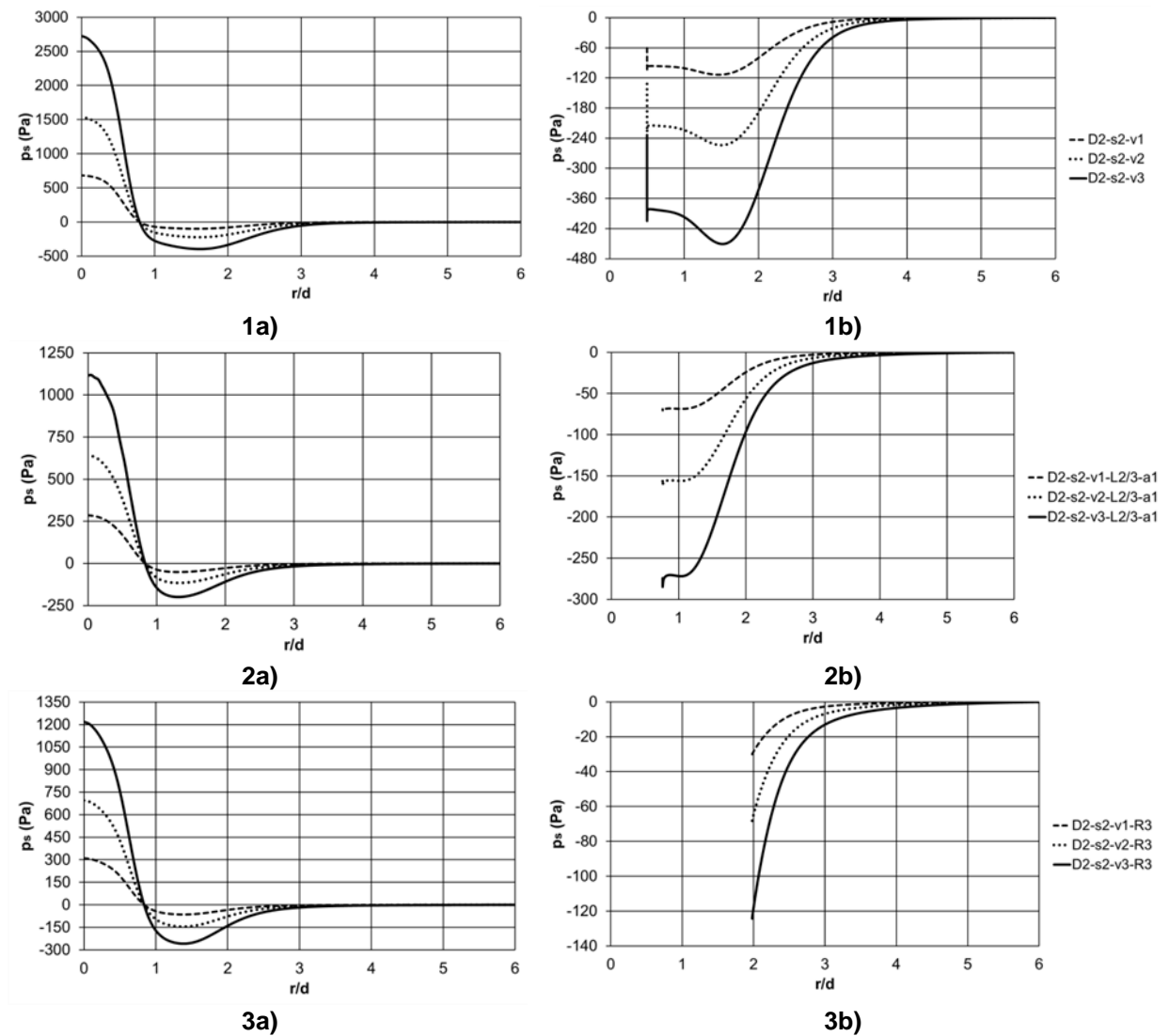


**Slika 4.24.** Raspodjela brzine unutar COE difuzora ( $D2-s2-v_x-L2/3-a1$ ) za ulazne brzine:  
a)  $v1=1$  m/s, b)  $v2=1,5$  m/s, c)  $v3=2$  m/s





**Slika 4.25.** Raspodjela brzine unutar CUE difuzora ( $D2-s2-v_x-R3$ ) za ulazne brzine:  
a)  $v1=1$  m/s, b)  $v2=1,5$  m/s, c)  $v3=2$  m/s



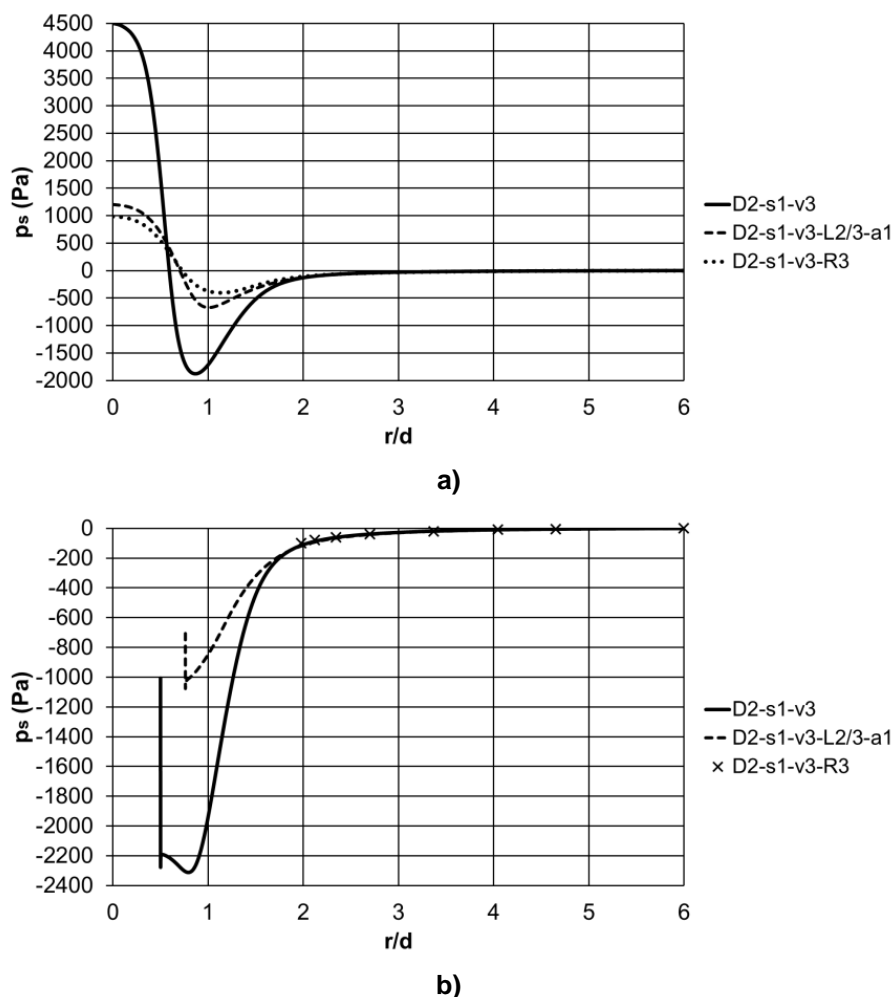
**Slika 4.26.** Utjecaj brzine vode u ulaznoj cijevi difuzora na statički pad tlaka u:  
 1) SEJ, 2) COE, 3) CUE na:  
 a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

Promatrajući stražnju ploču difuzora, najveći statički pad tlaka generira difuzor s oštrim spojem (SEJ), nakon kojega slijedi difuzor s konusnim elementom (COE) i na kraju najmanji statički pad tlaka generira difuzor sa zakrivljenim elementom (CUE). Promatrajući oblik krivulja tlaka na prednjoj ploči difuzora može se primijetiti da je oblik krivulja gotovo isti kod svih tipova difuzora. Promatrajući oblik krivulja tlaka na stražnjoj ploči, krivulja difuzora s oštrim spojem (SEJ) bitno se razlikuje od oblika druga dva tipa difuzora (COE i CUE), koje su slične.

Povećanje u brzini vode kroz ulaznu cijev difuzora za 0,5 m/s rezultira s povećanjem pada tlaka i na prednjoj i na stražnjoj ploči difuzora za približno 100 %.

#### 4.2.4.6 Utjecaj udaljenosti prednje i stražnje ploče na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru

Prema Jed. 2.7. udaljenost između prednje i stražnje ploče direktno utječe na toplinsku učinkovitost akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline. Iz tog razloga, analiza je najprije provedena za najmanju udaljenost između ploča ( $s/d=0,25$ ) kod sva tri tipa difuzora i rezultati su prikazani na Sl. 4.27.

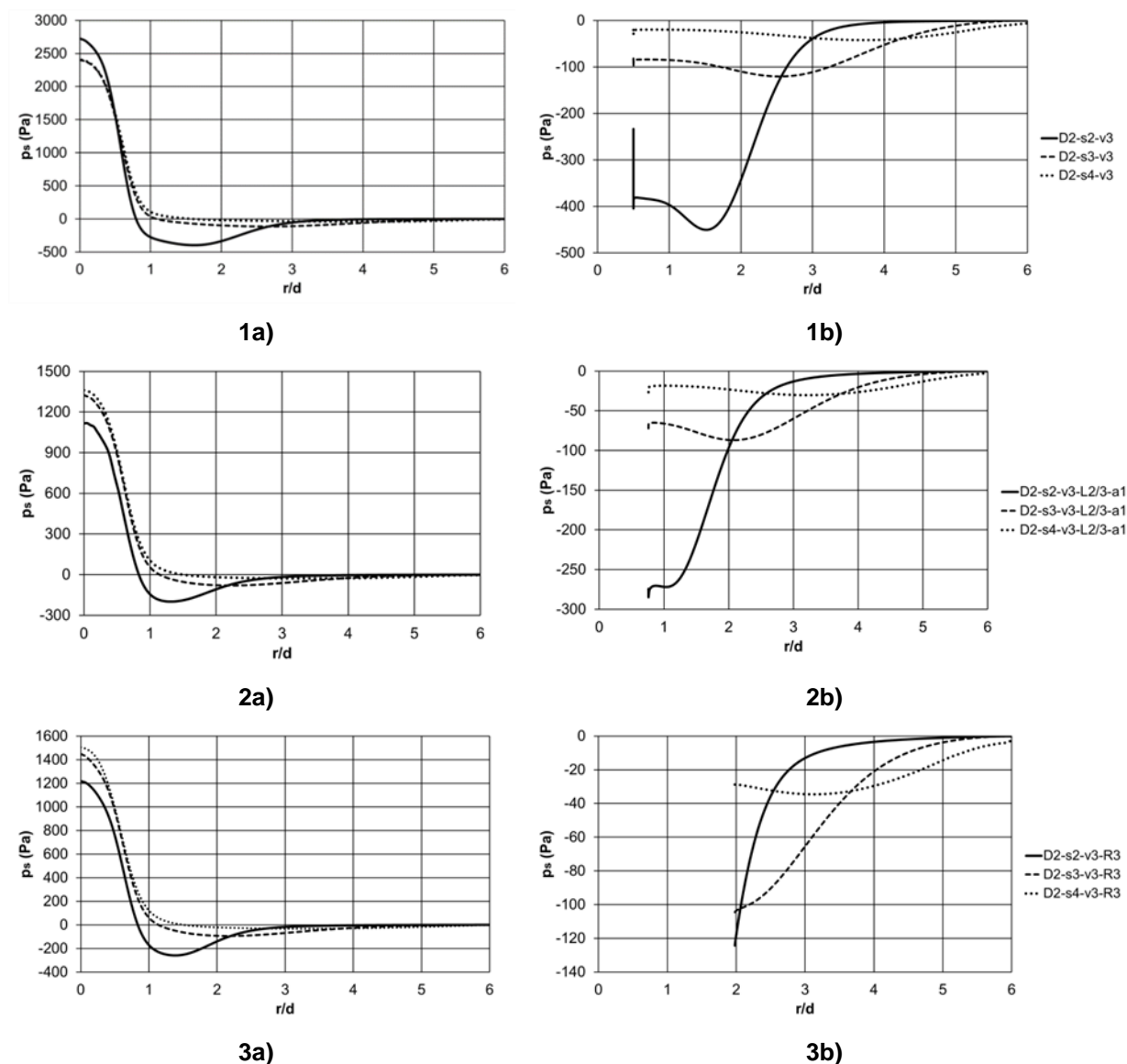


**Slika 4.27.** Utjecaj udaljenosti između ploča ( $s/d=0,25$ ) na pad statičkog tlaka u difuzoru na: a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

Rezultati pokazuju da se najveći pad tlaka pojavljuje kod difuzora s oštrim spojem (SEJ) i doseže gotovo -2000 Pa na prednjoj ploči i gotovo -2400 Pa na stražnjoj ploči difuzora. Najbolje geometrijske karakteristike, tj. najmanji statički pad tlaka pojavljuje se kod difuzora sa zakrivljenim elementom (CUE).

Kod difuzora s oštrim spojem i s konusnim elementom (SEJ i COE), najveći statički pad tlaka javlja se na stražnjoj ploči, dok kod difuzora sa zakrivljenim elementom (CUE) najveći pad statičkog tlaka pojavljuje se na prednjoj ploči.

Povećanje u udaljenosti između ploča difuzora na  $s/d=0,5$  rezultira s činjenicom da se kod difuzora s oštrim spojem (SEJ) i s konusnim elementom (COE) postiže značajno smanjenje u padu statičkog tlaka slika 4.28.



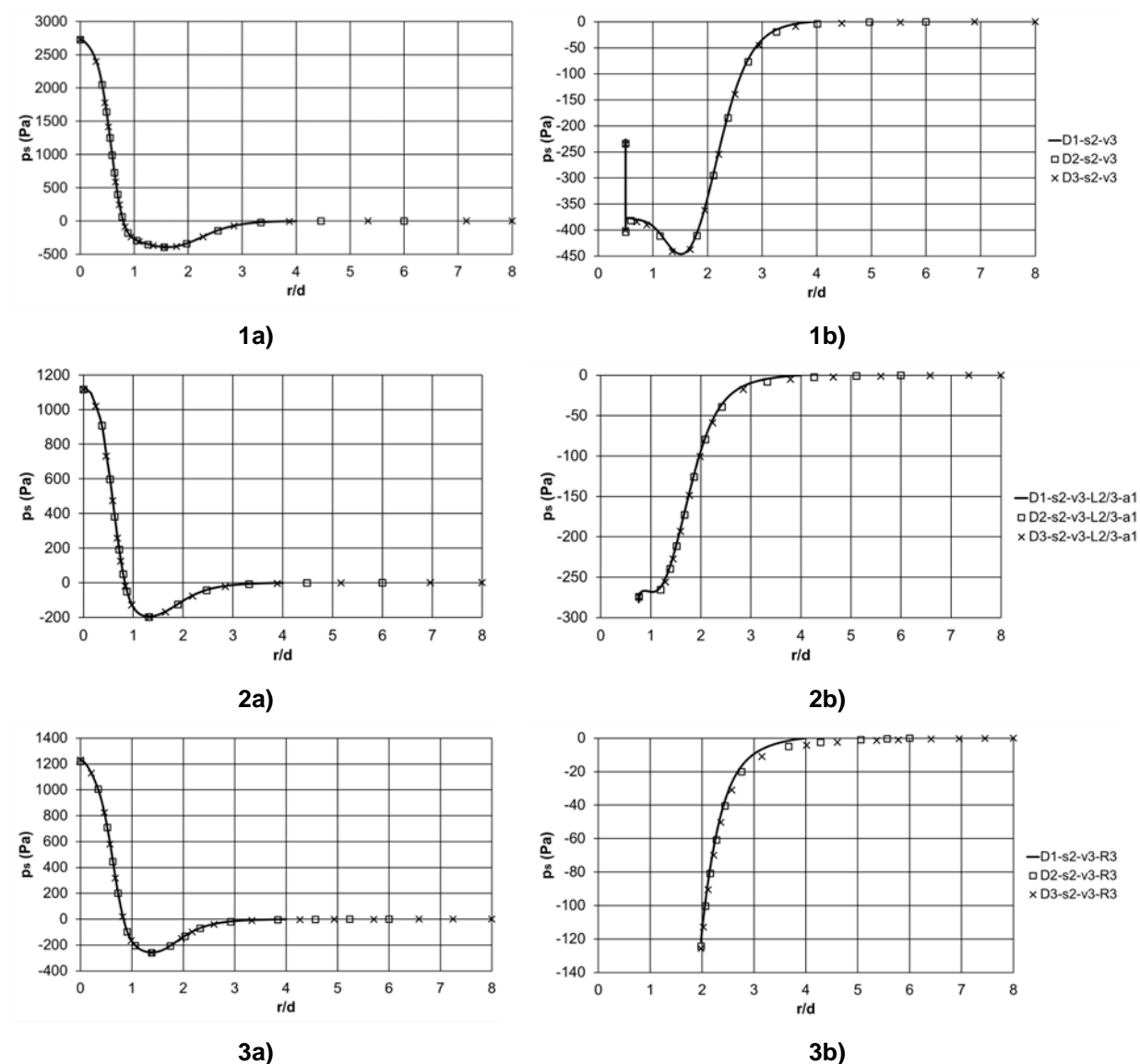
**Slika 4.28.** Utjecaj udaljenosti ploča difuzora na pad statičkog tlaka u:  
 1 ) SEJ, 2) COE, 3) CUE difuzoru, na:  
 a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

Najmanje promjene u padu tlaka (kod  $s/d=0,5$ ) pojavljuju se kod difuzora sa zakrivljenim elementom (CUE). Daljnje povećanje udaljenosti između ploča dovodi do smanjenja pada statičkog tlaka kod svih tipova difuzora. Kod udaljenosti ploča od  $s/d=1,5$ , statički pad tlaka je minimiziran i gotovo ne postoji (i na prednjoj i na stražnjoj ploči za sve promatrane difuzore).

#### 4.2.4.7 Utjecaj promjene promjera prednje i stražnje ploče na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru

Kako je vidljivo iz Jed. 2.7 i 2.8, promjer prednje i stražnje ploče ima velik utjecaj na Froude-ov broj. Razlog tome je promjena izlazne površine difuzora u funkciji promjera. Veća izlazna površina difuzora ima za posljedicu i manju izlaznu brzinu vode iz difuzora. Smanjenje ulazne brzine vode može dovesti do bolje temperaturne stratifikacije unutar akumulacijskog spremnika topline [110-111]. Iz tog razloga, numerička analiza provedena je za tri različita promjera prednje i stražnje ploče za sve promatrane

tipove difuzora. Dobiveni rezultati prikazani su na Sl. 4.29.



Slika 4.29. Utjecaj promjera ploča difuzora na pad statičkog tlaka u:  
 1) SEJ, 2) COE, 3) CUE difuzoru, na:  
 a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

Numerički proračuni pokazali su da promjena promjera obiju ploča difuzora nema gotovo nikakav utjecaj na pad tlaka u difuzoru (utjecaj promjene promjera prednje i stražnje ploče može se zanemariti).

