

Analiza energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s latentnim spremnikom topline

Torbarina, Fran

Doctoral thesis / Disertacija

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:337289>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-26**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Fran Torbarina

**ANALIZA ENERGETSKE
UČINKOVITOSTI TERMOTEHNIČKIH
SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM
TOPLINE**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2022.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Fran Torbarina

**ANALIZA ENERGETSKE
UČINKOVITOSTI TERMOTEHNIČKIH
SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM
TOPLINE**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: Prof. dr. sc. Kristian Lenić

Rijeka, 2022.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Fran Torbarina

**ENERGY EFFICIENCY ANALYSIS OF
THERMAL SYSTEMS WITH LATENT
THERMAL ENERGY STORAGE**

DOCTORAL DISSERTATION

Rijeka, 2022.

Mentor rada: Prof. dr. sc. Kristian Lenić

Doktorska disertacija obranjena je dana _____ na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, pred povjerenstvom u sastavu:

1. Prof. dr. sc. Anica Trp, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet
2. Doc. dr. sc. Boris Delač, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet
3. Izv. prof. dr. sc. Marino Grozdek, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje

SAŽETAK

U doktorskoj disertaciji provedena je numerička analiza izmjene topline u termotehničkim sustavima grijanja koji koriste dizalicu topline i latentni spremnik topline, s ciljem povećanja njihove energetske učinkovitosti. U tu svrhu, temeljem fizikalnog problema izmjene topline u latentnom spremniku topline, postavljen je odgovarajući matematički model koji opisuje nestacionarni problem izmjene topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline u latentnom spremniku topline, koristeći entalpijsku metodu. Numeričko rješavanje postavljenog matematičkog modela izmjene topline u latentnom spremniku topline izvršeno je metodom kontrolnih volumena i korištenjem računala, za što je u programskom jeziku Fortran napisan računalni program. Takav novi računalni model latentnog spremnika topline može se koristiti unutar računalnih programa za nestacionarno modeliranje termotehničkih sustava. U programskom paketu Trnsys, postavljeni su simulacijski modeli koji uključuju zgradu i termotehnički sustav s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima, na kojima se mogu provoditi cjelovite analize energetske učinkovitosti, uvažavajući međusobnu interakciju zgrade i termotehničkog sustava, uz promjenjive rubne uvjete. U svrhu provjere valjanosti razvijenog računalnog modela latentnog spremnika topline, dinamičkog simulacijskog modela termotehničkog sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline i numeričkog postupka, provedena su eksperimentalna mjerenja na sustavu s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline. Usporedbom numeričkih rezultata s rezultatima eksperimentalnih mjerenja utvrđeno je dobro poklapanje i ispravnost simulacijskih modela. Provođenjem numeričkih analiza, istražen je utjecaj geometrijskih i radnih parametara sustava grijanja s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima na energetska učinkovitost takvih termotehničkih sustava, a optimizacijom su dobivene njihove optimalne vrijednosti s obzirom na funkciju cilja usmjerenu na povećanje energetske učinkovitosti. Rezultati provedenog istraživanja daju doprinos znanstvenim spoznajama o kriterijima za primjenu latentnih spremnika topline u termotehničkim sustavima s dizalicom topline i mogu služiti kao pomoć pri projektiranju ovakvih sustava.

Ključne riječi: obnovljivi izvori energije, termotehnički sustavi, dizalica topline, latentni spremnik topline, energetska učinkovitost.

ABSTRACT

In the doctoral dissertation, a numerical analysis of heat transfer in heating systems with heat pump and latent thermal energy storage was carried out with the goal of increasing their energy efficiency. For this purpose, based on the physical problem of heat transfer in latent thermal energy storage, a suitable mathematical model which describes a transient heat transfer between heat transfer fluid and phase change material in latent thermal energy storage is used according to the enthalpy method. The numerical solution of the mathematical model of the heat transfer was performed by the control volume method and using computer, for which computational code was written in Fortran programming language. A new computational model of latent thermal energy storage was developed which can be used in computer programs for dynamic simulation of thermal systems. Simulation models which consist of building and thermal system with heat pump, latent thermal energy storage and solar collectors are created in Trnsys software. The models take into account the interaction of the building and thermal system in transient boundary conditions. In order to validate the developed computational model of latent thermal energy storage, dynamic simulation model of thermal system with heat pump and latent thermal energy storage and the numerical procedure, experimental measurements were performed on the system with heat pump and latent thermal energy storage. By comparing the numerical results with the results of experimental measurements, a good agreement was observed thus proving the validity of the models and the numerical procedure. By performing numerical analyses, the influence of geometric and operating parameters of heating systems with heat pump, latent thermal energy storage and solar collectors on energy efficiency was investigated and their optimal values were determined by performing optimization with respect to objective function in order to increase the energy efficiency of such thermal systems. The research results contribute to scientific knowledge about the criteria for the use of latent thermal energy storage in thermal systems with heat pumps and can help in designing such systems.

Key words: renewable energy, thermal systems, heat pump, latent thermal energy storage, energy efficiency.

Sadržaj

1. UVOD	1
1.1 Motivacija	1
1.2 Problem i predmet znanstvenog istraživanja	2
1.3 Pregled dosadašnjih znanstvenih istraživanja.....	4
1.3.1 Numerička istraživanja latentnih spremnika topline	4
1.3.2 Eksperimentalna istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.....	7
1.3.3 Numerička istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline..	9
1.4 Znanstvena hipoteza i cilj istraživanja.....	14
1.5 Znanstveni doprinos	14
1.6 Metodologija istraživanja i struktura doktorske disertacije.....	15
2. FIZIKALNI PROBLEM IZMJENE TOPLINE U LATENTNOM SPREMNIKU TOPLINE	17
3. MATEMATIČKI MODEL OPISANOG FIZIKALNOG PROBLEMA	19
3.1 Domena.....	19
3.2 Jednadžba očuvanja	20
3.3 Početni i rubni uvjeti.....	22
4. NUMERIČKO RJEŠAVANJE MATEMATIČKOG MODELA	27
4.1 Opis numeričkog postupka	27
4.2 Ispitivanje neovisnosti rezultata o broju kontrolnih volumena i veličini vremenskog koraka.....	33
5. PROVJERA VALJANOSTI MODELA I NUMERIČKOG POSTUPKA	35
5.1 Opis eksperimentalne naprave i ispitne linije.....	35
5.2 Analiza greške mjerenja	44
5.3 Provjera valjanosti računalnog modela latentnog spremnika topline i numeričkog postupka.....	46

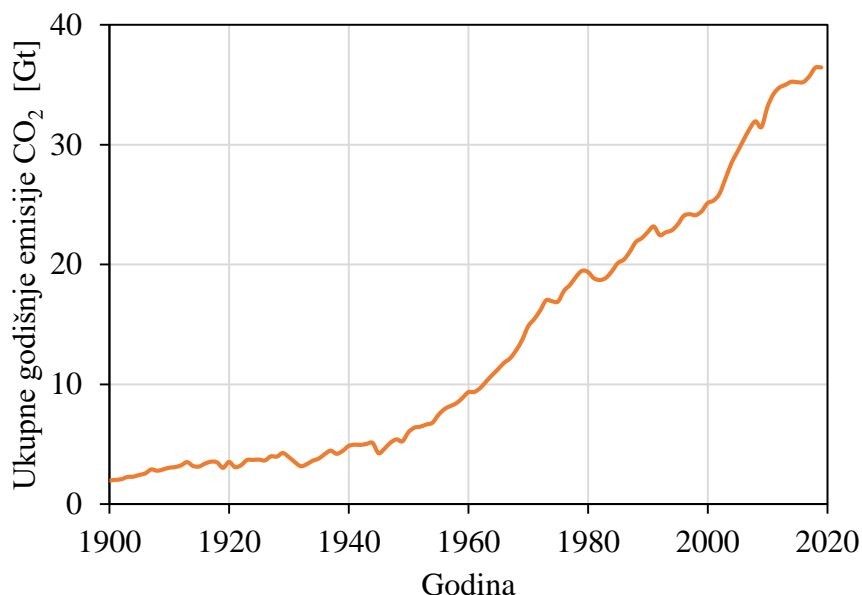
5.3.1	Pohranjivanje topline u latentni spremnik topline	47
5.3.2	Korištenje topline iz latentnog spremnika topline	49
5.4	Provjera valjanosti prilagođenog računalnog modela kompresijske dizalice topline	51
5.5	Provjera valjanosti računalnog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline	56
6.	MODELIRANJE TERMOTEHNIČKIH SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM TOPLINE	63
6.1	Ulazni podatci i postavke za numeričku analizu	63
6.1.1	Referentni klimatski podatci	63
6.1.2	Određivanje početka i završetka sezone grijanja	64
6.1.3	Potrebna toplinska energija	66
6.1.4	Dimenzioniranje sustava s dizalicom topline	67
6.2	Rezultati proračuna dobiveni dinamičkim simulacijskim modelima	69
6.2.1	Razmatrani termotehnički sustavi	69
6.2.2	Sustav A – latentni spremnik topline ugrađen na strani isparivača dizalice topline ...	69
6.2.3	Sustav B – latentni spremnik topline ugrađen na strani kondenzatora dizalice topline	73
7.	NUMERIČKA ANALIZA ENERGETSKE UČINKOVITOSTI I TROŠKOVA TERMOTEHNIČKIH SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM TOPLINE	78
7.1	Kriteriji ocjene energetske učinkovitosti i troškova	78
7.1.1	Udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji	78
7.1.2	Ukupna potrošnja električne energije	78
7.1.3	Pohranjena energija u latentnom spremniku topline	79
7.1.4	Sezonski faktor učinkovitosti	79
7.1.5	Prosječna sezonska iskoristivost energije sunčevog zračenja	79
7.1.6	Ukupni godišnji troškovi	80
7.2	Numerička analiza Sustava A za različite radne i geometrijske parametre	80
7.2.1	Utjecaj temperature taljenja	80