#### 4.2.5 Ukupni i najveći statički pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru

Kako se domena numeričkog modela sastoji od ulazne cijevi i difuzora, ulaz u domenu je ulaz fluida u cijev, dok je izlaz iz domene izlaz fluida iz difuzora. Iz tog razloga, izraz za računanje ukupnog pada tlaka u difuzoru (bez ulazne cijevi) je:

$$\Delta p_{\text{difuzor}} = p_{\text{uk,ulaz}} - p_{\text{uk,izlaz}} - \Delta p_{\text{cijev}}, \quad (4.18)$$

gdje je  $p_{uk,ulaz}$  i  $p_{uk,izlaz}$  ulazni i izlazni ukupni tlak domene numeričkog proračuna.  $\Delta p_{cijev}$  je ukupni pad tlaka u ulaznoj cijevi (Tab. 4.7).

U narednim tablicama (Tab. 4.8, 4.9 i 4.10) dani su ukupni i najveći statički pad tlaka ( $p_{s,najveći}$ ) u difuzoru za brzinu vode kroz ulaznu cijev difuzora od 2 m/s. Za najveći statički pad tlaka u bilo kojem tipu difuzora uzeta je maksimalna vrijednost, bez obzira da li se nalazila na prednjoj ili na stražnjoj ploči.

**Tablica 4.8.** Ukupni i najveći statički pad tlaka u difuzoru s oštrim spojem (SEJ)

oznaka	$\Delta p_{difuzor}$ (Pa)	$p_{s,najveći}$ (Pa)
D2-s1-v3	4190,97	-2311,71
D2-s2-v3	2450,08	-450,54
D2-s3-v3	2140,19	-120,56
D2-s4-v3	2159,04	-42,14

**Tablica 4.9.** Ukupni i najveći statički pad tlaka u difuzoru s zakrivljenim elementom (CUE)

oznaka	$\Delta p_{difuzor}$ (Pa)	$p_{s,najveći}$ (Pa)
D2-s2-v3-R1	1386,61	-336,48
D2-s2-v3-R2	1017,41	-327,26
D2-s2-v3-R3	951,36	-258,94
D2-s1-v3-R3	704,49	-403,48
D2-s3-v3-R3	1169,09	-104,51
D2-s4-v3-R3	1207,28	-34,54

**Tablica 4.10.** Ukupni i najveći statički pad tlaka u difuzoru s konusnim elementom (COE)

oznaka	$\Delta p_{difuzor}$ (Pa)	$p_{s,najveći}$ (Pa)
D2-s2-v3-L2/1-a1	1712,85	-365,93
D2-s2-v3-L2/2-a1	1390	-317,33
D2-s2-v3-L2/3-a1	842,51	-284,79
D2-s2-v3-L2/1-a2	1591,32	-366,81
D2-s2-v3-L2/2-a2	1436,94	-418,61
D2-s2-v3-L2/3-a2	1358,52	-500,85
D2-s2-v3-L2/1-a3	1784,92	-417,78
D2-s2-v3-L2/2-a3	1557,72	-539,25
D2-s2-v3-L2/3-a3	1529,72	-596,32
D2-s2-v3-L2/1-a4	1867,18	-426,14
D2-s2-v3-L2/2-a4	1623,53	-602,6
D2-s2-v3-L2/3-a4	2125,59	-324,68
D2-s1-v3-L2/3-a1	916,02	-1075,89
D2-s3-v3-L2/3-a1	1077,4	-86,93
D2-s4-v3-L2/3-a1	1106,27	-30,24

#### 4.2.6 Utjecaj geometrijske sličnosti modela na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru

Akumulacijski stratifikacijski spremnici osjetne topline grade se u različitim dimenzijama i volumenima i s različitim volumnim protocima vode. Iz tog razloga, utjecaj promjene nominalnog promjera cijevi na pad tlaka u difuzoru istraživani je u ovom poglavlju. Analiza je provedena s ciljem održavanja geometrijske sličnosti svih modela difuzora s modelom čija je cijev nominalnog promjera DN 200. Nominalni promjeri ulazne cijevi DN 100 i DN 450 također su korišteni u ovoj analizi. Zadržane su geometrijske karakteristike  $s/d=0,5$  i  $D/d=12$ .

Brzina vode postavljena je na 2 m/s. Unutarnji promjer ulazne cijevi s nominalnim promjerom DN 100 je  $d=102,26$  mm (schedule STD) [135], dok cijev s nominalnim promjerom DN 450 ima unutarnji promjer od 441,36 mm (schedule STD) [135]. Sličnost modela difuzora s oštrim spojem (SEJ) je lako postići zavarivanjem ulazne cijevi na stražnju ploču difuzora. Sličnost difuzora s konusnim elementom (COE) i zakrivljenim elementom (CUE) postiže se promijenom duljine konusnog elementa  $L2$  i radijusa zakrivljenog elementa  $R$ . Kut konusnog elementa ostaje  $10^\circ$ .

Sličnost spojnih elemenata održana je korištenjem slijedećih izraza:

$$\frac{DN200}{4} = DN50, \quad (4.19)$$

$$\frac{300}{4} = 75 \quad (4.20)$$

$$DN50 = 75. \quad (4.21)$$

U Jed. 4.20. 300 je duljina  $L2$  i polumjer  $R$ , u mm. Na temelju gornjih izraza može se primijetiti da svako povećanje ili smanjenje nominalnog promjera ulazne cijevi za DN 50 vodi do povećanja ili smanjenja duljine  $L2$  i polumjera  $R$  za 75 mm, ovisno o tipu elementa. Duljina  $L2$  i polumjer  $R$  za sve promatrane nominalne promjere ulazne cijevi dani su u Tab. 4.11. Rezultati numeričkih proračuna za difuzore s različitim nominalnim promjerima ulazne cijevi (dok je zadržana geometrijska sličnost) i njihov utjecaj na pad tlaka u difuzoru prikazani su na Sl. 4.30. i Tab. 4.12. Rezultati dani u Tab. 4.12 dobiveni su korištenjem jednadžbe 4.18.

**Tablica 4.11.** Karakteristike konusnog i zakrivljenog el. s zadržanom geometrijskom sličnosti

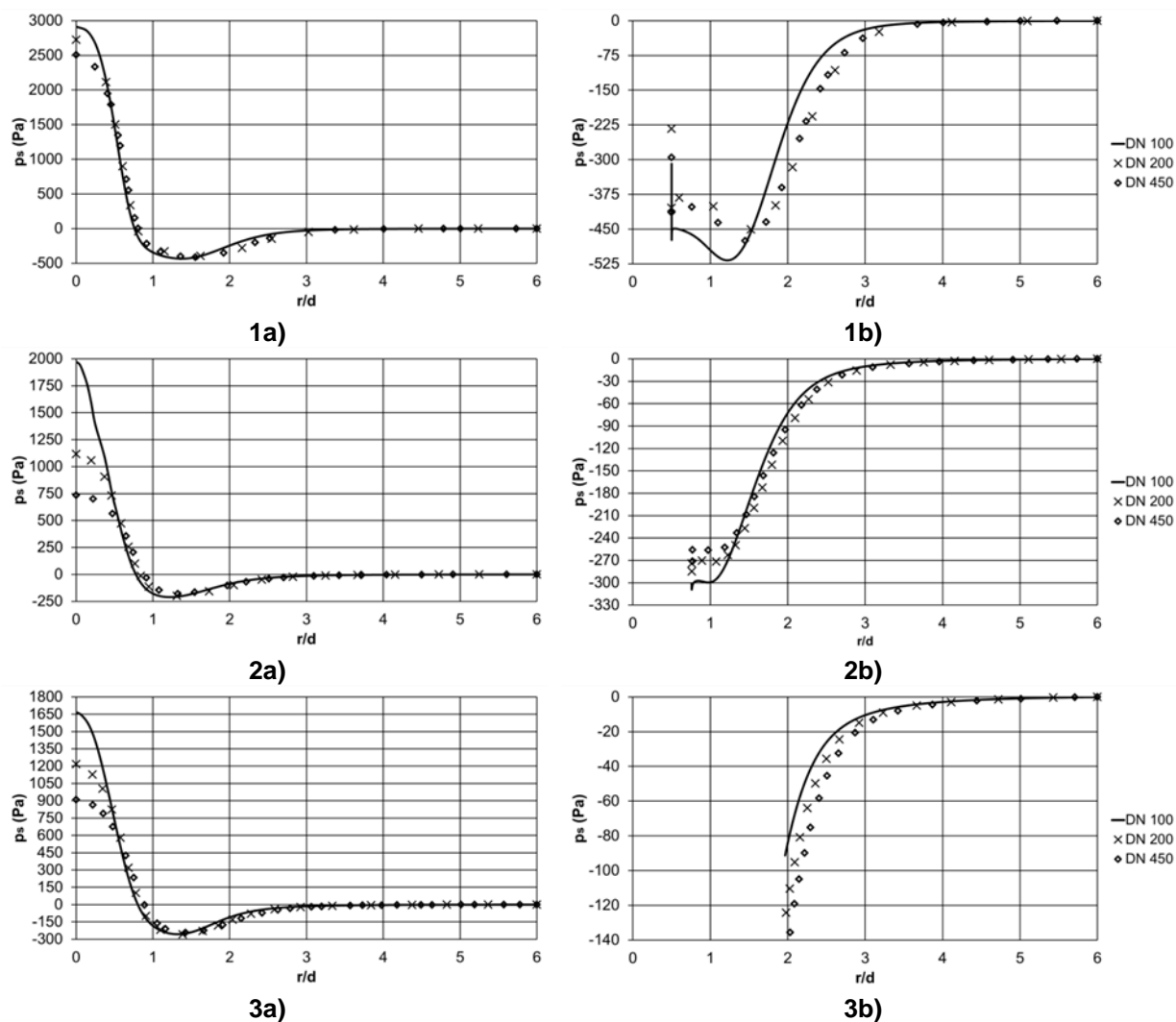
DN	$L2$ (mm)	$R$ (mm)
100	150	150
200	300	300
450	675	675

Dijagrami na Sl. 4.30. prikazuju da zadržavanje geometrijske sličnosti s istom brzinom vode rezultira s vrlo sličnim padom tlaka unutar difuzora. Statički pad tlaka na prednjoj ploči je gotovo isti za sve tipove difuzora. Na stražnjoj ploči svakog difuzora, najveće razlike u statičkom padu tlaka mogu se vidjeti na početku ploče (ulaz vode u difuzor). Ipak, razlike u padu tlaka na stražnjoj ploči svakog od difuzora su relativno male.

**Tablica 4.12.** Ukupni i najveći statički pad tlaka za promatrane tipove difuzora s različitim nominalnim promjerima ulazne cijevi

DN	tip difuzora	$\Delta p_{\text{difuzor}}$ (Pa)	prednja ploča	stražnja ploča
			$p_{s,\text{najveći}}$ (Pa)	$p_{s,\text{najveći}}$ (Pa)
100	SEJ	2453,94	-433,22	-517,35
200	SEJ	2450,08	-396,01	-450,54
450	SEJ	2402,70	-415,19	-475,38
100	COE	1363,80	-210,25	-309,05
200	COE	842,51	-198,79	-284,79
450	COE	629,35	-180,86	-271,34
100	CUE	1045,39	-256,01	-90,40
200	CUE	951,36	-258,94	-123,57
450	CUE	810,31	-242,79	-135,63

Međutim, za sve tipove difuzora, ukupni pad tlaka povećava se smanjenjem nominalnog promjera ulazne cijevi, Tab. 4.12.



Slika 4.30. Utjecaj promjene nominalnog promjera cijevi na pad statičkog tlaka u  
1) SEJ, 2) COE, 3) CUE difuzoru na:  
a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči

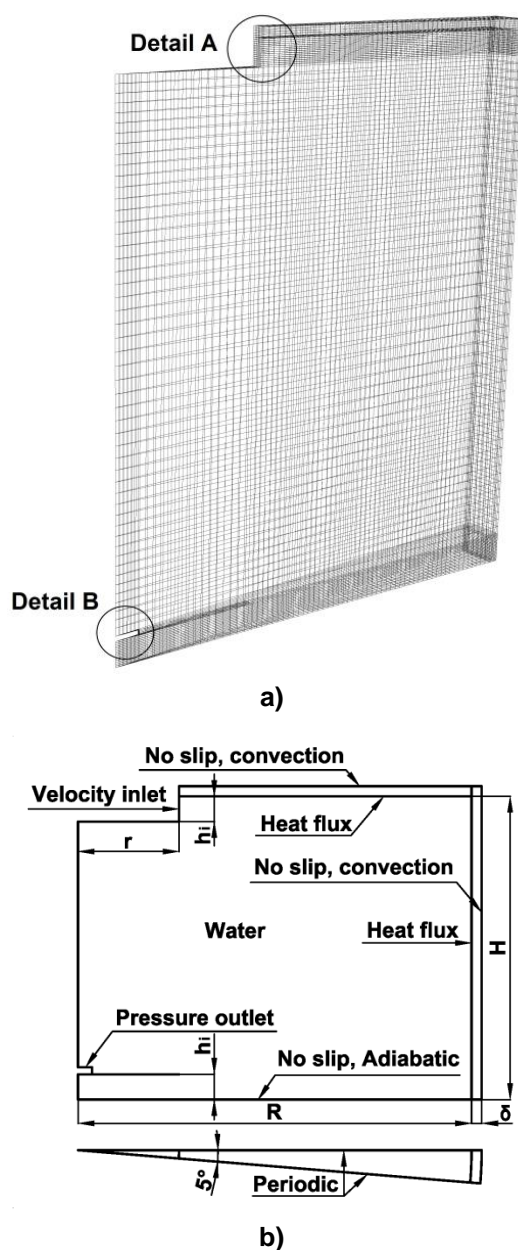
### 4.3 Utjecaj geometrijskih i procesnih parametara na temperaturnu stratifikaciju i toplinsku učinkovitost akumulacijskoga stratifikacijskoga spremnika otpadne osjetne topline u industriji nafte

#### 4.3.1 Matematički model i numerički postupak

Za što točnije određivanje količine izmijenjene topline i kvalitete temperaturne stratifikacije unutar spremnika nužno je poznavanje točne raspodjele temperatura. Zbog cilindričnog oblika spremnika i radijalnog oblika difuzora fizikalna domena i očekivano rješenje periodički se ponavlja duž cijelog spremnika. Za razliku od prijašnjih 2D osnosimetričnih modela u kojima su brzina strujanja vode i prijelaz topline pretpostavljeni jednaki u svim presjecima akumulacijskog spremnika, u ovoj analizi izrađena je 3D karakteristična domena prikazana na Sl. 4.31. Rezultati dobiveni validacijom numeričkog modela opravdali su povećanje broja kontrolnih volumena. Krivulje temperature dobivene 3D modelom bolje koreliraju s krivuljama dobivenim mjerenjima uzetim iz literature nego kod 2D



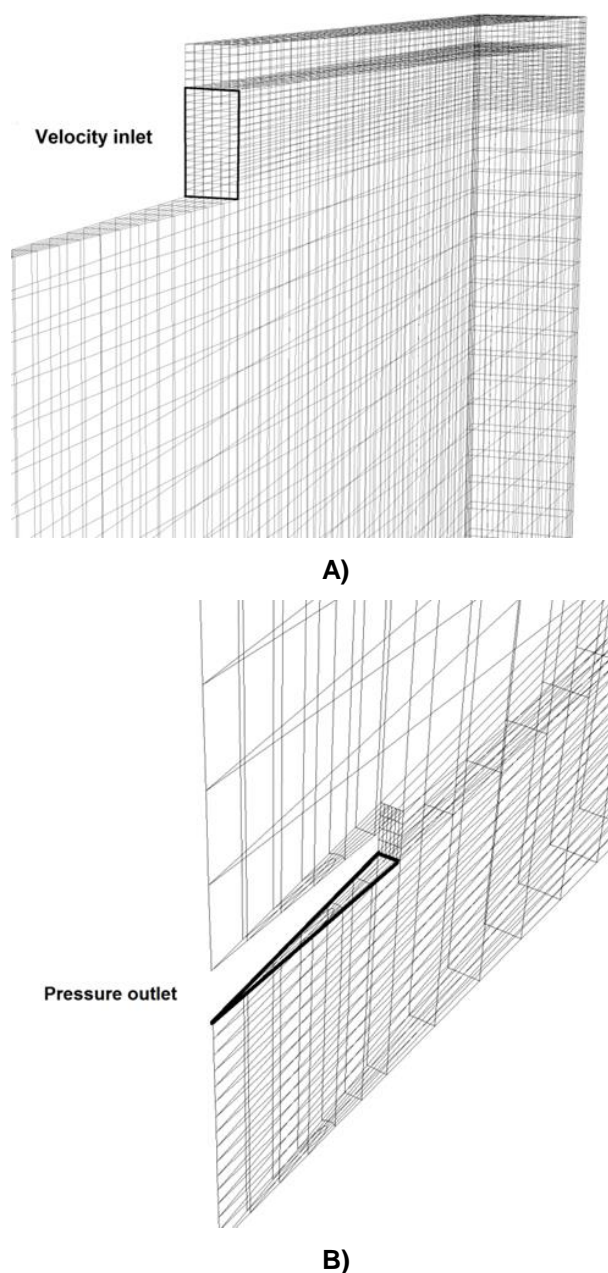
osnosimetričnog modela iz prijašnjih poglavlja (Sl. 4.33., Sl. 4.34. i Sl. 4.35.).



**Slika 4.31.** Domena s radijalnim difuzorom za proces punjenja:  
a) umrežena domena, b) domena s rubnim uvjetima, [97]

Sl. 4.32. prikazuje detalj ulaza i izlaza vode u domenu. Može se primijetiti da je strujanje vode u ulaznom difuzoru zanemareno, dok je strujanje u izlaznom difuzoru modelirano. To je urađeno iz dva razloga:

- Na početku procesa punjenja ili pražnjenja, ulazna topla ili hladna voda ulazi u spremnik s konstantnom, uniformnom i horizontalnom brzinom [142]
- Modeliranje strujanja kroz izlazni difuzor i postavljanje izlaznog rubnog uvjeta na početak ulazne cijevi difuzora, daje bolja rješenja, i forma izlaznog termoklina se bolje podudara s formom krivulje dobivene mjerenjem, nego u slučaju kada je strujanje kroz izlazni difuzor zanemareno.



**Slika 4.32.** Detalj ulaza i izlaza vode u domenu proračuna: A) ulaz, B) izlaz, [97]

Za matematičko opisivanje toplinskih pojava unutar akumulacijskog spremnika usvojene su određene pretpostavke i pojednostavljenja. Strujanje fluida unutar spremnika promatra se kao nestacionarno i laminarno s promjenljivim svojstvima. Na plaštu i krovu spremnika postavljen je konvekcijski rubni uvjet. Na dnu spremnika postavljen je adijabatski rubni uvjet odnosno toplinski tok jednak je nuli. Stjenka spremnika nije uzeta u obzir. Na granici između vode i izolacije postavljen je rubni uvjet gdje je toplinski tok jednak s obje strane. Na plohama koje predstavljaju unutrašnjost spremnika postavljen je periodički rubni uvjet. Kod umrežavanja domene korištena je mreža sa *Quad/Tri* elementima.

Mreža je primarno sačinjena od pravokutnih elemenata, ali uključuje i elemente s trokutastim plohama u području gdje se spajaju plohe domene (os rotacije). Domene spremnika umrežene su tako da je područje oko ulaznog i izlaznog difuzora umreženo gušće dok je sredina spremnika umrežena s

manjom gustoćom mreže. Računanje gradijenata izvršeno je metodom *Green-Gauss Node Based*. Matematički model kojim je opisano prisilno, nestacionarno, laminarno strujanje fluida i prijenos topline za trodimenzijski slučaj čine diferencijalne Jed. 3.6, 3.7, 3.8.