7.2.2	Utjecaj volumena latentnog spremnika topline.....	87
7.3	Numerička analiza Sustava B za različite radne i geometrijske parametre	91
7.3.1	Utjecaj temperature taljenja	91
7.3.2	Utjecaj volumena latentnog spremnika topline.....	97
8.	OPTIMIZACIJA TERMOTEHNIČKIH SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM TOPLINE	101
8.1	Definiranje funkcije cilja i odabir raspona utjecajnih parametara.....	101
8.2	Optimizacija razmatranih sustava s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji	105
8.3	Usporedba kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova optimalnih konfiguracija sustava	107
9.	ZAKLJUČAK	117
	LITERATURA.....	119
	Popis oznaka.....	126
	Popis slika	129
	Popis tablica	136

1. UVOD

1.1 Motivacija

Snažan industrijski razvoj tijekom 20. stoljeća doveo je do porasta emisije stakleničkih plinova u Zemljinoj atmosferi. Zahvaljujući rastu spoznaje čovječanstva o potrebi očuvanja okoliša, krajem 20. i početkom 21. stoljeća na globalnoj razini donesene su razne odredbe kojima su definirane konkretne smjernice za smanjivanje emisija ugljičnog dioksida (CO₂) i ostalih stakleničkih plinova za koje je znanstvena zajednica postigla konsenzus da utječu na globalno zatopljenje i klimatske promjene. Na slici 1.1 prikazan je porast ukupne godišnje emisije CO₂ tijekom 20. i početkom 21. stoljeća.



Slika 1.1 Porast ukupne godišnje emisije CO₂ tijekom 20. i početkom 21. stoljeća [1]

Trenutno važeći sporazum, na globalnoj razini, je Pariški sporazum o klimatskim promjenama iz 2015. godine [2]. Pariški sporazum je prvi opći, pravno obvezujući globalni klimatski sporazum čija je svrha poboljšanje provedbe Konvencije Ujedinjenih naroda o klimatskim promjenama iz 1992. [3], kojom se u kontekstu održivog razvoja nastoji pojačati globalni odgovor na opasnost od klimatskih promjena među kojima je i zadržavanje povećanja globalne prosječne temperature na razini znatno niže od 2 °C iznad razine u predindustrijskom razdoblju. Na razini Europske unije, za naredno vremensko razdoblje do 2030. godine, trenutno važeći klimatski ciljevi su smanjenje emisija stakleničkih plinova za barem 55% u odnosu na 1990. godinu, postizanje udjela energije iz obnovljivih izvora od barem 32% u ukupnoj potrošnji

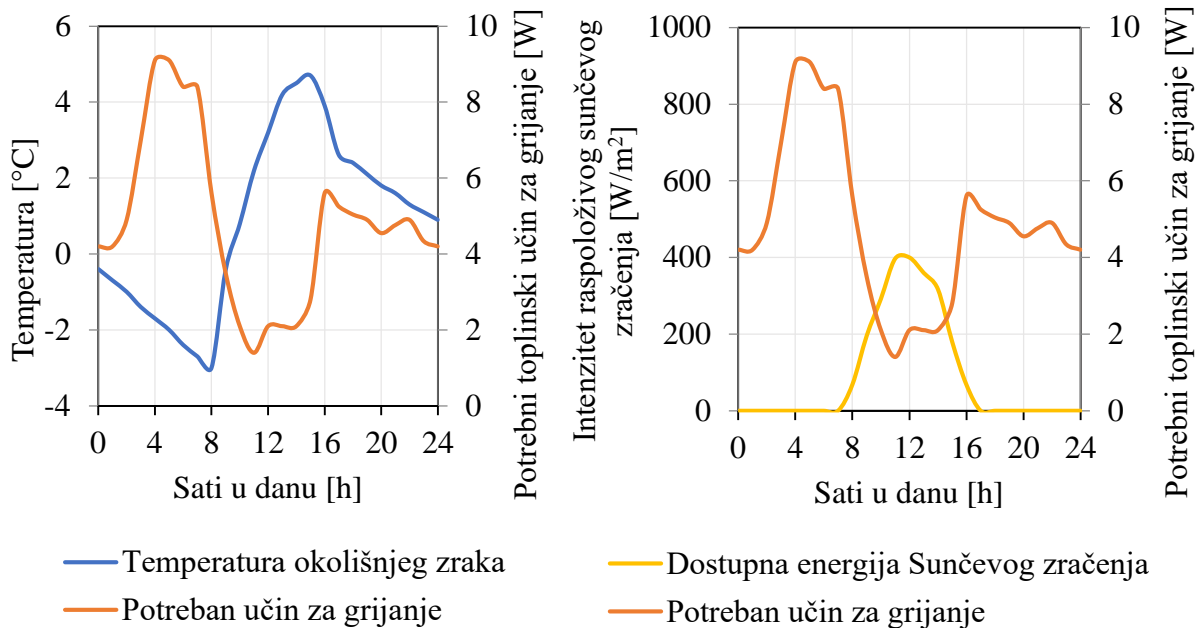
konačne energije te poboljšanje u energetske učinkovitosti od barem 32,5% u odnosu na 1990. godinu [4]. Prema izvješću Eurostata [5], u Europskoj uniji, sektor domaćinstva zauzima udio od 26,1% u potrošnji konačne energije, od čega najveći udio od 63,6% čini energija za grijanje prostora. Uzme li se u obzir činjenica da je 2018. godine na razini Europske unije udio energije za grijanje dobivene iz obnovljivih izvora iznosio tek 21,1%, može se zaključiti kako korištenje energije iz obnovljivih izvora za potrebe grijanja u domaćinstvima predstavlja značajan potencijal u smanjenju uporabe fosilnih goriva, smanjenju emisija stakleničkih plinova te postizanju definiranih ciljeva u očuvanju okoliša i povoljnih klimatskih uvjeta na Zemlji.

1.2 Problem i predmet znanstvenog istraživanja

Primjeri obnovljivih izvora energije (OIE) su energija sunčevog zračenja, energija vode, vjetra i morskih struja, geotermalni izvori i biomasa. S druge strane, kompresijske dizalice topline su uređaji koji utroškom vanjskog rada, toplinu iz okoline „podizū“ na višu temperaturnu razinu i time ju čine pogodnom za korištenje u svrhu grijanja. Direktivom 2018/2001 [6], određeno je da se toplinska energija proizvedena dizalicama topline čiji procijenjeni sezonski faktor učinkovitosti (SPF) iznosi više od 2,5 smatra OIE, što sustave s dizalicom topline čini ekološki prihvatljivim zamjenama za sustave grijanja koji koriste fosilna goriva.