Gustoća, toplinska vodljivost, specifični toplinski kapacitet i dinamička viskoznost vode zadane su u ovisnosti o temperaturi i dane izrazom za linearnu aproksimaciju Jed. 3.5.

Postavljeni matematički model riješen je primjenom metode kontrolnih volumena korištenjem softverskog paketa *Fluent* pri čemu je za diskretizaciju konvekcijско-difuzijskih jednadžbi korištena shema diskretizacije *Second order Upwind*, a za povezivanje polja tlakova i brzina algoritam *SIMPLE* [85].

#### 4.3.2 Validacija matematičkog modela

Tema ovoga poglavlja nije instalacija akumulacijskog spremnika s radnom temperaturom 5-13 °C, nego prenamjena spremnika teškog loživog ulja u akumulacijski stratifikacijski spremnik osjetne topline s temperaturnim režimom 65-98 °C. Mjerenja koja su provedena na spremniku s temperaturnim režimom 5-13 °C uzeta iz literature, služila su za validaciju matematičkog modela. Nove, točnije tehnike mjerenja razvijene su za spremnike koji rade u temperaturnom režimu 60-98 °C [143], ali u literaturi nisu pronađena kvalitetno opisana mjerenja zajedno s geometrijom difuzora, tako da su iskorištena mjerenja u temperaturnom režimu 5-13 °C. Rezultati numeričkog proračuna uspoređeni su s podacima mjerenja uzetim iz literature [27] (Tab. 4.13.).

Numerička metoda primijenjena je na akumulacijski spremnik rashladne energije s radijalnim pločastim difuzorom, koji je izgrađen u *Central Pennsylvania*, i sastavni je dio privatnog rashladnog sustava koji se koristi za hlađenje *Medical University Centre*. Akumulacijski spremnik ima volumen od 5300 m<sup>3</sup>. Visina spremnika iznosi 13,6 m. Sustav radi između nominalne ulazne i izlazne temperature od 5,3 °C i 13,1 °C. Rashladni kapacitet spremnika iznosi približno 49238 kWh. Projektni protok iznosi 151 l/s za proces punjenja i 120 l/s za proces pražnjenja, ali maksimalni mogući protok ide preko 189 l/s. Projektni  $Fr_i$  za oba difuzora je 0,35 što je vrijednost ispod preporučene vrijednosti 1 [59].

Provedena su četiri kompletna procesa punjenja (C) s konstantnim protokom koji varira između 42,6 i 143,5 l/s, i četiri kompletna procesa pražnjenja (D) s konstantnim protokom koji varira između, 73,9 i 187,7 l/s, pri konstantnoj temperaturi unutar spremnika. Ulazne temperature su također održavane konstantnima koliko je to moguće.

Svaki test se sastoji od jednog odvojenog kompletnog polu ciklusa punjenja ili pražnjenja. Puni ciklus je proces punjenja i pražnjenja zajedno. Proces punjenja traje dok izlazna temperatura nije 1,1 °C viša od ulazne. Proces pražnjenja traje dok izlazna temperatura nije 1,1 °C niža od ulazne temperature.

Mjerenja se vrše s devet senzora koji su postavljeni duž visine spremnika u intervalima od 1,5 m. Interval mjerenja je 1 min.

**Tablica 4.13.** Procesni parametri punjenja i pražnjenja spremnika [27]

proces	$T_{ul}$ (°C)	$T_{izl}$ (°C)	$\dot{V}$ (l/s)	Re	Fr
C1	5,24	12,99	42,6	1732	0,11
C2	5,36	13,14	69,2	2822	0,18
C3	5,31	13,17	115,8	4719	0,30
C4	5,21	12,92	143,5	5828	0,37
D1	13,09	5,24	73,9	3778	0,14
D2	13,06	5,22	113,9	5822	0,26
D3	13,19	5,09	147,0	7538	0,28
D4	13,15	5,28	187,7	9614	0,35

#### 4.3.2.1 Utjecaj gustoće mreže na numeričko rješenje

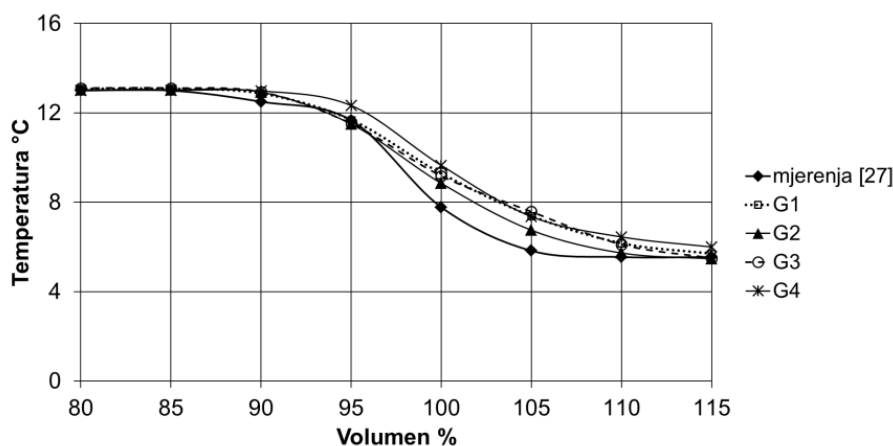
Ispitivanje utjecaja gustoće mreže na numeričko rješenje provedeno je na četiri različita slučaja u kojima su korišteni različiti načini umrežavanja. Područje gornjeg i donjeg difuzora je u svim slučajevima gušće umreženo, pogotovo po visini samog difuzora, iz razloga jer je to područje gdje voda ulazi i izlazi iz spremnika, i gdje se zbivaju najveće temperaturne promjene unutar spremnika. To je također i prostor gdje se stvara termoklin. Umrežavanje izolacije spremnika u svim slučajevima provedeno je na isti način, te je broj ćelija isti u svim slučajevima. Najveći dio spremnika, odnosno prostor između dva difuzora, umrežen je na način dan u Tab. 4.14.

**Tablica 4.14.** Broj ćelija numeričkog modela

mreža	visina spremnika	polumjer spremnika	plašt spremnika	ukupan broj
G1	50	40	6	19500
G2	50	70	6	33000
G3	50	100	6	46500
G4	100	70	6	55500

Broj ćelija mreže variran je po visini i po polumjeru spremnika. Broj ćelija na plaštu spremnika isti je u svim slučajevima i iznosi 6. Utjecaj gustoće mreže na numeričko rješenje pokazan je na Sl 4.33. Na temelju dobivenih podataka može se zaključiti da sve mreže daju dobre rezultate. Najbolji rezultati dobiveni su s mrežom G2. Ono što je bitno kod validacije je dobiti istu širinu termoklina sa svakim modelom, tj. približno istu temperaturu vode na početku ( $V=80\%$ ) i na kraju ( $V=115\%$ ) termoklina.

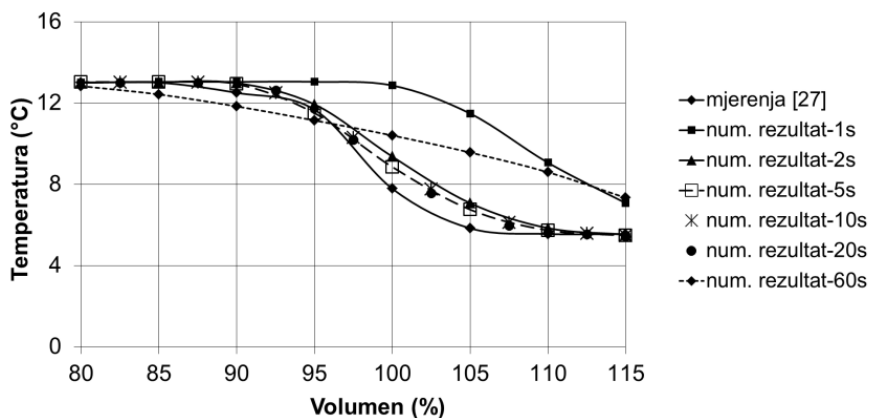
Kod modela G4 dobivena je malo povišena temperatura na kraju termoklina ( $V=115\%$ ). Uspoređujući G2 model s ostalima, može se zaključiti da povećanje i smanjenje broja ćelija po polumjeru utječe tako da se dobiva nešto viša temperatura termoklina. Isti rezultat dobiva se povećanjem broja ćelija po visini spremnika. Vremenski korak korišten u simulacijama je 5 s.



**Slika 4.33.** Usporedba izlaznog profila temperature num. proračuna sa podacima mjerenja za različitu gustoću mreže ( $Re=3639$ ,  $Fr=0,23$ , [27])

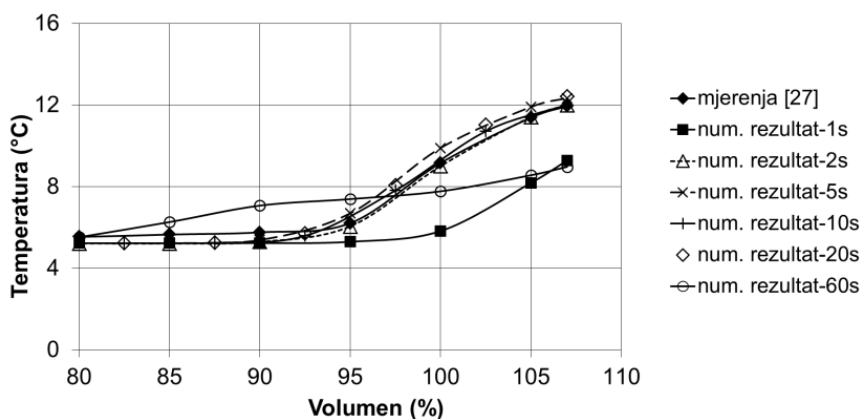
#### 4.3.2.2 Definiranje vremenskog koraka numeričkog proračuna

Sl. 4.34. prikazuje proces punjenja spremnika dok Sl. 4.35. prikazuje proces pražnjenja spremnika s temperaturnim režimom 5-13 °C. Na dijagramima su prikazane krivulje izlazne temperature. Tijekom procesa punjenja, spremnik je ispunjen vodom od 13 °C. Spremnik se puni hladnom vodom od 5 °C. Nakon približno 95 % volumnog protoka vode kroz spremnik, termoklin doseže vrh spremnika. Punjenje spremnika traje sve dok termoklin ne izađe iz spremnika iz razloga da se krivulje temperature dobivene numeričkim proračunom mogu usporediti s podacima mjerenja. Isti princip primijenjen je na proces pražnjenja.



**Slika 4.34.** Usporedba izlaznog profila temperature num. proračuna s podacima mjerenja za različite vremenske korake kod procesa punjenja ( $Re=3639$ ,  $Fr=0,23$  [27])

Numeričko rješenje dobiveno je za šest različitih vremenskih koraka (1 s, 2 s, 5 s, 10 s, 20 s, 60 s) i uspoređeno s profilima izlazne temperature dobivene mjerenjem kod procesa punjenja ( $Re=3639$ ) i procesa pražnjenja ( $Re=3778$ ) u ovisnosti o postotku protoka vode kroz spremnik. Kako se može vidjeti na Sl. 4.34., najbolji rezultati dobiveni su s vremenskim korakom od 5 s tijekom procesa punjenja. Vremenski korak od 2 s daje najbolje rezultate tijekom procesa pražnjenja. To se može vidjeti na Sl. 4.35. Za oba procesa proračuni s vremenskim korakom od 1 s i 60 s, značajno odstupaju od podataka dobivenih mjerenjem.

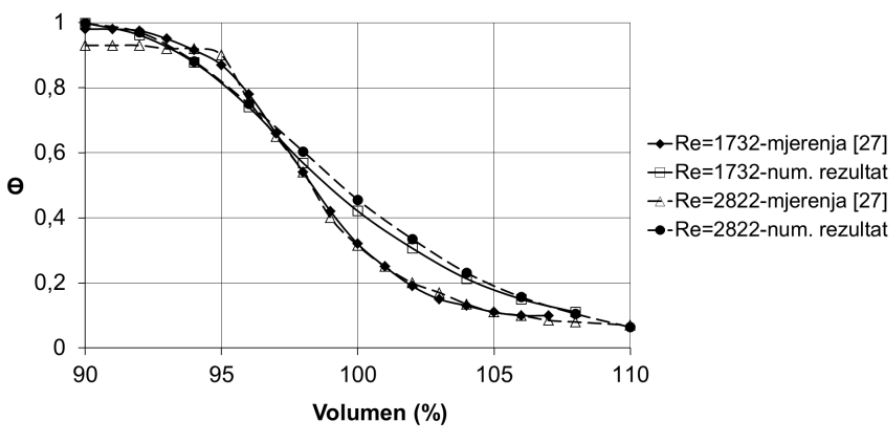


**Slika 4.35.** Usporedba izlaznog profila temperature num. proračuna s podacima mjerenja za različite vremenske korake kod procesa pražnjenja ( $Re=3778$ ,  $Fr=0,14$  [27])

Tijekom daljnje analize, vremenski korak od 5 s korišten je za modeliranje procesa punjenja, i vremenski korak od 2 s korišten je za modeliranje procesa pražnjenja.

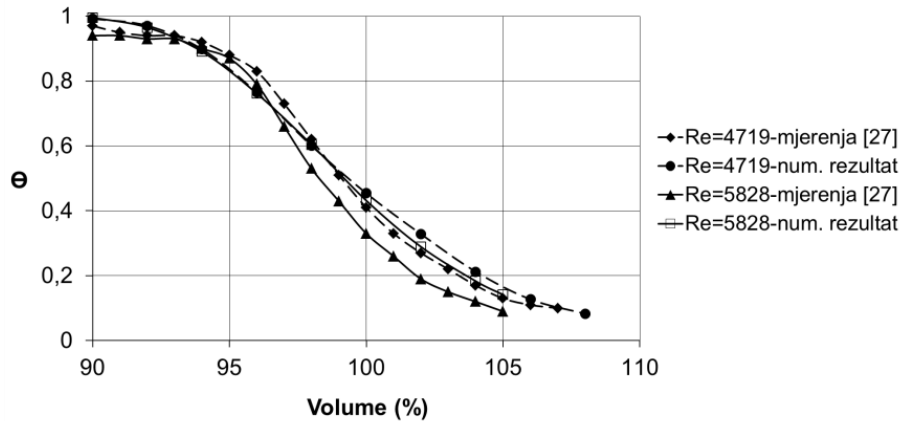
#### 4.3.2.3 Validacija matematičkog modela

Validacija rezultata numeričkog proračuna provedena je usporedbom rezultata proračuna s podacima mjerenja četiri procesa punjenja i pražnjenja spremnika. U narednim dijagramima prikazane su krivulje bezdimenzijske temperature koja je izračunata prema Jed. 2.1 i dana je u ovisnosti postotka volumnog protoka kroz spremnik, Jed. 2.3. Podudarnost krivulja bezdimenzijske temperature numeričkog proračuna i podataka mjerenja je vrlo dobra (Sl. 4.36. i 4.37.), a razlika je u skladu s greškom mjerenja protoka [27].

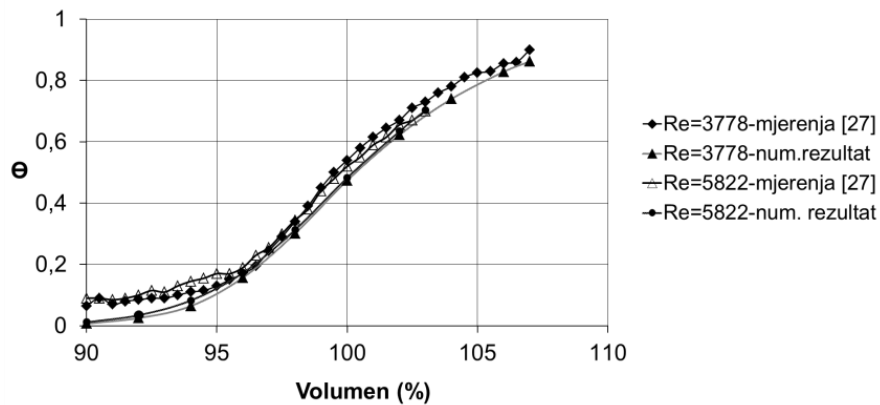


**Slika 4.36.** Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. proračuna s podacima mjerenja procesa punjenja ( $Re=1732$  i  $Re=2822$  [27])

Iako je podudaranje krivulja vrlo dobro ipak male razlike postoje. U Tab. 4.15. prikazane su greške na krajevima termoklina. Greška varira između 0 do 6 %. Tijekom procesa pražnjenja spremnika, razlike između krivulja dobivenih numeričkim proračunom i krivulja dobivenih mjerenjem jasno su vidljive i ovise o Reynolds-ovom broju. To ukazuje na to da što je veći Reynolds-ov broj ili što je veći protok, pojavljuje se veća turbulencija na otvorenoj površini vode što stvara širi termoklin Sl. 4.38. i Sl. 4.39.

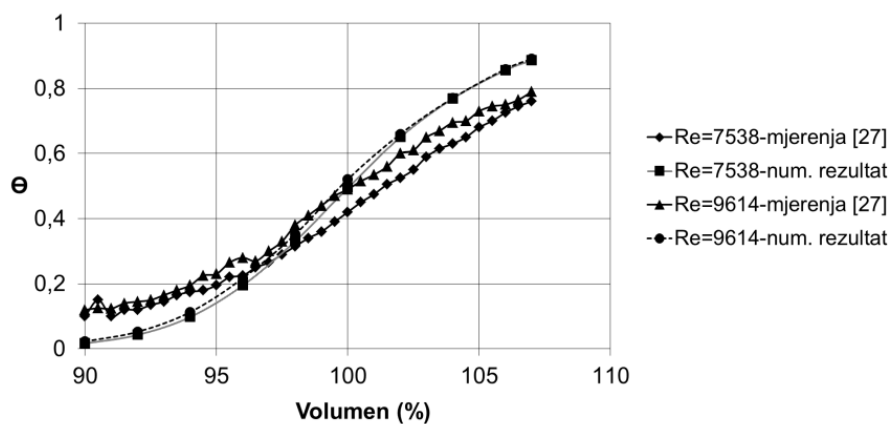


Slika 4.37. Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. proračuna s podacima mjerenja procesa punjenja (Re=4719 i Re=5828 [27])



Slika 4.38. Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature numeričkog proračuna s podacima mjerenja procesa pražnjenja (Re=3778 i Re=5822 [27])

Naime, tijekom procesa pražnjenja spremnika, gornji difuzor je ulazni difuzor koji je smješten blizu gornje površine vode. Numerički model ne simulira gornju otvorenu površinu vode tako da kod viših protoka daje bolje rezultate nego što su u stvarnosti Sl. 4.39.



Slika 4.39. Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. proračuna s podacima mjerenja procesa pražnjenja (Re=7538 i Re=9614 [27])

Za određeni postotak protoka vode kroz spremnik ( $V_{\%}$ ), izračunata je greška između rezultata numeričkog proračuna i podataka mjerenja, Tab. 4.15.