Učinkovitost kompresijskih dizalica topline ovisi o temperaturama izvora i ponora topline, pri čemu je njihova učinkovitost veća kada je razlika između temperature izvora i ponora topline manja. Kao izvor topline, dizalice topline mogu koristiti toplinu okolišnjeg zraka, toplinu mora, tla ili energiju sunčevog zračenja, pri čemu su, zbog njihove jednostavne izvedbe i niske cijene, dizalice topline koje koriste toplinu okolišnjeg zraka kao izvor topline, najčešće korištene [7]. Kod niskih temperatura vanjskog zraka smanjuje se učinkovitost ovakvih dizalica topline, stoga izbjegavanje rada pri niskim temperaturama ili naknadno iskorištavanje prikupljene energije sunčevog zračenja kao toplinskog izvora može potencijalno povećati njihovu energetske učinkovitost. Vremenska razdoblja najviših temperatura vanjskog zraka i najveće količine raspoložive energije sunčevog zračenja su u raskoraku s maksimalnim potrebnim toplinskim učinkom za grijanje – tijekom razdoblja veće količine raspoložive energije sunčevog zračenja i više temperature vanjskog zraka potreban toplinski učin za grijanje je manji i obrnuto. Na slici 1.2 prikazane su vremenske promjene temperature okolišnjeg zraka i potrebnog toplinskog učina za grijanje (lijevo) te vremenske promjene intenziteta raspoloživog sunčevog zračenja i potrebnog toplinskog učina za grijanje (desno) tijekom karakterističnog dana grijanja, pri čemu se mogu primijetiti neistovremenosti između maksimalne temperature okolišnjeg zraka i

maksimalnog potrebnog toplinskog učina za grijanje te između maksimalnog intenziteta raspoloživog sunčevog zračenja i maksimalnog potrebnog toplinskog učina za grijanje.



Slika 1.2 Vremenski raskorak između maksimalne temperature okolišnjeg zraka i maksimalnog potrebnog toplinskog učina za grijanje (lijevo) i vremenski raskorak između maksimalnog intenziteta raspoloživog sunčevog zračenja i maksimalnog potrebnog toplinskog učina za grijanje (desno)

Moguće rješenje za usklađivanje vremena dostupnosti i potrebe toplinske energije je korištenje spremnika topline. Prikladnim spremnikom topline moguće je pohranjivati višak raspoložive topline tijekom razdoblja veće količine dostupne energije sunčevog zračenja i viših temperatura vanjskog zraka te naknadno koristiti pohranjenu toplinu prema potrebi, tijekom razdoblja većih potrebnih toplinskih učina za grijanje. Ugradnjom prikladnog spremnika topline, u termotehničkim sustavima s dizalicom topline potencijalno je moguće povećati učinkovitost dizalice topline, produljiti njezino vrijeme rada u povoljnim uvjetima i smanjiti broj ciklusa uključivanja i isključivanja te na taj način poboljšati gospodarenje energijom i pomoći pri prevladavanju vremenskog raskoraka između dostupnosti i potrebe [8,9].

Zbog relativno malih investicijskih troškova i jednostavnog održavanja, osjetni spremnici topline s vodom kao akumulatorom topline su najčešće korišteni spremnici topline u termotehničkim sustavima grijanja kakvi se koriste u domaćinstvima, no u posljednje vrijeme, u znanstvenoj literaturi nailazi se na istraživanja sustava s latentnim spremnicima topline, kod kojih se toplina pohranjuje ili oslobađa uz promjenu agregatnog stanja akumulatora topline (engl. *phase change material*, PCM) [10]. Zbog mogućnosti pohranjivanja, odnosno oslobađanja topline uz promjenu agregatnog stanja akumulatora topline tijekom koje je

temperatura akumulatora topline konstantna ili približno konstantna, latentni spremnici topline mogu pogodovati učinkovitom radu dizalica topline. Moguće pogodnosti korištenja latentnih spremnika topline u sustavima s dizalicom topline su sljedeće: 1) energija pohranjena u latentnom spremniku topline može se koristiti kao izvor topline za dizalicu topline, omogućujući približno konstantnu temperaturu isparivanja zbog čega dizalica topline može ostvariti povoljniji faktor učinkovitosti (engl. coefficient of performance, COP), 2) moguće je potpuno izbjeći cikluse odmrzavanja isparivača koji su karakteristični za dizalice topline koje koriste toplinu vanjskog zraka i koji uzrokuju prekide rada sustava grijanja te u konačnici smanjuju efikasnost dizalica topline i 3) korištenjem latentnog spremnika topline moguće je smanjiti veličinu instaliranog uređaja što može smanjiti investicijski trošak [8,11]. Nedostaci latentnih spremnika topline su promjenjivi toplinski tok tijekom pohranjivanja i oslobađanja topline, nizak koeficijent toplinske vodljivosti akumulatora topline i veći investicijski troškovi [12].

1.3 Pregled dosadašnjih znanstvenih istraživanja

Pregled dosadašnjih istraživanja podijeljen je na tri dijela – u prvom dijelu dan je pregled istraživanja na području numeričkih istraživanja latentnih spremnika topline korištenjem dinamičkih simulacija, u drugom dijelu je dan pregled eksperimentalnih istraživanja učinkovitosti termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline, a u trećem dijelu dan je pregled numeričkih istraživanja učinkovitosti termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.

1.3.1 Numerička istraživanja latentnih spremnika topline

Zbog složenosti fizikalnog procesa izmjene topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline, rješavanju matematičkih modela izmjene topline tijekom promjene agregatnog stanja akumulatora topline obično se pristupa primjenom numeričkih metoda [13,14]. Ovakav pristup podrazumijeva modeliranje strujanja i izmjene topline primjenom jednadžbi očuvanja mase, količine gibanja i energije, a rezultate čine izračunata polja tlakova, temperatura i brzina strujanja u cijeloj domeni. Tako su npr. Kirinčić i sur. [15,16] eksperimentalno provjerenim matematičkim modelom i numeričkim postupkom proveli numeričku analizu utjecaja slobodne konvekcije i lamela na strani akumulatora topline na izmjenu topline tijekom procesa taljenja i skrućivanja. Budući da ovakvi modeli mogu biti

računalno opsežni i dugotrajni, njihova je primjena u dinamičkim simulacijama cjelokupnih termotehničkih sustava ograničena. Iz tog razloga, uobičajeni pristup modeliranju latentnih spremnika topline za korištenje unutar dinamičkih simulacija cjelokupnih termotehničkih sustava je pojednostavljenje matematičkog modela. U literaturi se mogu naći različiti pristupi. Leonhardt i sur. [17] su računalnim programom Modelica riješili dvodimenzijski matematički model latentnog spremnika topline s pločastim kapsulama oko kojih se nalazi voda, a u kojima je sadržan akumulator topline, parafin temperature taljenja 47 °C. S obzirom da je akumulator topline sadržan u kapsulama, utjecaj slobodne konvekcije na izmjenu topline je zanemaren, kao i toplinski otpor provođenju topline kroz stijenku kapsula, dok je promjena fizikalnih svojstva akumulatora topline uslijed promjene temperature uzeta u obzir. Autori su koristili pristup modificiranog specifičnog toplinskog kapaciteta za modeliranje izmjene topline tijekom promjene agregatnog stanja akumulatora topline.

Feng i sur. [18] definirali su model latentnog spremnika topline u konfiguraciji *snop cijevi u plaštu*, pogodan za korištenje u računalnom programu za dinamičke simulacije cjelokupnih termotehničkih sustava – Trnsysu. U dvodimenzijskom matematičkom modelu, fluid prijenosnik topline strujao je kroz cijev, dok je akumulator topline ispunjavao prostor plašta, oko cijevi. Zanemarena je izmjena topline u aksijalnom smjeru, kao i toplinski gubitci prema okolini. Modeliranju izmjene topline tijekom promjene agregatnog stanja akumulatora topline, autori su pristupili entalpijskom metodom. Kako bi provjerili ispravnost modela, usporedili su izlazne temperature fluida prijenosnika topline, prosječne temperature akumulatora topline i udjele kapljevite faze dobivene modelom u Trnsys-u s onima dobivenim CFD modelom u računalnom programu Fluent. Usporedbu navedenih veličina prikazali su za proces taljenja i skrućivanja akumulatora topline. Proveli su analizu utjecaja ulazne temperature i protoka fluida prijenosnika topline na izmjenu topline u latentnom spremniku topline, temperaturu akumulatora topline i izlaznu temperaturu fluida prijenosnika topline i zaključili da je utjecaj ulazne temperature fluida prijenosnika topline na izmjenu topline u modeliranom latentnom spremniku topline značajniji od utjecaja protoka fluida prijenosnika topline.