Greška je dana sljedećim izrazom:

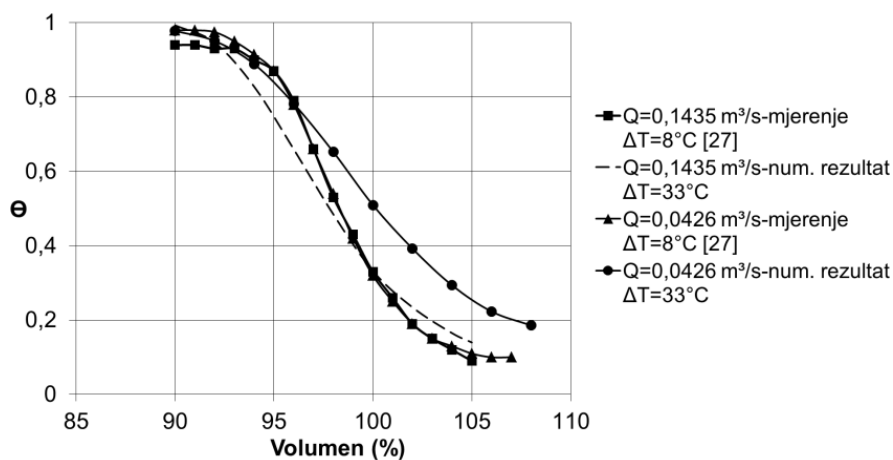
$$\text{Err.} = \theta_{\text{mjerenja}} - \theta_{\text{num. prorač.}} \quad (4.22)$$

**Tablica 4.15.** Greška num. proračuna za proces punjenja i pražnjenja

<b>punjenje</b>	<b>Re</b>	<b><math>V_{\%}</math></b>	<b><math>\Theta</math></b>	<b>Err.</b>	<b><math>V_{\%}</math></b>	<b><math>\Theta</math></b>	<b>Err.</b>
mjerenje	1732	90	0,98	0,01	107	0,1	0
num. proračun	1732		0,99			0,1	
mjerenje	2822	90	0,93	0,06	110	0,07	0,006
num. proračun	2822		0,99			0,064	
mjerenje	4719	90	0,97	0,02	107	0,1	0,02
num. proračun	4719		0,99			0,08	
mjerenje	5828	90	0,94	0,05	105	0,09	0,05
num. proračun	5828		0,99			0,14	
<b>pražnjenje</b>	<b>Re</b>	<b><math>V_{\%}</math></b>	<b><math>\Theta</math></b>	<b>Err.</b>	<b><math>V_{\%}</math></b>	<b><math>\Theta</math></b>	<b>Err.</b>
mjerenje	3778	90	0,065	0,005	107	0,9	0,04
num. proračun	3778		0,007			0,86	
mjerenje	5822	90	0,09	0,08	103	0,7	0
num. proračun	5822		0,01			0,7	
mjerenje	7538	90	0,1	0,083	107	0,76	0,08
num. proračun	7538		0,017			0,88	
mjerenje	9614	90	0,12	0,098	107	0,79	0,1
num. proračun	9614		0,022			0,89	

#### 4.3.2.4 Proces punjenja/pražnjenja akumulacijskog spremnika kod $\Delta T=8$ i $\Delta T=33$ °C

U cilju izrade što bolje validacije matematičkog modela, usporedba podataka mjerenja dobivenih na akumulacijskom spremniku rashladne energije [27] za protoke  $\dot{V}=0,0426$  m<sup>3</sup>/s i  $\dot{V}=0,1435$  m<sup>3</sup>/s provedena je s rezultatima numeričkih proračuna u kojima je ulazna temperatura vode 65 °C, dok je inicijalna temperatura u spremniku 98 °C. Tako se praktički simulirao proces pražnjenja akumulacijskog spremnika toplinske energije s istim geometrijskim parametrima Sl. 4.40.



**Slika 4.40.** Usporedba profila bezdimenzijske temperature dobivene mjerenjem za  $\Delta T=8$  °C i rezultata num. proračuna za  $\Delta T=33$  °C



Mjerenjima na spremniku ustanovljeno je da se širina termoklina povećava s vremenom. Razlog tome je provođenje topline s toplije vode na hladniju. Utjecaj provođenja na širinu termoklina povećava se s povećanjem temperaturne razlike između hladnije i toplije vode. Sl. 4.40. pokazuje da numerički proračun daje očekivane rezultate. Povećanjem temperaturne razlike, širi termoklin dobiven je u oba procesa. Smanjenjem protoka, povećava se vrijeme prolaza termoklina. S povećanjem vremena, utjecaj provođenja je veći pa tako je i širina termoklina veća.

#### 4.3.3 Prenamjena spremnika teškog loživog ulja i analiza stvaranja temperaturne stratifikacije duž visine akumulacijskog spremnika

Svaku rafineriju karakterizira obilje skladišnog prostora, tj. puno spremnika smještenih jedan do drugog. S mogućnošću prenamjene jednog spremnika moguće je raditi i prenamjenu više spremnika zajedno i spojiti ih u serijski ili paralelni rad. Uz cilindrične spremnike, rafinerija također nudi ostale vrste spremnika kao što su sferni spremnici [144] i horizontalni cilindrični spremnici [145]. Uz spremnike teškog loživog ulja, u rafineriji se nalaze i spremnici ekstra lakog loživog ulja koji imaju plutajući krov. Ti krovovi osiguravaju da medij koji se nalazi u spremniku ne isparava. Sličan fenomen se također dešava na vrhu akumulacijskog spremnika topline. Tako da plutajući krov sprečava isparavanje vode. Uz smanjenje toplinskih gubitaka i gubitaka vode, neka istraživanja su pokazala kako plutajući krov može povećati i temperaturnu stratifikaciju u spremniku [43]. S ugradnjom plutajućeg krova, zapljuskivanje i komešanje vodene površine smanjit će se, pa će se tako i širina termoklina smanjiti. U ovom poglavlju provedene su numeričke analize temperaturne raspodjele na dva postojeća cilindrična spremnika. Geometrijski parametri spremnika teškog loživog ulja dani su u Tab. 4.16. U svim proračunima temperatura hladnije vode je 65 °C, dok je temperatura toplije vode 98 °C.

**Tablica 4.16.** Geometrijski parametri spremnika teškog loživog ulja

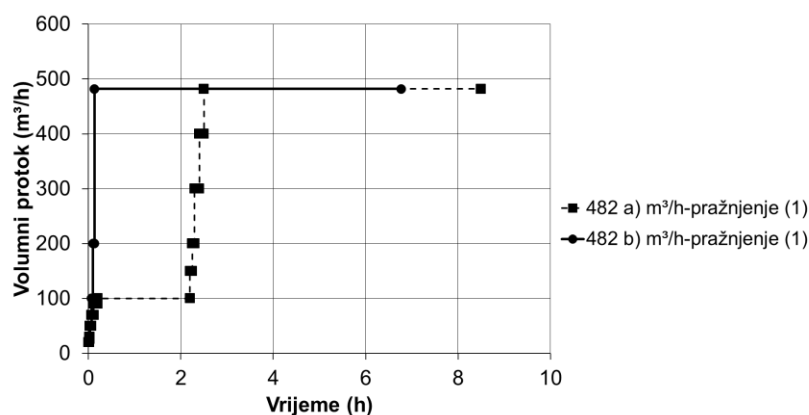
	<b>Spremnik 1</b>	<b>Spremnik 2</b>
<b>Kapacitet (m<sup>3</sup>)</b>	2891,78	8762,95
<b>Unutarnji promjer (m)</b>	18,29	30,48
<b>Visina spremnika (m)</b>	12	12,8
<b>Maks. visina punjenja (m)</b>	11	12
<b>Omjer visine i promjera</b>	0,601	0,393
<b>Promjer difuzora (m)</b>	6	8
<b>Udaljenost difuzora od dna/vrha vodene površine (m)</b>	0,5	0,5
<b>Promjer cijevi difuzora (m)</b>	0,44272	0,49052
<b><math>D_{dif}/d</math></b>	13,55	16,3
<b><math>s/d</math></b>	1,129	1,019
<b>Projektni tlak</b>	atm.	atm.
<b>Debljina izolacije (m)</b>	0,2	0,2

Procesni parametri dani su u Tab. 4.17. Procesni punjenja i pražnjenja analizirani su tako da je duž spremnika na početku svakog procesa postavljena konstantna inicijalna (početna) temperatura kod oba procesa. Na krovu i plaštu spremnika postavljen je konvekcijski rubni uvjet s temperaturom zraka - 8 °C, i s koeficijentom prijelaza topline na krovu 4 W/m<sup>2</sup>K, i plaštu 8 W/m<sup>2</sup>K.

**Tablica 4.17.** Parametri procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 1 i Spremnika 2

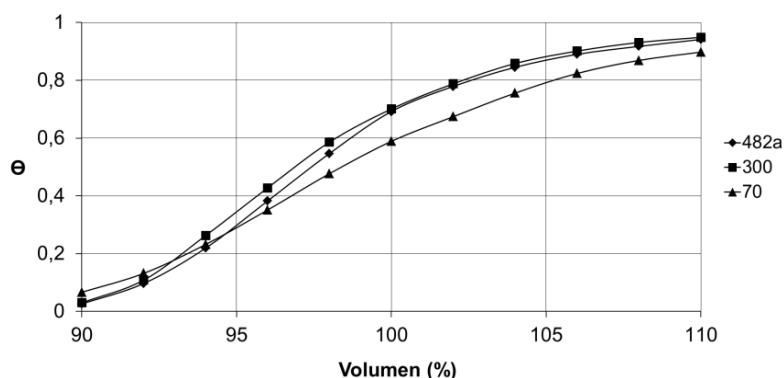
Spremnik	Proces	Maks. volumni protok (m <sup>3</sup> /h)
1	C1-1	482 a
	C1-2	300
	C1-3	70
	D1-1	482 a
	D1-2	482 b
	D1-3	300
	D1-4	70
2	C2-1	1400 a
	C2-2	750
	C2-3	250
	D2-1	1400 a
	D2-2	1400 b
	D2-3	750
	D2-4	250

Toplinska izolacija modelirana je s karakteristikama mineralne vune s koeficijentom prolaza topline od 0,046 W/mK. Debljina izolacije iznosi 200 milimetara. Na dnu spremnika postavljen je adijabatski rubni uvjet, odnosno izmjena energije s okolinom jednaka je nuli. Punjenje (C) i pražnjenje (D) spremnika modelirano je za različite protoke. Validacija matematičkog modela pokazala je da se kod viših protoka ne dobivaju zadovoljavajuća rješenja jer navedeni model ne simulira otvorenu površinu vode u spremniku. Iz tog razloga proces punjenja spremnika, pogotovo s višim protocima, modeliran je na način da je u periodu stvaranja termoklina, odnosno na početku procesa dok je utjecaj turbulencije na stvaranje termoklina velik, spremnik punjen niskim protocima. Kod procesa pražnjenja za najviše protoke, oba slučaja su modelirana da se utvrdi utjecaj protoka na širinu termoklina. U Tab. 4.17, indeks (a) označuje proces punjenja ili pražnjenja spremnika s nižim protocima. Indeks (b) označuje proces kod kojeg na početku, u fazi stvaranja termoklina, protok doseže svoju maksimalnu vrijednost. Tako da je Spremnik 1 s procesom C1-1 odnosno D1-1, na početku, punjen ili pražnjen s konstantnim protokom od 100 m<sup>3</sup>/h u trajanju od 2 sata. Spremnik 2 s procesom C2-1 odnosno D2-1 je na početku punjenja i pražnjenja punjen ili pražnjen s konstantnim protokom od 160 m<sup>3</sup>/h u trajanju od 4 sata. Sl. 4.41. prikazuje karakteristične krivulje protoka 482 a i 482 b tijekom procesa pražnjenja. Krivulje su stepenastog oblika, i svi procesi punjenja i pražnjenja modelirani su na takav način.

**Slika 4.41.** Karakteristične krivulje protoka za proces pražnjenja Spremnika 1

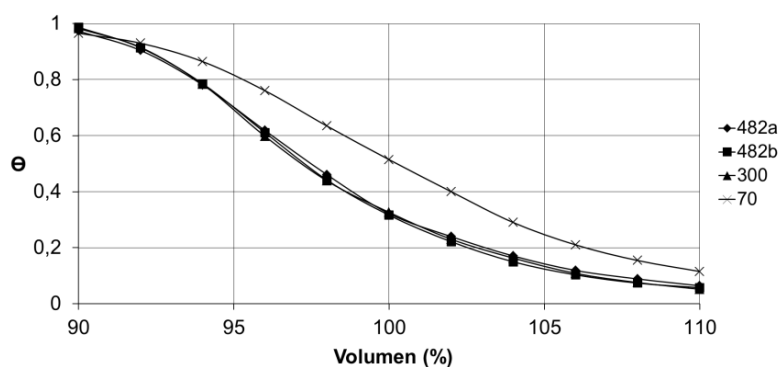
#### 4.3.3.1 Analiza rezultata Spremnika 1

Profili bezdimenzionalne izlazne temperature procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 1 prikazani su na Sl. 4.42. i 4.43. i prikazuju finalni oblik termoklina.



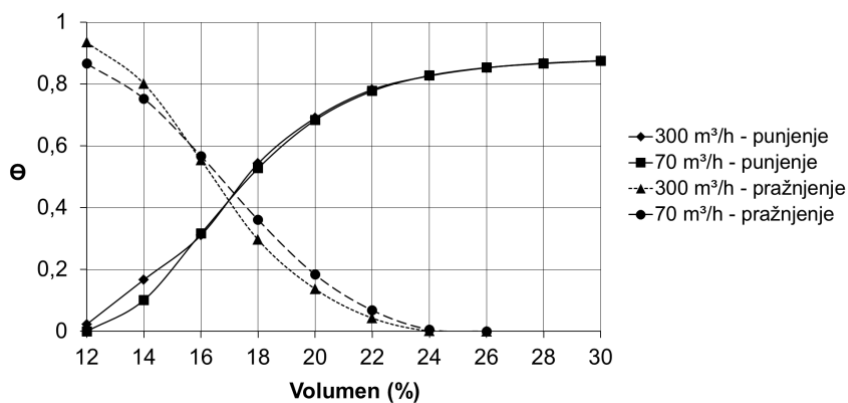
Slika 4.42. Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 1 - punjenje

I kod procesa punjenja i kod procesa pražnjenja profili krivulja su gotovo identični. Veće odstupanje od ostalih krivulja javlja se kod procesa s volumnim protokom od 70 m<sup>3</sup>/h, gdje se može primjetiti utjecaj provođenja.



Slika 4.43. Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 1 – pražnjenje

Dijagram na Sl. 4.44. prikazuje profil bezdimenzijske temperature mjerene 2 metra od vrha spremnika, ili od dna spremnika, u ovisnosti o protoku vode koji prolazi kroz spremnik.



Slika 4.44. Profili bezdimenzijske temperature procesa punjenja i pražnjenja na udaljenosti 2 m od vrha i dna Spremnika 1

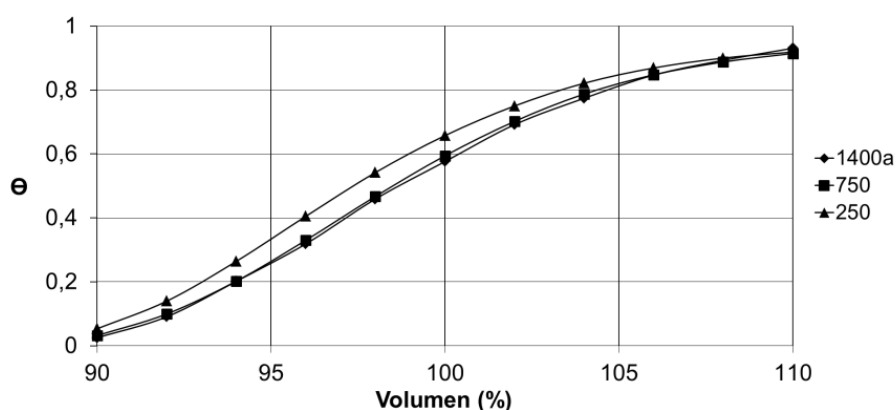
Krivulje pokazuju profil termoklina na početku procesa. Uspoređujući profile za iste protoke na Sl. 4.44. s onima na Sl. 4.42. i Sl. 4.43. može se zaključiti da se na početku procesa, profili krivulja bolje podudaraju nego oni na kraju procesa. Vrijeme punjenja spremnika se povećava kako se protok smanjuje, čime utjecaj provođenja raste.  $FoM_{1/2}$  koji je definiran Jed. 2.4, je omjer između integriranog kapaciteta punjenja i idealnog kapaciteta spremnika, te evaluira učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja odvojeno. Izračunate vrijednosti procesa punjenja i pražnjenja za Spremnik 1 dane su u Tab. 4.18. Proces punjenja traje dok izlazna temperatura nije za 1 °C manja od ulazne temperature. Proces pražnjenja traje dok izlazna temperatura nije za 1 °C viša od ulazne temperature. Za ciklus punjenja ili pražnjenja, postignuta učinkovitost je viša od 95 %.

**Tablica 4.18.** Učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 1

Proces	Maks. protok (m <sup>3</sup> /h)	C <sub>Maks</sub> (kWh)	C <sub>int</sub> (kWh)	FoM <sub>1/2</sub> (%)
C1-1	482a		105111,841	96,397
C1-2	300	109039,96	105467,513	96,723
C1-3	70		104955,4	96,254
D1-1	482a		103404,295	96,40
D1-2	482b	107262,804	103424,49	96,42
D1-3	300		103357,821	96,35
D1-4	70		104215,4	97,159

#### 4.3.3.2 Analiza rezultata Spremnika 2

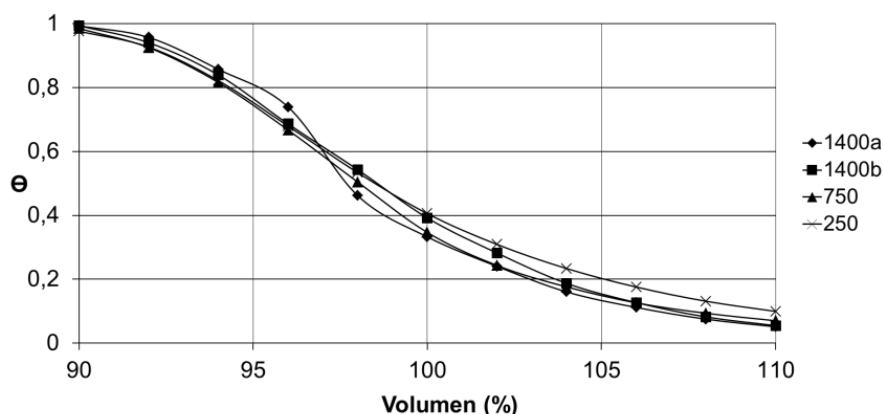
Profili bezdimenzijske izlazne temperature procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 2 prikazani su na Sl. 4.45. i 4.46. i prikazuju finalni oblik termoklina. I kod procesa punjenja i kod procesa pražnjenja kao i kod Spremnika 1 profili krivulja su gotovo identični. Veće odstupanje od ostalih krivulja javlja se kod procesa s volumnim protokom od 250 m<sup>3</sup>/h, gdje se može primijetiti utjecaj provođenja Sl. 4.45.



**Slika 4.45.** Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 2 – punjenje

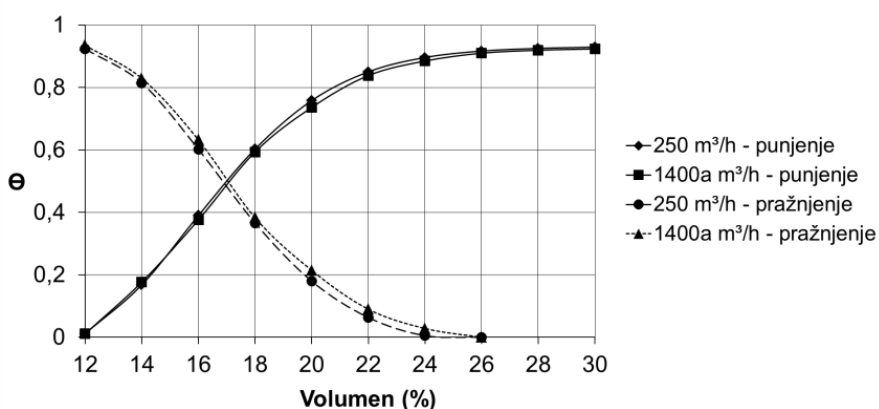
Kod procesa pražnjenja veće odstupanje javlja se s protokom 1400 a. Odstupanje se odnosi na smanjenje širine termoklina zbog manjeg protoka vode na početku procesa pražnjenja. Dijagram na Sl. 4.47. prikazuje profil bezdimenzijske temperature mjerene 2 metra od vrha spremnika, i od dna spremnika, u ovisnosti o protoku vode koji prolazi kroz spremnik. Krivulje pokazuju profil termoklina na početku procesa. Uspoređujući profile za iste protoke na Sl. 4.47. s onima na Sl. 4.45. i Sl. 4.46., može se zaključiti da se na početku procesa, profili krivulja bolje podudaraju nego oni na kraju

procesa. Vrijeme punjenja spremnika se povećava kako se protok smanjuje, čime utjecaj provođenja raste.



Slika 4.46. Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 2 – pražnjenje

Izračunate vrijednosti procesa punjenja i pražnjenja za Spremnik 2 dane su u Tab. 4.19. Proces punjenja traje dok izlazna temperatura nije za 1 °C manja od ulazne temperature.



Slika 4.47. Profili bezdimenzijske temperature procesa punjenja i pražnjenja na udaljenosti 2 m od vrha i dna Spremnika 2

Proces pražnjenja traje dok izlazna temperatura nije za 1 °C viša od ulazne temperature. Za ciklus punjenja ili pražnjenja, postignuta učinkovitost je viša od 95 %.

#### 4.3.3.3 Učinkovitost procesa pražnjenja Spremnika 1 i Spremnika 2 kod izlazne temperature 96 °C

Akumulacijski stratifikacijski spremnik osjetne topline je atmosferskog tipa što indicira da je tlak u prostoru iznad vode atmosferski. Ipak ovdje treba naglasiti da će unutar spremnika ipak biti veći tlak od atmosferskog, što će onemogućiti isparivanje vode na površini. U praksi, prostor između krova i vodene površine ispunjava se dušikom ili vodenom parom radi sigurnog rada spremnika. Iz tog razloga maksimalna temperatura vode unutar spremnika mora biti manja od 100 °C da bi se izbjeglo daljnje nekontrolirano stvaranje pare te je maksimalna temperatura vode limitirana na 98 °C. Kod procesa pražnjenja izlazna temperatura toplije vode iz spremnika neće biti niža od 96 °C jer bi se tako smanjivala temperatura vode koja struji prema potrošačima.

**Tablica 4.19.** Učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 2

Proces	Maks. protok (m <sup>3</sup> /h)	C <sub>Maks</sub> (kWh)	C <sub>int</sub> (kWh)	FoM <sub>1/2</sub> (%)
C2-1	1400a	330423,6	320100,7	96,87
C2-2	750		317162,9	95,98
C2-3	250		315903,28	95,60
D2-1	1400a	325038,3	313296,2	96,38
D2-2	1400b		315772,912	97,14
D2-3	750		312812,508	96,23
D2-4	250		312306,346	96,08

U Tab. 4.20. i 4.21. prikazana je učinkovitost procesa pražnjenja Spremnika 1 i Spremnika 2 kod izlazne temperature od 96 °C. Na početku procesa, pretpostavljen je potpuno ispunjen spremnik s inicijalnom temperaturom od 98 °C.

**Tablica 4.20.** Učinkovitost procesa pražnjenja Spremnika 1

Proces	Maks. protok (m <sup>3</sup> /h)	C <sub>Maks</sub> (kWh)	C <sub>int</sub> (kWh)	FoM <sub>96°C</sub> (%)
D1-1	482a	107262,804	973523,853	90,76
D1-2	482b		971080,518	90,53
D1-3	300		979281,005	91,29
D1-4	70		969955,639	90,4

**Tablica 4.21.** Učinkovitost procesa pražnjenja Spremnika 2

Proces	Maks. protok (m <sup>3</sup> /h)	C <sub>Maks</sub> (kWh)	C <sub>int</sub> (kWh)	FoM <sub>96°C</sub> (%)
D2-1	1400a	325038,3	301544,777	92,77
D2-2	1400b		298265,890	91,76
D2-3	750		297023,633	91,38
D2-4	250		294735,325	90,67

Kako se može vidjeti iz rezultata, smanjenje protoka na početku procesa punjenja indeks a), ima utjecaj na učinkovitost akumulacijskog spremnika. Za oba spremnika (1 i 2), procesi s indeksom a) daju bolji rezultat od onih s indeksom b).

## 5 ZAKLJUČAK

Akumulacijski spremnici osjetne topline velikog volumena i prenamjena spremnika teškog loživog ulja u akumulacijski stratifikacijski spremnik otpadne osjetne topline u industriji nafte koji se ugrađuju u sustave komunalnog daljinskog grijanja velikih gradova, i difuzori koji se ugrađuju unutar spremnika, predmet su ovog doktorskog rada.

Proveden je niz numeričkih simulacija s ciljem istraživanja utjecaja geometrijskih i procesnih parametara na širinu termoklina, temperaturnu stratifikaciju, toplinsku i financijsku učinkovitost, toplinske gubitke akumulacijskog stratifikacijskog spremnika te utjecaja geometrijskih i procesnih parametara na pad tlaka u radijalnom pločastom difuzoru akumulacijskog spremnika.

Validacijom matematičkog modela akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline koji se ugrađuje u sustave komunalnog daljinskog grijanja velikih gradova došlo se do slijedećih zaključaka:

- kod validacije 2D osnosimetričnog matematičkog modela koji je primijenjen za simulaciju rada akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline smještenog u kogeneracijskom postrojenju Hvide Sande u Danskoj čiji su podaci (mjerena s vremenskim korakom od 15 min.) uzeti iz literature, razvijena je i korištena metoda s polinomom desetog stupnja radi opisivanja inicijalne temperature u spremniku. Takav pristup zahtjeva što manji vremenski korak kod eksperimentalnog mjerenja koji osigurava veliku količinu podataka i točnu inicijalnu polinomnu temperaturnu krivulju koja omogućuje dobivanje točnog rješenja kod simuliranja temperaturne stratifikacije unutar spremnika,
- u svrhu osiguravanja manjeg vremenskog koraka (vremenski korak od 1 minute) kod eksperimentalnog mjerenja osigurani su podaci mjerenja vršeni na akumulacijskom stratifikacijskom spremniku koji se nalazi u TE-TO Zagreb (21000 m<sup>3</sup>). Ta mjerenja potvrdila su točnost metode s polinomom osmog stupnja kojim se opisala inicijalna temperatura u spremniku (odstupanje manje od 5 %) što je omogućilo računanje toplinske učinkovitosti akumulacijskog spremnika.

Nakon izvršene validacije matematičkog modela pristupilo se istraživanju toplinskih pojava unutar spremnika i računanju toplinske učinkovitosti:

- smanjenjem promjera i povećanjem visine spremnika dobiva se veći stupanj temperaturne stratifikacije. Analiziran spremnik s omjerom  $H/D=2$  generira najvišu temperaturu vode u spremniku i najmanju širinu termoklina,
- povećanje volumnog protoka vode dovodi do povećanja stupnja temperaturne stratifikacije u akumulacijskom spremniku zbog skraćivanja vremena punjenja spremnika. Kraće vrijeme punjenja smanjuje utjecaj provođenja, tako da je širina termoklina najmanja, a temperatura vode u spremniku najviša,
- temperaturna razlika između toplije i hladnije vode nema nikakav utjecaj na stupanj temperaturne stratifikacije u akumulacijskom spremniku topline, odnosno Jed. 2.7 koja je dana u poglavlju 2.3.3 (uzeta iz [28]) nije valjana kod ovog tipa spremnika,

- analiza udaljenosti difuzora od vrha spremnika pokazuje da se smanjenjem udaljenosti smanjuje širina termoklina,
- debljina toplinske izolacije spremnika dobivena empirijskim modelom za konstantnu maksimalnu temperaturu u spremniku je 0,27 m. Uzimanjem u obzir realnih procesnih uvjeta akumulacijskog spremnika, debljina izolacije smanjena je na 0,22 m što je rezultiralo profitom tijekom 20 godina rada spremnika. Smanjenje debljine izolacije za 0,05 m dovodi do uštede od 25713,44 €, u početnoj investiciji,
- smanjenje debljine toplinske izolacije akumulacijskog spremnika za 0,05 metara ne utječe na temperaturnu stratifikaciju unutar spremnika.

Kod analize utjecaja geometrijskih i procesnih parametara na toplinsku učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja spremnika došlo se do sljedećih zaključaka:

- u slučaju spremnika s geometrijom  $H/D=0,5$  najviša učinkovitost procesa pražnjenja dobiva se s geometrijom difuzora  $D/d=10$  odnosno s difuzorom koji ima najveći promjer,
- u slučajevima spremnika s geometrijom  $H/D=2$  i  $H/D=1$  najviša učinkovitost javlja se kod geometrije difuzora  $D/d=6$  i s povećanjem tog omjera učinkovitost se neznatno smanjuje,
- u slučaju spremnika s geometrijom  $H/D=2$  najviša učinkovitost procesa pražnjenja dobiva se s geometrijom difuzora  $s/d=1$ ,
- u ostala dva slučaja geometrije spremnika  $H/D=1$  i  $H/D=0,5$  s povećanjem omjera  $s/d$  učinkovitost procesa pražnjenja pada,
- kod analize utjecaja količine protoka na učinkovitost procesa punjenja akumulacijskog spremnika najviša učinkovitost javlja se kod najvišeg protoka u svim slučajevima. Sa smanjenjem protoka smanjuje se i učinkovitost procesa,
- najvišu učinkovitost ima spremnik s omjerom  $H/D=2$ , dok se najniža učinkovitost javlja kod spremnika s omjerom  $H/D=0,5$ ,
- kod analize utjecaja količine protoka na učinkovitost procesa pražnjenja akumulacijskog spremnika najviša učinkovitost javlja se kod najnižeg protoka u svim slučajevima geometrije spremnika. S povećanjem protoka učinkovitost procesa se smanjuje.

Validacijom matematičkog modela akumulacijskog stratifikacijskog spremnika otpadne osjetne topline u industriji nafte došlo se do sljedećih zaključaka:

- validacija 3D numeričkog modela izvršena je za proces punjenja i pražnjenja akumulacijskog spremnika. U nedostatku istraživanja na akumulacijskim spremnicima toplinske energije, validacija je provedena s mjerenjima provedenim na akumulacijskom spremniku rashladne energije,
- kod procesa punjenja, odnosno kada je donji difuzor ulazni, model s protokom čiji je  $Re=1732$  daje grešku od 1 % na rubovima termoklina. Povećanjem protoka pogreška varira od 0,6-6 % ovisno o protoku. Kod procesa pražnjenja, odnosno kada je gornji difuzor ulazni, model s protokom čiji je  $Re=3778$  daje pogrešku od 4 % na rubovima termoklina. Povećanjem protoka povećava se i pogreška te varira od 8-10 %.



Usporedbom podataka dobivenih mjerenjem tijekom procesa punjenja spremnika rashladne energije s  $\Delta T=8$  °C s rezultatima numeričkog proračuna procesa pražnjenja spremnika toplinske energije s  $\Delta T=33$  °C, kod istih volumnih protoka, može se zaključiti da numerički model daje fizikalno točna rješenja.

Nakon izvršene validacije matematičkog modela pristupilo se istraživanju toplinskih pojava unutar spremnika i računanju toplinske učinkovitosti:

- toplinska učinkovitost akumulacijskih spremnika 1 i 2 s omjerom između visine i promjera spremnika  $H/D=0,601$  i  $H/D=0,393$  i kod procesa punjenja i procesa pražnjenja prelazi 95 % kada je izlazna temperatura manja odnosno viša za 1°C od ulazne.
- utjecaj količine protoka na toplinsku učinkovitost spremnika 1 i 2 kod izlazne temperature od 96 °C analiziran je za proces pražnjenja. Analiza je pokazala da je bolje držati protok vode na 20-35 % maksimalnog protoka (niski protok) na početku procesa pražnjenja spremnika. Kod vrlo niskih protoka (14,52 % maks. protoka) tijekom cijelog procesa vidljiv je utjecaj provođenja te je učinkovitost spremnika smanjena za 2 % kod Spremnika 2 i 0,9 % kod Spremnika 1, u usporedbi s procesima s maksimalnim protokom (visok protok).
- učinkovitost procesa pražnjenja kod izlazne temperature od 96 °C kod Spremnika 1 varira između 90,4 i 91,29 %, dok kod Spremnika 2 varira između 90,67 i 92,77 %, ovisno o količini protoka.

U nedostatku eksperimentalnih mjerenja pada tlaka na radijalnim pločastim difuzorima akumulacijskih spremnika osjetne topline, validacija 2D matematičkog osnosimetričnog modela provedena je usporedbom podataka eksperimentalnih mjerenja provedenih na radijalnim ventilima kompresora u hermetičkoj izvedbi i rezultata numeričkog proračuna. Rezultati numeričkog proračuna poklapaju se vrlo dobro s podacima dobivenim mjerenjem.

Tri osnovne geometrije radijalnog pločastog difuzora na pad tlaka u difuzoru istraživane su u ovome radu. Može se zaključiti sljedeće:

- provedena je detaljna analiza difuzora s konusnim elementom (COE). Rezultati su pokazali da povećanjem duljine i smanjenjem kuta konusnog elementa, statički pad tlaka se smanjuje,
- također je istražen utjecaj promjene polumjera zakrivljenog elementa (CUE) na pad tlaka u difuzoru. Difuzor s najvećim polumjerom od tri testirana pokazao se kao najbolje rješenje,
- najjednostavniji tip radijalnog pločastog difuzora, u kojem se ulazna cijev direktno zavaruje na stražnju ploču difuzora (SEJ) pokazao se kao najgori, i kod ovog tipa difuzora statički pad tlaka je najveći,
- uspoređujući sve tipove difuzora, kada je udaljenost između prednje i stražnje ploče najmanja, najmanji statički pad tlaka pojavljuje se u difuzoru sa zakrivljenim elementom (CUE). Povećanje udaljenosti između ploča difuzora vodi do točke kod koje se u svim tipovima difuzora generira približno isti pad tlaka,
- kod maksimalne brzine vode, najmanji statički pad tlaka generira se u difuzoru sa zakrivljenim elementom (CUE),
- promjena promjera prednje i stražnje ploče difuzora ne utječe na statički pad tlaka u difuzoru.

Za ispitivanje pada tlaka kod različitih veličina difuzora, razvijena su još dva dodatna modela. Zadržana je geometrijska sličnost svih modela. Vidljiva je velika sličnost u rezultatima, odnosno u ponašanju statičkog pada tlaka u svim modelima. Ukupni pad tlaka povećava se sa smanjenjem nazivnog promjera cijevi.

Uspoređujući rezultate pronađene u literaturi [38-41] u kojima je istraživana utjecaj geometrije difuzora na stupanj temperaturne stratifikacije, s rezultatima dobivenim u ovome radu, može se zaključiti sljedeće:

- najveći stupanj temperaturne stratifikacije postignut je kod difuzora s oštrim spojem (BES\_0), također se s navedenim tipom difuzora (SEJ) dobiva najveći pad tlaka,
- nešto slabiji stupanj temperaturne stratifikacije dobiva se difuzorom sa zakrivljenim elementom (BES\_1), s navedenim tipom difuzora (CUE-R1) dobiva se i nešto manji pad tlaka,
- povećanje polumjera zakrivljenog elementa (BES\_2 bez konusnog elementa) dovodi do smanjenja kvalitete temperaturne stratifikacije, dok se s navedenim tipom difuzora (CUE-R3) postiže najmanji pad tlaka u difuzoru.

Usporedba rezultata dobivenih ovom analizom na akumulacijskim spremnicima velikog volumena s rezultatima iz literature dobivenih analizom akumulacijskih spremnika malog volumena vodi do sljedećih zaključaka:

- kod oba tipa spremnika (s malim i velikim volumenom), povećanje omjera između visine i promjera spremnika vodi do povećanja temperaturne stratifikacije,
- povećanje udaljenosti ulaznog difuzora od vrha spremnika, kod oba tipa spremnika negativno utječe na temperaturnu stratifikaciju i širinu termoklina,
- povećanje temperaturne razlike između ulazne (toplije) i inicijalne (hladnije) vode na početku procesa punjenja, vodi do poboljšanja temperaturne stratifikacije u spremnicima malih volumena, dok kod spremnika velikog volumena kvaliteta temperaturne stratifikacije ostaje ista,
- povećanje volumnog protoka vodi do smanjenja kvalitete temperaturne stratifikacije u spremnicima malog volumena, dok kod spremnika velikog volumena vodi do poboljšanja temperaturne stratifikacije.

Buduća istraživanja akumulacijskih stratifikacijskih spremnika osjetne topline velikog volumena za daljinsko grijanje velikih gradova trebala bi se usmjeriti na oktogonski cijevni difuzor, ali isto tako i na druge tipove difuzora koji će služiti za raspršavanje vode duž spremnika.

Vezano uz spremnik teškog loživog ulja i njegove prenamjene u akumulacijski spremnik toplinske energije, daljnja istraživanja vršit će se na postavljanju cijevne podne grijalice koja se u spremnicima koristi u svrhu održavanja pumpabilnosti teškog loživog ulja. U akumulacijskom spremniku toplinske energije kroz grijalicu može se hladiti kondenzat ili vodena para s različitih razina tlakova iz različitih rafinerijskih procesa. Temperatura hladnije vode u spremniku može se zagrijati do približno 90 °C u procesu punjenja i pražnjenja. U daljnjim istraživanjima radijalnog pločastog difuzora potrebno je odrediti njegov utjecaj na kvalitetu temperaturne stratifikacije i pojavu kavitacije.

## 6 POPIS LITERATURE

- [1] Lin, X., Ling, J., Hwang, Y., Radermacher, R., Kim, B.: *Improvement of variable refrigerant flow system performance using energy saving control strategy and chilled water storage*, Science and Technology for the Built Environment 24 (5), 2018. (doi:10.1080/23744731.2018.1432937)
- [2] Wang, J., Xie, X., Lu, Y., Liu, B., Li, X.: *Thermodynamic performance analysis and comparison of a combined cooling heating and power system integrated with two types of thermal energy storage*, Applied Energy 219, 2018. (doi:10.1016/j.apenergy.2018.03.029)
- [3] Sartor, K., Dewallef, P.: *Integration of heat storage system into district heating networks fed by a biomass CHP plant*, Journal of Energy Storage 15, 2018. (doi:10.1016/j.est.2017.12.010)
- [4] Schuchardt, G. K. (née Bestrzynski), Holler, S.: *Energetic and Exergetic Performance of short term thermal storages in urban district heating networks*, Energy Procedia 116, 2017. (doi:10.1016/j.egypro.2017.05.067)
- [5] Dincer, I., Rosen, M.A.: *Thermal Energy Storage: Systems and Application*, John Wiley & Sons, Chichester, UK, 2011.
- [6] Panthaloorkaran, V., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, H.: *The effects of momentum diffusers and flow guides on the efficiency of stratified hot water seasonal heat stores*, International Journal of Energy Research 32 (10), 2008. (doi:10.1002/er.1403)
- [7] Sarbu, I., Sebarchievici, C.: *Solar Heating and Cooling: Fundamentals, Experiments and Applications*, Elsevier: Oxford, UK, 2016.
- [8] Dr.-Ing. Tim Schmidla; et al.: *Prospective Integration of Renewable Energies with High Capacities Using Combined heat and Power Plants (CHP) with Thermal Storages*, Energy Procedia 99, 2016. (doi: 10.1016/j.egypro.2016.10.119)
- [9] Sartor, K.; Dewallef, P.: *Integration of heat storage system into district heating networks fed by a biomass CHP plant*, Journal of Energy Storage, 15, 2018.
- [10] Atănăsoae, P.; et al.: *Factors which influence the qualification of the electricity production in high efficiency cogeneration for biomass combined heat and power plants*, Procedia Manufacturing 22, 2017.
- [11] Wang, J.; et al.: *Investigation of real-time flexibility of combined heat and power plants in district heating applications*, Applied Energy, 237, 2019.
- [12] Fang, G., Tang, F., Cao, L.: *Dynamic characteristics of cool thermal energy storage systems-a review*, International Journal of Green Energy 13 (1), 2016. (doi:10.1080/15435075.2014.895739)
- [13] Van Asselt, A., Reindl, D. T., Nellis, G. F.: *Policy recommendations for using cool thermal energy storage to increase grid penetration of renewable power sources (1607-RP)*, Science and Technology for the Built Environment 24 (7), 2018. (doi:10.1080/23744731.2017.1415089)
- [14] Zheng, C. Y., Wu, J. Y., Zhai, X. Q., Wang, R. Z.: *A novel thermal storage strategy for CCHP system based on energy demands and state of storage tank*, International Journal of Electrical Power & Energy Systems 85, 2017. (doi:10.1016/j.ijepes.2016.08.008)

- [15] Sarbu, I., Sebarchievici, C.: *A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage*, Sustainability 10, 191, 2018. (doi:10.3390/su10010191)
- [16] Dogan, E., Necdet, A.: *Improved thermal stratification with obstacles placed inside the vertical mantled hot water tanks*, Applied Thermal Engineering 100, 2016. (doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.01.069)
- [17] Bouhal, T., Fertahi, S., Agrouaz, Y., El Rhafiki, T., Kousksou, T., Jamil, A.: *Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study*, Solar Energy 157, 2017. (doi:10.1016/j.solener.2017.08.061)
- [18] Abdelhak, O., Mhiri, H., Bournot, P.: *CFD analysis of thermal stratification in domestic hot water storage tank during dynamic mode*, Building Simulation 8 (4), 2015. (doi:10.1007/s12273-015-0216-9)
- [19] Oshchepkov, M. Yu., Frid, S.: *Thermal Stratification in Storage Tanks of Integrated Collector Storage Solar Water Heaters*, Applied Solar Energy 51 (1), 2015. (doi:10.3103/S0003701X15010107)
- [20] Sun, J., Hua, J., Fu, L., Zhang, S.: *Experimental study of large temperature difference thermal energy storage tank for centralized heating systems*, Thermal Science 22 (1B), 2018. (doi:10.2298/TSCI160720173S)
- [21] Karim, A., Burnett, A., Fawzia, S.: *Investigation of Stratified Thermal Storage Tank Performance for Heating and Cooling Applications*, Energies 11 (5), 1049, 2018. (doi:10.3390/en11051049)
- [22] levers, S., Lin, W.: *Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank*, Applied Energy 86 (12), 2009. (doi:10.1016/j.apenergy.2009.04.010)
- [23] Farmahini-Farahani, M.: *Investigation of four geometrical parameters on thermal stratification of cold water tanks by exergy analysis*, International Journal of Exergy 10 (3), 2012. (doi:10.1504/IJEX.2012.046814)
- [24] Yaïci, W., Ghorab, M., Entchev, E., Hayden, S.: *Three-dimensional unsteady CFD simulations of a thermal storage tank performance for optimum design*, Applied Thermal Engineering 60 (1-2), 2013. (doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.07.001)
- [25] Streckiene, G., Martinaitis, V., Vaitiekunas, P.: *Simulation of thermal stratification in the heat storage for CHP plant*, Environmental engineering, The 8<sup>th</sup> International Conference, Vilnius, Lithuania, 2011.
- [26] Streckiene, G., Miseviciute, V.: *Research of operation modes of heat storage tank in CHP plant using numerical simulation*, Environmental and Climate Technologies 6 (1), 2011. (doi:10.2478/v10145-011-0013-3)
- [27] Musser, A., Bahnfleth, W. P.: *Evolution of temperature distributions in a full-scale stratified chilled water storage tank with radial diffusers*, ASHRAE Transactions 104 (1A), 1998.
- [28] Bahnfleth, W. P., Song, J.: *Constant flow rate charging characteristics of a full-scale stratified chilled water storage tank with double-ring slotted pipe diffusers*, Applied Thermal Engineering 25 (17-18), 2005. (doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.03.013)

- [29] Waluyo, J.: *Simulation model of stratified thermal energy storage tank using finite difference method*, AIP Conference Proceedings 1737, 030002, 2016. (doi:10.1063/1.4949282)
- [30] Hyo Seok Son., Kim, C., Reindl, D., Hong, H.: 2015, *The effect of manifold in liquid storage tank applied to solar combisystem*, Journal of Mechanical Science and Technology 29 (3), (doi:10.1007/s12206-015-0244-5)
- [31] Dragsted, J., Furbo, S., Dennemand, M., Bava, F.: *Thermal stratification built up in hot water tank with different inlet stratifiers*, Solar Energy 147, 2017. (doi:10.1016/j.solener.2017.03.008)
- [32] Corsin, G. et al.: *Horizontal Inlets of Water Storage Tanks With low Disturbance of Stratification*, Journal of Solar Energy Engineering 138, 051011-1, 2016. (doi:10.1115/1.4034228)
- [33] M. A. H. M., Adib et al.: *Computational Analysis on Performance of Thermal Energy Storage (TES) Diffuser*, IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 36, 012015, 2012 (doi:10.1088/1757-899X/36/1/012015)
- [34] Kong, L., Yuan, W., Zhu, N.: *CFD simulations of thermal stratification heat storage water tank with an inside cylinder with openings*, Procedia Engineering 146, 2016 (doi:10.1016/j.proeng.2016.06.419)
- [35] Moncho-Esteve, I. J., Gasque, M., González-Altozano, P., Palau-Salvador, G.: *Simple inlet devices and their influence on thermal stratification in a hot water storage tank*, Energy and Buildings 150, 2017. (doi:10.1016/j.enbuild.2017.06.012)
- [36] Wang, Z., Zhang, H., Dou, B., Huang, H., Wu, W., Wang, Z.: *Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank*, Renewable Energy 111, 2017. (doi:10.1016/j.renene.2017.04.007)
- [37] Al-Habaibeh, A., Shakmak, B., Fanshawe, S.: *Assessment of a novel technology for a stratified hot water energy storage – The water snake*, Applied Energy 222, 2018. (doi:10.1016/j.apenergy.2018.04.014)
- [38] Findeisen, F., Urbaneck, T., Platzer, B.: *Radial diffusers – Simulation of three-dimensional flow effects with CFD (Part 1)*, Chemie Ingenieur Technik 90 (7), 2018. (doi:10.1002/cite.201700023)
- [39] Findeisen, F., Urbaneck, T., Platzer, B.: *Radial diffusers – Simulation of three-dimensional flow effects with CFD (Part 2)*, Chemie Ingenieur Technik 90 (7), 2018. (doi:10.1002/cite.201700070)
- [40] Findeisen, F., Urbaneck, T., Platzer, B.: *Radial diffusers – Simulation of three-dimensional flow effects with CFD (Part 3)*, Chemie Ingenieur Technik 90 (8), 2018. (doi:10.1002/cite.201700126)
- [41] Urbaneck, T., Findeisen, F., Mücke, J. M., et al.: *Oberirdische Speicher in Segmentbauweise für Wärmeversorgungssysteme-OBSERW*, Technical Report, 2019. (available on request: <https://www.obserw.de/>, accessed: 02.02.2020.)
- [42] Findeisen, F., Urbaneck, T., Platzer, B.: *Radial diffusers in stratified hot water stores: geometry optimization with CFD*, ISES Solar World Conference 2017 and the IEA SHC Solar Heating and Cooling Conference for Buildings and Industry 2017, 2017. (doi:10.18086/swc.2017.13.04)

- [43] Urbaneck, T., Findeisen, F., Mücke, J. M., Platzer, B., Gerschitzka, M., Lang, S., Bestenlehner, D., Drück, H., Herrmann, T., Beyer, R.: *Development of overground hot water stores in segmental construction for solar and district heating systems within the project OBSERW*, SWC 2017 / SHC 2017 / ISES Conference Proceedings (2017), 2017. (doi:10.18086/swc.2017.13.11)
- [44] <https://docplayer.net/24110118-Ispitivanje-i-pustanje-u-pogon-akumulatora-topline-750-mwht-150-mwt-u-godini-zagreb-damir-kopjar-damir-bozicevic-ivan-kobasic.html>
- [45] Gvozdenac, D., Gvozdenac Urošević, B., Menke, C., Urošević, D., Bangviwat, A.: *High efficiency cogeneration: CHP and non-CHP energy*, Energy 135, 2017. (doi:10.1016/j.energy.2017.06.143)
- [46] Šarović, K., Abrashi, A., Božičević, D.: *Modelling and Analysis of Thermal Energy Storage Implementation in the District Heating Systems of the City of Zagreb*, International Journal of Contemporary ENERGY, Vol. 2, No. 1, 2016. (doi:10.14621/ce.201601009)
- [47] Maifredi, C., Puzzi, L., Beretta, G.P.: *Optimal power production scheduling in a complex cogeneration system with heat storage*, Proc. of the 35th Intersociety energy conversion engineering conference, Las Vegas, 2000. (doi:10.1109/IECEC.2000.870902)
- [48] Bogdan, Ž., Kojar, D.: *Improvement of the cogeneration plant economy by using heat accumulator*, Energy 31 (13), 2006. (doi:10.1016/j.energy.2006.01.012)
- [49] Streckienė, G., Martinaitis, V., Andersen, A.N., Katz, J.: *Feasibility of CHP-plants with thermal stores in the German spot market*, Applied Energy 86 (11), 2009. (doi:10.1016/j.apenergy.2009.03.023)
- [50] Kostowski, W., Skorek, J.: *Thermodynamic and Economic Analysis of Heat Application in Cogeneration Systems*, International journal of energy research 29, 2005. (doi:10.1002/er.1052)
- [51] Homan, K., Sohn, C., Soo, S.: *Thermal performance of stratified chilled water storage tanks*, HVAC&R Research 2 (2), 1996. (doi:10.1080/10789669.1996.10391341)
- [52] Ehtiwesh, I.A.S., Sousa, A.C.M.: *Numerical model for the thermal behavior of thermocline storage tanks*, Heat and Mass Transfer 54, 2018. (doi:10.1007/s00231-017-2181-6)
- [53] Bahnfleth, W. P., Musser, A.: *Thermal performance of a full-scale stratified chilled-water thermal storage tank*, ASHRAE Transactions 104 (2), 1998.
- [54] Tran, N., Kreider, J., Brothers, P.: *Field measurements of chilled water storage thermal performance*, ASHRAE Transactions 95 (1), 1989.
- [55] Wildin, M., Truman, C.: *Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks, part I: Scale model tank*, ASHRAE Transactions 95 (1B), 1989.
- [56] Bahnfleth, W.P., Song, J., Cimbala, J.M.: *Measured and modeled charging of a stratified chilled water thermal storage tank with slotted pipe diffusers*, HVAC&R Research 9 (4), 2003. (doi:10.1080/10789669.2003.10391081)
- [57] ASHRAE Handbook – *HVAC Systems and Equipment*, ASHRAE, 2012.
- [58] Woods, P., Overgaard, J.: *1-Historical development of district heating and characteristics of a modern district heating system*. U: Wiltshire, R. ur. Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems Elsevier, 2016. (doi:10.1016/B978-1-78242-374-4.00001-X)

- [59] Fahl, U., Dobbins, A.: *29-District Heating in Europe: Opportunities for Energy Savings, Business, and Jobs*. U: Welsch, M et.al. ur. *Europe's Energy Transition: Insights for Policy Making*, 2017. (doi:10.1016/B978-0-12-809806-6.00029-8)
- [60] Nussbaumer, T., Thalmann, S., *Status report on district heating systems in IEA countries*, 2014.
- [61] Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J. E.: *4th Generation District Heating (4GDH) Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems*, Energy, 2014, (doi:10.1016/j.energy.2014.02.089)
- [62] Lund, H., Duic, N., Østergaard, P. A., Mathiesen, V. B.: *Smart energy systems and 4th generation district heating*, Energy, 2016. (doi:10.1016/j.energy.2016.07.105)
- [63] Buffa, S., Cozzini, M., D'Antoni, M., Baratieri, M., Fedrizzi, R.: *5th generation district heating and cooling systems: A review of existing cases in Europe*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019. (doi:10.1016/j.rser.2018.12.059)
- [64] Werner, S.: *International review of district heating and cooling*, Energy, 2017. (doi:10.1016/j.energy.2017.04.045)
- [65] Bürger, V., Steinbach, J., Kranzl, L., Müller, A.: *Third party access to district systems – Challenges for the practical implementation*, Energy Policy, 2019. (doi:10.1016/j.enpol.2019.06.050)
- [66] Wojdyga, K., Chorzelski, M.: *Chances for Polish district heating systems*, Energy Procedia 116, 2017. (doi:10.1016/j.egypro.2017.05.059)
- [67] Zeman, J., Werner, S.: *District heating system ownership guide*. IEE DHCAN Project. IEE DHCAN Project. Watford. 2004.
- [68] Li, H., Sun, Q., Zhang, Q., Wallin, F.: *A review of the pricing mechanism for district heating systems*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. (doi:org/10.1016/j.rser.2014.10.003)
- [69] Lončar, D., Ridjan, I.: *Medium term development prospects of cogeneration district heating systems in transition country-Croatian case*, Energy, 2012. (doi:10.1016/j.energy.2012.07.025)
- [70] *Cogeneration and district heating: Best Practices for Municipalities*, Energy Charter Secretariat, 2006.
- [71] Prodanuks, T., Blumberga, D.: *Methodology of municipal energy plans. Priorities for sustainability*, Energy Procedia, 2018. (doi:10.1016/j.egypro.2018.07.076)
- [72] Kostevšek, A., Petek, J., Čuček, L., Pivec, A.: *Conceptual design of a municipal energy and environmental system as an efficient basis for advanced energy planning*, Energy, 2013. (doi:10.1016/j.energy.2013.07.044)
- [73] Brinker, L., Satchwell, J. A.: *A comparative review of municipal energy business models in Germany, California, and Great Britain: Institutional context and forms of energy decentralization*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019. (doi:10.1016/j.rser.2019.109521)

- [74] Djørup, S., Sperling, K., Nielsen, S., Østergaard, P. A., Thellufsen, J. Z., Sorknæs, P., Lund, H., Drysdale, D.: *District Heating Tariffs, Economic Optimisation and Local Strategies during Radical Technological Change*, Energies, 2020. (doi:10.3390/en13051172)
- [75] Grundhal, L., Nielsen, S., Lund, H., Möller, B.: *Comparison of district heating expansion potential based on consumer-economy or socio-economy*, Energy, 2016. (doi:10.1016/j.energy.2016.05.094)
- [76] Poggi, F., Firmino, A., Amado, M.: *Assessing energy performances: A step toward energy efficiency at the municipal level*, Sustainable Cities and Society, 2017. (doi:10.1016/j.scs.2017.05.014)
- [77] Scheller, F., Bruckner, T.: *Energy system optimization at the municipal level: An analysis of modeling approaches and challenges*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019. (doi:10.1016/j.rser.2019.02.005)
- [78] Volkova, A., Mašatin, V., Siirde, A.: *Methodology for evaluating the transition process dynamics towards 4th generation district heating networks*, Energy, 2018. (doi:10.1016/j.energy.2018.02.123)
- [79] Lund, H.: *Renewable Energy Systems – A Smart Energy Systems Approach to the Choice and Modeling of 100 % Renewable Solutions*. 2nd ed. Academic Press; 2014.
- [80] Lund, H., Østergaard, P. A., Connolly, D., Ridjan, I., Mathiesen, V. B., Hvelplund, F., Thellufsen, Z. J., Sorknæs, P.: *Energy Storage and Smart Energy Systems*, International Journal of Sustainable Energy Planning and Management, Vol 11, 2016. (doi:10.5278/ijsepm.2016.11.2)
- [81] Alva, G., Lin, Y., Fang, G.: *An overview of thermal energy storage systems*, Energy, 2017. (doi:10.1016/j.energy.2017.12.037)
- [82] Rämä, M., Leurent, M., Devezeaux de Lavergne J-G.: *Flexible nuclear cogeneration plant combined with district heating and large-scale heat storage*, Energy, 2020. (doi:10.1016/j.energy.2019.116728)
- [83] Guelpa, E., Verda, V.: *Thermal energy storage in district heating and cooling systems: A review*, Applied Energy, 2019. (doi:10.1016/j.apenergy.2019.113474)
- [84] Kocijel, L., Mrzljak, V., Glažar, V.: *Numerical analysis of geometrical and process parameters influence on temperature stratification in a large volumetric heat storage tank*, Energy 194, 116878, 2020. (doi:10.1016/j.energy.2019.116878)
- [85] Versteeg, H. K., Malalasekera, W.: *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*, 2<sup>nd</sup> edition, Pearson Education Limited, 2007.
- [86] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., DeWitt, D. P.: *Fundamentals of heat and Mass Transfer*, 7<sup>th</sup> edition, John Wiley & Sons, 2011.
- [87] [www.worldweatheronline.com/hvide-sande-weather-istory/midtjylland/dk.aspx](http://www.worldweatheronline.com/hvide-sande-weather-istory/midtjylland/dk.aspx), (viđeno: 10.06.2019.)
- [88] *Quarterly Report on European Electricity Markets*, European Commission, Market Observatory for Energy, DG Energy, 11 (2), 2018.
- [89] *Statistical Yearbook of the City of Zagreb for 2016*, Kerschhoffset Zagreb d.o.o.



- [90] Mahapatra, D.: *A Review on Steam Coal Analysis-Calorific Value*, American International journal of Research in Science, Technology, Engineering & Mathematics 16-138, 2016. (doi:10.13140/RG.2.2.23977.49762)
- [91] Bujalski, W., Badyda, K., Rosinski, K.: *Analysis of Operation of heat Accumulator in Large-Scale Combined heat and Power Plant*, International Journal of Contemporary ENERGY 1 (2), 2015. (doi:10.14621/ce.20150202)
- [92] Rawlings, O.J., Pantula, G.S., Dickey, A.D.: *Applied Regression Analysis: A Research Tool*, Second Edition, Springer 2<sup>nd</sup> edition (ISBN 0-387-98454-2)
- [93] Mullinger, P., Jenkins, B.: *Industrial and Process Furnaces-Principles, Design and Operation*, Elsevier, 2008
- [94] Dvornik, J., Dvornik, S.: *Operational Reliability of the Rotary Cup Burner Type Saacke-SKV 60 of Marine Boiler*, Transactions on maritime science, 2013, (doi:10.7225/toms.v02.n01.003)
- [95] Schneider, D. R., Bogdan, Ž.: *Effect of heavy fuel oil/natural gas co-combustion on pollutant generation in retrofitted power plant*, Applied Thermal Engineering, 2006. (doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.12.017)
- [96] Pakere, I., Purina, D., Blumberga, D., Bolonia, A.: *Evaluation of thermal energy storage capacity by heat load analyses*, Energy Procedia 95, 2016. (doi:10.1016/j.egypro.2016.09.040)
- [97] Kocijel, L., Mrzljak, V., Glažar, V.: *Conversion of a medium heavy heating oil tank into a heat storage tank*, Heat and Mass Transfer, Springer, 2019. (doi:10.1007/s00231-019-02751-6)
- [98] Kocijel, L., Mrzljak, V., Glažar, V.: *Pressure drop in large volumetric heat storage tank radial plate diffuser*, Journal of Energy Storage, 2020. (doi: 10.1016/j.est.2020.101350)
- [99] European Council, *Conclusions from the 23 and 24 October 2014 meeting*, EUCO 169/14, 2014.
- [100] Lygnerud, K., Werner, S.: *Risk assessment of industrial excess heat recovery in district heating systems*, Energy, 2018. (doi:10.1016/j.energy.2018.03.047)
- [101] Thollander, P., Svensson, I.L., Trygg, L.: *Analyzing variables for district heating collaborations between energy utilities and industries*, Energy, 2010. (doi: 10.1016/j.energy.2010.05.009)
- [102] Grönkvist, S., Sandberg, P.: *Driving forces and obstacles with regard to cooperation between municipal energy companies and process industries in Sweden*, Energy Policy, 2006. (doi: 10.1016/j.enpol.2004.11.001)
- [103] Weinberger, G., Amiri, S., Moshfegh, B.: *On the benefit of integration of a district heating system with industrial excess heat: An economic and environmental analysis*, Applied Energy, 2017. (doi: 10.1016/j.apenergy.2017.01.093)
- [104] Johnson, I., Choate, W.T., Davidson, A.: *Waste heat recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. Laurel: BCS, Incorporated; 2008.

- [105] European Commission. *Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. An EU Strategy on Heating and Cooling 2016*;51:1-13.
- [106] Ziemele, J., Kalnins, R., Vigants, G., Vigants, E., Veidenbergs, I.: *Evaluation of the industrial waste heat potential for its recovery and integration into a fourth generation district heating system*, Energy Procedia, 2018. (doi: 10.1016/j.egypro.2018.07.098)
- [107] Lund, H., Duic, N., Østergaard, P.A., Mathiesen, B.V.: *Future District Heating Systems and Technologies: On the role of Smart Energy Systems and 4<sup>th</sup> Generation District Heating*, Energy, 2018, (doi: 10.1016/j.energy.2018.09.115)
- [108] Wang, J., Wang, Z., Zhou, D., Sun, K.: *Key issues and novel optimization approaches of industrial waste heat recovery in district heating systems*, Energy, 2019. (doi: 10.1016/j.energy.2019.116005)
- [109] Choi, Soon-Ho., Kim, S., Choi, J., Park, Ji-Tae., Jeong, H.: *Optimum angles of non-standard diffusers and reducers for engineering application*, Journal of Mechanical Science and Technology 33, 2019. (doi: 10.1007/s12206-019-0924-7)
- [110] Rosa, S., Pinho, F.T.: *Pressure drop coefficient of laminar Newtonian flow in axisymmetric diffusers*, International Journal of Heat and Fluid Flow 27, 2006. (doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2005.09.003)
- [111] Brennen, E. C.: *Cavitation and Bubble Dynamics*, Oxford Engineering Science Series, Oxford University Press, 1995.
- [112] Terentiev, G. A., Kirschner, N. I., Uhlman, S. J.: *The Hydrodynamics of Cavitating Flows*, Backbone Publishing Company, First edition, 2011.
- [113] Young, R. F.: *Cavitation*, Imperial College Press, UK, 2000.
- [114] Franc, J.-P., Michel, J.-M.: *Fundamentals of Cavitation*, Springer, Dordrecht, 2005. (doi:10.1007/1-4020-2233-6)
- [115] Hlebnikov., A, Siirde, A, Paist, A.: *Basic of optimal design of district heating pipelines diameters and design examples of Estonian old non-optimised district heating networks*, Doctoral school of energy-and geo-technology, 2007
- [116] Pan, O. M-Du., Woods, P., Hanson-Graville, R.: *Optimising pipe sizing and operating temperatures for district heating networks to minimise operational energy consumption*, Journal of Building Services Engineering Research & Technology 40 (2), 2018. (doi: 10.1177/0143624418802590)
- [117] Ikarashi, Y., Fujisawa, N.: *Mass transfer measurements and flow separation behavior in a 90° short elbow*, International Journal of Heat and Mass Transfer 136, 2019. (doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.076)
- [118] Saha, S. K., Nandi, N.: *Numerical study about the change in flow separation and velocity distribution in a 90° pipe bend with/without guide vane conditions*, International Journal of Technology 4, 2017. (doi: 10.14716/ijtech.v8i4.6381)

- [119] ISA Considerations for evaluating control valve cavitation, ISA-RP75.23-1995. (available online: <https://www.isa.org/>, accessed: 30.01.2020.)
- [120] Sigloch, H.: *Technische Fluidmechanik*, Springer, Berlin, 2005. (doi:10.1007/3-540-35002-0)
- [121] Simpson, A., Ranade, V. V.: *Modelling of Hydrodynamic Cavitation with orifice: Influence of different orifice designs*, Chemical Engineering Research and Design 136, 2018. (doi:10.1016/j.cherd.2018.06.014)
- [122] Amromin, E. L.: *Prediction of cavitation inception in slots*, International Journal of Multiphase Flow 119, 2019. (doi:10.1016/j.ijmultiphaseflow.2019.07.017)
- [123] Liang, J., Luo, X., Liu, Y., Li, X., Shi, T.: *A numerical investigation in effects of inlet pressure fluctuations on the flow and cavitation characteristics inside water hydraulic poppet valves*, International Journal of Heat and Mass Transfer 103, 2016. (doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.112)
- [124] Yuan, C., Song, J., Zhu, L., Liu, M.: *Numerical investigation on cavitating jet inside a poppet valve with special emphasis on cavitation-vortex interaction*, International Journal of Heat and Mass Transfer 141, 2019. (doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.06.105)
- [125] Bernad, S., Romeo, S-R., Muntean, S., Ioan, A.: *Cavitation phenomena in hydraulic valves. Numerical modelling*, Proceedings of the Romanian Academy, Series A, Vol. 8, 2007.
- [126] Washio, S., Takahashi, S., Uemura, K., Iwamoto, T., Ogata, T.: *Singular properties of flow separation as a real cause of cavitation inception*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 222, 2008. (doi:10.1243/09544062JMES835)
- [127] Amromin, E.: *Prediction of cavitation inception within regions of flow separation*, Journal of Fluids Engineering 140 (1), FE-17-1082, 2018. (doi:10.1115/1.4037505)
- [128] Kim, K.-H., Chahine, G., Franc, J.-P., Karimi, A.: *Advanced experimental and numerical techniques for cavitation erosion prediction*, Springer Netherlands, 2014. (doi:10.1007/978-94-017-8539-6)
- [129] Oshima, S., Leino, T., Linjama, M., Koskinen, K. T., Vilenius, J. M.: *Effect of Cavitation in Water Hydraulic Poppet Valves*, International Journal of Fluid Power 2 (3), 2014. (doi:10.1080/14399776.2001.10781115)
- [130] ASME B 36.10 M-1996 (available online: <https://tubingchina.com/ASME-B36.10M.pdf>, accessed: 30.01.2020.)
- [131] Anhê Jr., S. A.: *Numerical and experimental investigation of hermetic compressor valve flow*, Master Dissertation in Mechanical Engineering, Area of Thermal Sciences, Paulista „Júlio de mesquita filho“, State University, 2010. (in Portuguese)
- [132] Deschamps, C. J., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T.: *Application of the k-ε Model to Turbulent Flow in Compressor Valves*, Proc. 2nd Brazilian Thermal Science Meeting, São Paulo, p. 259-262, 1988. (in Portuguese)
- [133] Deschamps, C. J., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T.: *Turbulent Flow modelling in Presence of Stagnation, Recirculation, Acceleration and Adverse Pressure Gradient*, Proc. X Brazilian Congress of Mechanical Engineering Rio de Janeiro, RJ, 1989. (in Portuguese)

- [134] Deschamps, C. J., Ferreira, R. T. S., Prata, A. T.: *Turbulent Flow Through Reed Type Valves of Reciprocating Compressors*, International Compressor Engineering Conference 1996, Paper 1135, 1996.
- [135] Cocco Mariani, V., Toubes Prata, A., Deschamps, C. J.: *Numerical analysis of fluid flow through radial diffusers in the presence of a chemfer in the feeding orifice with a mixed Eulerian-lagrangian method*, Computers & Fluids 39 (9), 2010. (doi:10.1016/j.compfluid.2010.06.003)
- [136] R. T. S. Ferreira, C. J. Deschamps, A. T. Prata, *Pressure Distribution Along Valve Reeds of Hermetic Compressors*, Experimental Thermal and Fluid Science 2 (2), 1989. (doi:10.1016/0894-1777(89)90034-4)
- [137] Ansys Fluent Theory Guide, Ansys Inc., 2013.
- [138] Salim, M.S., Cheah, S.C.: *Wall y+ strategy for Dealing with wall-bounded Turbulent flows*, Proceedings of the international multiconference of engineers and computer scientists 2009, Vol II, Hong Kong, 2009.
- [139] Launder, B.E., Spalding, D.B.: *The Numerical Computation of Turbulent Flows*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3 (2), 1974. (doi:10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- [140] Byron Bird, R., Stewart, W. E., Lightfoot, E. N.: *Transport Phenomena*, 2<sup>nd</sup> edition, John Wiley & Sons, 2007.
- [141] Papaevangelou, G., Evangelides, C., Tzimopoulos, C.: *A new explicit relation for friction coefficient in the Darcy-Weisbach equation*, Proc. Tenth Conf. Protection and Restoration of the Environment-PRE10, 2010.
- [142] Musser, A., Bahnfleth, W. P.: *Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage, Tanks with radial diffusers: Part 1-model development and validation*, HVAC&R Research 7 (1), 2001. (doi:10.1080/10789669.2001.10391428)
- [143] Herwig, A., Umbreit, L., Rühling, K.: *Measurement-based modelling of large atmospheric heat storage tanks*, Energy Procedia 149, 2017. (doi:10.1016/j.egypro.2018.08.182)
- [144] Khan, F., Savilonis, B. J.: *Plate Diffuser Performance in Spherical Tank Thermocline Storage System*, Journal of Energy Resources Technology 138, 052006-1, 2016. (doi:10.1115/1.4033503)
- [145] Jannatabadi, M., Taherian, H.: *An experimental study of influence of hot water consumption rate on the thermal stratification inside a horizontal mantle storage tank*, Heat and Mass transfer 48, 2012. (doi:10.1007/s00231-011-0958-6)

## LISTA SIMBOLA

### Latinični simboli

varijabla	definicija, jedinica
$A$	površina, $m^2$
$c$	specifična duljina izrezanog komada cijevi, m
$C$	kapacitet, kWh
$c_p$	specifična topline kod konstantnog tlaka, J/kgK
$D$	promjer, m
$d$	promjer, m
$H_d$	donja ogrijevna moć goriva, MJ/kg
$f$	Darcy-Weisbach faktor trenja
$Fr$	Froude-ov broj
$FoM_{1/2}$	procjena valjanosti pola ciklusa, %
$g$	gravitacijsko ubrzanje, $m/s^2$
$H$	visina, m
$l$	duljina kružnog luka, m
$L1$	duljina cijevi, m
$L2$	duljina konusnog elementa, m
$h$	udaljenost difuzora od vrha spremnika, m
$k$	kinetička energija po jedinici mase, J/kg
$\dot{m}$	maseni protok, kg/s
$M$	masa vode u spremniku, kg
$p$	tlak, Pa
$p_s$	statički tlak, Pa
$P$	opseg, m
$\dot{Q}$	toplinski učin, W
$\dot{q}$	toplinski tok, $W/m^2$
$R$	polumjer, m
$r$	polumjer, m
$Re$	Reynolds-ov broj
$Ri$	Richardson-ov broj
$s$	razmak između prednje i stražnje ploče difuzora, m
$T$	temperatura, °C
$t$	vrijeme, s
$U$	glavna komponenta brzine, m/s
$v$	brzina, m/s
$v_r$	radijalna brzina, m/s

varijabla	definicija, jedinica
$v_x$	aksijalna brzina
$\dot{V}$	volumni protok, m <sup>3</sup> /h, l/s
$V$	volumen, m <sup>3</sup>
$Z$	bezdimenzijska visina
$z_y$	visina spremnika u određenoj točki, m
$y^+$	bezdimenzijska udaljenost

#### Grčki simboli

varijabla	definicija, jedinica
$\alpha$	koeficijent prijelaza topline, W/m <sup>2</sup> K
$\alpha$	kut konusnog elementa, °
$\theta$	bezdimenzijska temperatura
$\varepsilon$	omjer disipacije kinetičke energije, m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>
$\omega$	kut izrezanog komada cijevi, °
$\eta$	učinkovitost
$\delta$	debljina izolacije, m
$\lambda$	toplinska vodljivost, W/mK
$\nu$	kinematski viskozitet, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	gustoća, kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	dinamički viskozitet, Pa·s
$\tau$	tenzor naprezanja, Pa
$\tau_w$	smično naprezanje, Pa

## **LISTA KRATICA**

kratica	definicija, jedinica
SEJ	difuzor s oštrim elementom
COE	difuzor s konusnim elementom
CUE	difuzor s zakrivljenim elementom
HLC	troškovi toplinskih gubitaka, €
CP	cijena ugljena, €/t
IW	cijena postavljanja izolacije, €
IP	cijena toplinske izolacije, €/m <sup>2</sup>

## LISTA SLIKA

<b>Slika 1.1.</b>	Utjecaj udaljenosti difuzora od vrha spremnika malog volumena na temperaturnu stratifikaciju [24]_____	5
<b>Slika 1.2.</b>	Utjecaj omjera visine i promjera spremnika malog volumena na temperaturnu stratifikaciju [24]_____	5
<b>Slika 1.3.</b>	Temperaturna stratifikacija unutar difuzora BES_1 _____	8
<b>Slika 1.4.</b>	Temperaturna stratifikacija unutar difuzora BES_2 [39]_____	8
<b>Slika 1.5.</b>	Temperaturna stratifikacija unutar difuzora BES_2 sa konusnim elementom [39]_____	9
<b>Slika 1.6.</b>	Temperaturna stratifikacija uzrokovana difuzorima BES_0, BES_1 i BES_2 [39]_____	9
<b>Slika 1.7.</b>	Utjecaj geometrije difuzora (BES_0 i BES_1), na kvalitetu protoka [41]_____	10
<b>Slika 1.8.</b>	Utjecaj postavljanja uzdužnih pregrada na kvalitetu protoka u radijalnom pločastom difuzoru [41]_____	10
<b>Slika 1.9.</b>	Utjecaj postavljanja poprečnih pregrada na kvalitetu protoka u radijalnom pločastom difuzoru [41]_____	11
<b>Slika 1.10.</b>	Prikaz lokalnog pada tlaka u radijalnom pločastom difuzoru kod procesa pražnjenja spremnika [42]_____	11
<b>Slika 2.1.</b>	Sistematizacija i karakterizacija velikih spremnika tople vode, [43]_____	14
<b>Slika 2.2.</b>	Fluidi unutar spremnika_____	15
<b>Slika 2.3.</b>	Glavni priključci akumulacijskog stratifikacijskog spremnika osjetne topline_____	16
<b>Slika 2.4.</b>	Ugradnja akumulacijskog spremnika u kogeneracijsko post._____	17
<b>Slika 2.5.</b>	Raspodjela bezdimenzijske temperature u ovisnosti o bezdimenzijskoj visini akumulacijskog spremnika_____	19
<b>Slika 2.6.</b>	Akumulacijski stratifikacijski spremnik s radijalnim pločastim difuzorom [55]_____	21
<b>Slika 2.7.</b>	Tlocrt i detalji tipičnog oktagonskog cijevnog perforiranog difuzora [58]_____	21
<b>Slika 3.1.</b>	Toplina isporučena u sve sustave daljinskog grijanja u svijetu 1990-2014 [64]_____	23
<b>Slika 3.2.</b>	Toplina isporučena u sve sustave daljinskog grijanja u EU 1990-2014 [64] _____	23
<b>Slika 3.3.</b>	Vlasnička struktura na glavnim tržištima daljinskog grijanja u Europi prema broju kompanija (2008-2016), reproducirano iz [65]_____	24
<b>Slika 3.4.</b>	Integrirani pametni energetske sustavi [80] _____	26
<b>Slika 3.5.</b>	Karakteristična domena dvodimenzionalnih osnosimetričnih numeričkih modela spremnika s rubnim uvjetima a) bez izolacije, b) s izolacijom_____	28



<b>Slika 3.6.</b>	Aproksimacija difuzora_____	29
<b>Slika 3.7.</b>	Mreža numeričkog modela-gornji difuzor spremnika_____	31
<b>Slika 3.8.</b>	Promjena u količini volumnog protoka tijekom procesa punjenja u kogeneracijskom postrojenju Hvide Sande [26]_____	32
<b>Slika 3.9.</b>	Punjenje spremnika-utjecaj promjene u gustoći mreže duž visine spremnika-visoki protok_____	33
<b>Slika 3.10.</b>	Punjenje spremnika-utjecaj promjene u gustoći mreže duž radijusa spremnika-visoki protok_____	33
<b>Slika 3.11.</b>	Punjenje spremnika-utjecaj promjene vremenskog koraka-visoki protok_____	34
<b>Slika 3.12.</b>	Punjenje spremnika nakon 6 sati-niski protok_____	35
<b>Slika 3.13.</b>	Usporedba rezultata vertikalne distribucije temperature ovoga rada s Streckiene i ost.: a) visoki protok, b) niski protok_____	35
<b>Slika 3.14.</b>	Utjecaj oblika spremnika na temperaturnu stratifikaciju za različite protoke vode: a) 250 m <sup>3</sup> /h, b) 500 m <sup>3</sup> /h, c) 1500 m <sup>3</sup> /h, d) 3000 m <sup>3</sup> /h_____	37
<b>Slika 3.15.</b>	Utjecaj protoka vode na temperaturnu stratifikaciju za različite omjere visine i promjera spremnika: a) $H/D = 0,5$ , b) $H/D = 1$ , c) $H/D = 2$ _____	38
<b>Slika 3.16.</b>	Utjecaj temperaturne razlike između toplije i hladnije vode na temperaturnu stratifikaciju za različite omjere visine i promjera spremnika: a) $H/D = 0,5$ , b) $H/D = 1$ , c) $H/D = 2$ _____	39
<b>Slika 3.17.</b>	Utjecaj udaljenosti difuzora od vrha spremnika na temperaturnu stratifikaciju za različite omjere između visine i promjera spremnika: a) $H/D = 0,5$ , b) $H/D = 1$ , c) $H/D = 2$ _____	41
<b>Slika 3.18.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=0,5$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1 m, b) 2,5 m u periodu od 4-12 min_____	42
<b>Slika 3.19.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=0,5$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1m, b) 2,5 m u periodu od 16-44 min_____	43
<b>Slika 3.20.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=0,5$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1m, b) 2,5 m u periodu od 52-100 min_____	44
<b>Slika 3.21.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=1$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1m, b) 2,5 m u periodu od 4-16 min_____	45
<b>Slika 3.22.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=1$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1m, b) 2,5 m u periodu od 24-60 min_____	46
<b>Slika 3.23.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=2$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1m, b) 2,5 m u periodu od 4-16 min_____	47

<b>Slika 3.24.</b>	Raspodjela temperature u °C i početak stvaranja termoklina u spremniku sa omjerom $H/D=2$ za udaljenost difuzora od vrha spremnika: a) 1m, b) 2,5 m u periodu od 24-48 min_____	48
<b>Slika 3.25.</b>	Poprečni presjek izoliranog spremnika_____	50
<b>Slika 3.26.</b>	Debljina izolacije u ovisnosti o troškovima postavljanja izolacije, troškovima toplinskih gubitaka i ukupnim troškovima_____	51
<b>Slika 3.27.</b>	Volumni protok vode za siječanj, travanj i kolovoz _____	51
<b>Slika 3.28.</b>	Temperatura povratne vode za siječanj, travanj i kolovoz_____	52
<b>Slika 3.29.</b>	Toplinski gubici kroz plašt spremnika za debljinu izolacije 0,27 m a) siječanj, b) travanj, c) kolovoz_____	53
<b>Slika 3.30.</b>	Prosječni toplinski gubici kroz izolaciju plašta spremnika debljine 0,27 m_____	53
<b>Slika 3.31.</b>	Toplinski gubici kroz plašt spremnika za debljinu izolacije 0,22 m a) siječanj, b) travanj, c) kolovoz_____	54
<b>Slika 3.32.</b>	Prosječni toplinski gubici kroz izolaciju plašta spremnika debljine 0,22 m_____	55
<b>Slika 3.33.</b>	Proces pražnjenja spremnika za različite debljine izolacije a) siječanj, b) travanj, c) kolovoz_____	56
<b>Slika 3.34.</b>	Akumulacijski spremnik topline u TE-TO Zagreb_____	57
<b>Slika 3.35.</b>	Grafičko sučelje SCADA sustava akumulacijskog spremnika u TE-TO Zagreb_____	59
<b>Slika 3.36.</b>	Položaj temperaturnih osjetnika duž visine spremnika_____	60
<b>Slika 3.37.</b>	Promjena protoka vode u vremenu – pražnjenje spremnika_____	60
<b>Slika 3.38.</b>	Promjena ulazne temperature vode u vremenu – pražnj. spr._____	61
<b>Slika 3.39.</b>	Promjena protoka vode u vremenu – punjenje spremnika_____	61
<b>Slika 3.40.</b>	Promjena ulazne temperature vode u vremenu – punj. spr._____	62
<b>Slika 3.41.</b>	Validacija procesa pražnjenja akumulacijskog spremnika u TE-TO Zagreb_____	62
<b>Slika 3.42.</b>	Krivulje dobivene regresijskom metodom namanjih kvadrata iz podataka mjerenja_____	63
<b>Slika 3.43.</b>	Validacija procesa punjenja akumulacijskog spremnika u TE-TO Zagreb_____	64
<b>Slika 3.44.</b>	Utjecaj omjera $D/d$ na učinkovitost procesa pražnj. spremnika_____	65
<b>Slika 3.45.</b>	Utjecaj omjera $D/d$ na širinu termoklina nakon 10 min. pražnjenja za $H/D$ a) 0,5, b) 1, c) 2_____	67
<b>Slika 3.46.</b>	Izlazna temperatura vode kod različitog omjera $D/d$ za $H/D$ a) 0,5, b) 1, c) 2_____	68
<b>Slika 3.47.</b>	Utjecaj omjera $s/d$ na učinkovitost procesa pražnj. spremnika_____	68

<b>Slika 3.48.</b>	Utjecaj omjera $s/d$ na širinu termoklina nakon 10 min. pražnjenja za $D/d=4$ i $H/D$ a) 0,5, b) 1, c) 2	70
<b>Slika 3.49.</b>	Utjecaj omjera $s/d$ na izlaznu temperaturu vode za $D/d=4$ i $H/D$ a) 0,5, b) 1, c) 2	71
<b>Slika 3.50.</b>	Utjecaj geometrije gornjeg difuzora na brzinu strujanja izlazne tople vode, a) $H/D=2$ , $D/d=10$ , $s/d=0,25$ b) $H/D=2$ , $D/d=4$ , $s/d=0,25$ c) $H/D=2$ , $D/d=4$ , $s/d=1$	72
<b>Slika 3.51.</b>	Utjecaj protoka procesa punjenja na učinkovitost spremnika	72
<b>Slika 3.52.</b>	Utjecaj protoka procesa pražnjenja na učinkovitost spremnika	73
<b>Slika 4.1.</b>	Shematski prikaz spremnika teškog loživog ulja s parnom grijalicom na dnu spremnika	75
<b>Slika 4.2.</b>	Shematski prikaz karakterističnog presjeka radijalnog pločastog difuzora	76
<b>Slika 4.3.</b>	Shematski prikaz poprečnog presjeka geometrije difuzora i domena numeričkog modela s rubnim uvjetima za: a) SEJ, b) COE, c) CUE difuzor	78
<b>Slika 4.4.</b>	Karakteristične krivulje tlaka na prednjoj i stražnjoj ploči difuzora	79
<b>Slika 4.5.</b>	Mreža numeričkog modela u kritičnom području za: a) SEJ, b) COE, c) CUE difuzor	81
<b>Slika 4.6.</b>	Poprečni presjek i domena numeričkog modela sa rubnim uvjetima ventila kompresora: a) sa skošenjem, b) bez skošenja	82
<b>Slika 4.7.</b>	Distribucija vrijednosti $y^+$ i $y^*$ na prednjoj ploči radijalnih ventila hermetičkih kompresora V2 i V8	84
<b>Slika 4.8.</b>	Utjecaj kvalitete mreže na numeričko rješenje	85
<b>Slika 4.9.</b>	Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči ventila V1	87
<b>Slika 4.10.</b>	Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči: a) ventil V2, b) ventil V3	88
<b>Slika 4.11.</b>	Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči: a) ventil V4, b) ventil V5	89
<b>Slika 4.12.</b>	Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči: a) ventil V6, b) ventil V8	90
<b>Slika 4.13.</b>	Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči ventila V7	90
<b>Slika 4.14.</b>	Distribucija bezdimenzijskog tlaka na prednjoj ploči ventila V9	91
<b>Slika 4.15.</b>	Distribucija vrijednosti $y^+$ i $y^*$ na prednjoj ploči radijalnog pločastog difuzora	92
<b>Slika 4.16.</b>	Utjecaj duljine i kuta konusnog elementa na pad tlaka u difuzoru na: prednja loča (a, c i e), stražnja ploča (b, d i f)	93
<b>Slika 4.17.</b>	Utjecaj promjene kuta konusnog elementa na pad tlaka u difuzoru na: a) prednja ploča, b) stražnja ploča	94

<b>Slika 4.18.</b>	Utjecaj promjene kuta na pad tlaka (Pa) u COE elementu duljine 50 mm _____	95
<b>Slika 4.19.</b>	Utjecaj promjene kuta na pad tlaka (Pa) u COE elementu duljine 150 mm _____	96
<b>Slika 4.20.</b>	Utjecaj promjene kuta na pad tlaka (Pa) u COE elementu duljine 300 mm _____	97
<b>Slika 4.21.</b>	Utjecaj promjene polumjera zakrivljenog elementa na pad tlaka u difuzoru na: a) prednja ploča, b) stražnja ploča _____	98
<b>Slika 4.22.</b>	Utjecaj promjene polumjera na pad tlaka u CUE elementu _____	99
<b>Slika 4.23.</b>	Raspodjela brzine unutar SEJ difuzora ( $D2-s2-v_x$ ) za ulazne brzine: a) 1 m/s, b) 1,5 m/s, c) 2 m/s _____	101
<b>Slika 4.24.</b>	Raspodjela brzine unutar COE difuzora ( $D2-s2-v_x-L2/3-a1$ ) za ulazne brzine: a) $v1=1$ m/s, b) $v2=1,5$ m/s, c) $v3=2$ m/s _____	102
<b>Slika 4.25.</b>	Raspodjela brzine unutar CUE difuzora ( $D2-s2-v_x-R3$ ) za ulazne brzine: a) $v1=1$ m/s, b) $v2=1,5$ m/s, c) $v3=2$ m/s _____	103
<b>Slika 4.26.</b>	Utjecaj brzine vode u ulaznoj cijevi difuzora na pad tlaka u: 1) SEJ, 2) COE, 3) CUE, na: a) prednja ploča, b) stražnja ploča _____	104
<b>Slika 4.27.</b>	Utjecaj udaljenosti između ploča ( $s/d=0,25$ ) na pad tlaka u difuzoru na: a) prednja ploča, b) stražnja ploča _____	105
<b>Slika 4.28.</b>	Utjecaj udaljenosti ploča difuzora na pad tlaka u: 1) SEJ, 2) COE, 3) CUE difuzoru, na: a) prednja ploča, b) stražnja ploča _____	106
<b>Slika 4.29.</b>	Utjecaj promjera ploča difuzora na pad tlaka u: 1) SEJ, 2) COE, 3) CUE difuzoru, na: a) prednja ploča, b) stražnja ploča _____	107
<b>Slika 4.30.</b>	Utjecaj promjene nominalnog promjera cijevi na pad tlaka u: 1) SEJ, 2) COE, 3) CUE difuzoru na: a) prednjoj ploči, b) stražnjoj ploči _____	110
<b>Slika 4.31.</b>	Fizikalna domena sa radialnim difuzorom za proces punjenja: a) umrežena domena, b) domena sa rubnim uvjetima _____	111
<b>Slika 4.32.</b>	Detalj ulaza i izlaza vode u domenu proračuna: A) ulaz, B) izlaz _____	112
<b>Slika 4.33.</b>	Usporedba izlaznog profila temperature num. proračuna sa podacima mjerenja za različitu gustoću mreže ( $Re=3639$ , $Fr=0,23$ [27]) _____	115
<b>Slika 4.34.</b>	Usporedba izlaznog profila temperature num. proračuna sa podacima mjerenja za različite vremenske korake kod procesa punjenja ( $Re=3639$ , $Fr=0,23$ , [27]) _____	115
<b>Slika 4.35.</b>	Usporedba izlaznog profila temperature num. proračuna sa podacima mjerenja za različite vremenske korake kod procesa pražnjenja ( $Re=3778$ , $Fr=0,14$ , [27]) _____	116
<b>Slika 4.36.</b>	Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. proračuna s podacima mjerenja procesa punjenja ( $Re=1732$ i $Re=2822$ [27]) _____	116
<b>Slika 4.37.</b>	Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. Proračuna s podacima mjerenja procesa punjenja ( $Re=4719$ i $Re=5828$ [27]) _____	117

<b>Slika 4.38.</b>	Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. Proračuna, s podacima mjerenja procesa pražnjenja ( $Re=3778$ i $Re=5822$ [27])_____	117
<b>Slika 4.39.</b>	Usporedba izlaznog profila bezdimenzijske temperature num. Proračuna s podacima mjerenja procesa pražnjenja ( $Re=7538$ i $Re=9614$ [27])_____	117
<b>Slika 4.40.</b>	Usporedba profila bezdimenzijske temperature dobivene mjerenjem za $\Delta T=8$ °C i rezultata num. proračuna za $\Delta T=33$ °C_____	118
<b>Slika 4.41.</b>	Karakteristične krivulje protoka za proces pražnjenja Spremnika 1_____	120
<b>Slika 4.42.</b>	Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 1 - punjenje_____	121
<b>Slika 4.43.</b>	Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 1 – pražnjenje _____	121
<b>Slika 4.44.</b>	Profili bezdimenzijske temperature procesa punjenja i pražnjenja na udaljenosti 2 m od vrha i dna Spremnika 1_____	121
<b>Slika 4.45.</b>	Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 2 – punjenje_____	122
<b>Slika 4.46.</b>	Profili bezdimenzijske izlazne temperature Spremnika 2 – pražnjenje _____	123
<b>Slika 4.47.</b>	Profili bezdimenzijske temperature procesa punjenja i pražnjenja na udaljenosti 2 m od vrha i dna Spremnika 1_____	123

## LISTA TABLICA

<b>Tablica 2.1.</b>	Glavni priključci akumulacijskog spremnika_____	15
<b>Tablica 3.1.</b>	Dimenzije spremnika_____	28
<b>Tablica 3.2.</b>	Procesni i geometrijski parametri difuzora_____	30
<b>Tablica 3.3.</b>	Broj kontrolnih volumena (ćelija) u numeričkom modelu_____	32
<b>Tablica 3.4.</b>	Koeficijent prijelaza topline na krovu _____	52
<b>Tablica 3.5.</b>	Koeficijent prijelaza topline na plaštu_____	52
<b>Tablica 3.6.</b>	Rezultati financijske analize smanjenja debljine izolacije za period od 20 god._____	56
<b>Tablica 3.7.</b>	Geometrijski parametri akumulacijskih spremnika topline_____	64
<b>Tablica 3.8.</b>	Geometrijski parametri radijalnih pločastih difuzora_____	65
<b>Tablica 4.1.</b>	Geometrijski i procesni parametri radijalnog pločastog difuzora_____	77
<b>Tablica 4.2.</b>	Geometrijski parametri spojnih elemenata COE i CUE radijalnog pločastog difuzora_____	79
<b>Tablica 4.3.</b>	Geometrijski i procesni parametri ventila bez skošenja_____	82
<b>Tablica 4.4.</b>	Geometrijski i procesni parametri ventila sa skošenjem_____	82
<b>Tablica 4.5.</b>	Broj kontrolnih volumena (ćelija) i $y^*$ vrijednost_____	85
<b>Tablica 4.6.</b>	Validacija pada tlaka kroz ulaznu cijev radijalnih ventila kompresora____	86
<b>Tablica 4.7.</b>	Pad tlaka kroz ulaznu cijev difuzora_____	92
<b>Tablica 4.8.</b>	Totalni i najveći statički pad tlaka u difuzoru s oštrim spojem (SEJ)_____	108
<b>Tablica 4.9.</b>	Totalni i najveći statički pad tlaka u difuzoru s zakrivljenim elementom (CUE)_____	108
<b>Tablica 4.10.</b>	Totalni i najveći statički pad tlaka u difuzoru s konusnim elementom (COE)_____	108
<b>Tablica 4.11.</b>	Karakteristike konusnog i zakrivljenog elementa sa zadržanom geometrijskom sličnosti_____	109
<b>Tablica 4.12.</b>	Totalni i najveći statički pad tlaka za promatrane tipove difuzora sa različitim nominalnim promjerima ulazne cijevi_____	109
<b>Tablica 4.13.</b>	Procesni parametri punjenja i pražnjenja spremnika [27]_____	114
<b>Tablica 4.14.</b>	Broj ćelija numeričkog modela_____	114
<b>Tablica 4.15.</b>	Greška num. proračuna za proces punjenja i pražnjenja_____	118
<b>Tablica 4.16.</b>	Geometrijski parametri spremnika teškog loživog ulja_____	119
<b>Tablica 4.17.</b>	Parametri procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 1 i Spremnika 2____	120
<b>Tablica 4.18.</b>	Učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 1 _____	122

<b>Tablica 4.19.</b>	Učinkovitost procesa punjenja i pražnjenja Spremnika 2 _____	124
<b>Tablica 4.20.</b>	Učinkovitost procesa pražnjenja Spremnika 1 _____	124
<b>Tablica 4.21.</b>	Učinkovitost procesa pražnjenja Spremnika 2 _____	124

## PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

Lino Kocijel, mag.ing.mech. rođen je 20. Svibnja 1982. u Puli. Osnovnu i srednju školu (opća gimnazija) pohađao je i završio u Labinu (Istra) u kojem živi do svoje dvadeset i druge godine. 2005. upisuje sveučilišni preddiplomski studij strojarstva na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Završnim radom pod nazivom Utjecaj broja lopatica na korisnost Crossflow turbine, uspješno završava studij 2009. Nakon završenog preddiplomskog studija 2009. upisuje sveučilišni diplomski studij strojarstva, smjer Procesno i energetska strojarstvo, kojeg također uspješno završava izradom diplomskog rada pod naslovom Analiza prijelaza topline u protusmjernom cijevnom izmjenjivaču topline. Tijekom trajanja studija dvije stručne prakse odrađuje u TE Plomin, gdje se upoznaje s radom cjelokupnog postrojenja termoelektrane. Također, 3 mjeseca radi u firmi TTO Thermotechnik d.o.o. gdje radi na razvijanju različitih sustava centralnog grijanja. 2012. upisuje Poslijediplomski doktorski studij tehničkih znanosti, smjer Termoenergetika. Iste godine zapošljava se u firmi I.TEH engineering iz Pule, u kojoj do 2013. radi kao konstruktor putničkih brodova. 2014. ponovno se vraća u Rijeku gdje se zapošljava u firmi AT Eneko d.o.o. gdje započinje rad na poslovima projektiranja termoenergetskih postrojenja. 2018. zapošljava se u kompaniji IVICOM Consulting d.o.o. iz Zagreba. Služi se engleskim jezikom u govoru i pismu. Živi u Zagrebu s obitelji.

## OBJAVLJENI RADOVI

Kocijel, L.: Geometry Change Impact on Thermal Efficiency with Large Volumetric Sensible Heat Storage Tank, *Energy Storage*, 2021. (doi:10.1002/est2.323)

Kocijel, L., Mrzljak, V., Glažar, V.: *Numerical analysis of geometrical and process parameters influence on temperature stratification in a large volumetric heat storage tank*, *Energy* 194, 116878, 2020. (doi:10.1016/j.energy.2019.116878)

Kocijel, L., Mrzljak, V., Glažar, V.: *Conversion of a medium heavy heating oil tank into a heat storage tank*, *Heat and Mass Transfer*, Springer, 2019. (doi:10.1007/s00231-019-02751-6)

Kocijel, L., Mrzljak, V., Glažar, V.: *Pressure drop in large volumetric heat storage tank radialplate diffuser*, *Journal of Energy Storage*, 2020. (doi: 10.1016/j.est.2020.101350)

Kocijel, L., Mrzljak, V., Husić, Č.M., Čekić, A.: *Numerical Analysis of Fuel Injector Nozzle Geometry – Influence on Liquid Fuel Contraction Coefficient and Reynolds Number*, *Pomorski zbornik* 57, 2019. (ISSN 0554-6397)

Mrzljak, V., Orović, J., Poljak, I., Kocijel, L.: *Exergy analysis of wet cooling tower at various loads and ambient temperatures*, *Engineering. Technologies. Education.Security.* 2019 (ISSN 2535-0315)

Mrzljak, V., Baressi, Š.S., Kocijel, L., Oršić, P.J.: *Energy (isentropic) analysis of three-cylinder steam turbine with re-heating*, *High technologies. Business. Society.* Vol 1/2020. (ISSN 2535-0005)

Kocijel, L., Poljak, I., Mrzljak, V., Car, Z.: *Energy Loss Analysis at the Gland Seals of a Marine Turbo-Generator Steam Turbine*, *Tehnički Glasnik*, 2020. (doi:10.31803/tg-20191031094436)