Cunha i sur. [19] također su modelirali latentni spremnik topline u konfiguraciji *snop cijevi u plaštu*, s višestrukim prolaskom fluida prijenosnika topline. Za rješavanje nestacionarnog, dvodimenzijskog problema izmjene topline u latentnom spremniku topline autori su koristili metodu kontrolnih volumena i računalni program Matlab. Pri tome su uzeli u obzir promjenu fizikalnih svojstava akumulatora topline uslijed promjene temperature. Utjecaj prirodne konvekcije u kapljevitoj fazi akumulatora topline na izmjenu topline tijekom taljenja akumulatora topline uključen je kroz ekvivalentni koeficijent toplinske vodljivosti. Provjeru

valjanosti matematičkog modela i numeričkog postupka proveli su usporedbom numerički dobivenih i eksperimentalno izmjerenih temperatura akumulatora topline u odabranoj poziciji, izlaznih temperatura fluida prijenosnika topline i trenutnih toplinskih učina, posebno za taljenje i posebno za skrućivanje akumulatora topline.

Belmonte i sur. [20] predložili su pojednostavljenu metodu „zaobilaznja“ (engl. *bypass method*), za modeliranje izmjene topline u latentnom spremniku topline korištenjem nultodimenzijskog modela, prikladnog za korištenje unutar dinamičkih simulacija cjelokupnih termotehničkih sustava. Za rješavanje matematičkog modela latentnog spremnika topline korišten je računalni program Matlab, a simulacije su izvedene u Trnsys-u korištenjem komponente Type 155 koja omogućuje izmjenu podataka između Trnsys-a i Matlab-a. Predloženom metodom pretpostavljeno je dijeljenje ukupnog protoka fluida prijenosnika topline na ulazu u latentni spremnik topline na dvije struje – jednu struju koja prolazi kroz u toplinskom smislu, idealni latentni spremnik topline gdje su toplinski otpori izmjeni topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline zanemareni, i drugu struju koja u potpunosti zaobilazi latentni spremnik topline. Vrijednosti tzv. faktora zaobilaznja koji najbolje odgovaraju trenutnom toplinskom učinku latentnog spremnika topline, u odnosu na trenutne učine dobivene eksperimentalnim istraživanjem, određene su posebno za organski i posebno za anorganski tip akumulatora topline korištenjem računalnog programa za optimizaciju GenOpt. Valjanost predloženog matematičkog modela i postupka rješavanja provjerena je usporedbom temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline, trenutnih toplinskih učina i ukupnih pohranjenih/oslobođenih toplina dobivenih eksperimentalno i numerički, za procese taljenja i skrućivanja organskih i anorganskih akumulatora topline. Autori su zaključili da je predloženi model prikladan za korištenje unutar dinamičkog modeliranja cjelokupnih termotehničkih sustava i da može služiti kao pomoć pri izradi idejnih rješenja sustava.

Schranzhofer i sur. [21] su razvili jednodimenzijski računalni model latentnog spremnika topline u programskom jeziku Fortran, prilagođen za korištenje u Trnsys-u. Računalni model opisuje latentni spremnik topline s akumulatorom topline sadržanim unutar kapsula različitih geometrija oko kojih se nalazi fluid prijenosnik topline. Model je računski podijeljen po visini na izotermne segmente, a za svaki segment izmjena topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline opisana je jednadžbom očuvanja energije. S obzirom da je akumulator topline zatvoren u kapsulama, zanemaren je utjecaj prirodne konvekcije na strani akumulatora topline na izmjenu topline. Za proračun izmjene topline tijekom promjene agregatnog stanja akumulatora topline korištena je entalpijska metoda. Model omogućuje korištenje različitih

vrsta akumulatora topline, a kao ulazne podatke koristi vrijednosti toplinskih svojstva akumulatora topline u ovisnosti o temperaturi, napisanih u odgovarajućoj podatkovnoj datoteci. Valjanost modela latentnog spremnika topline provjerena je usporedbom temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline i temperatura akumulatora topline i trenutnih toplinskih učina dobivenih eksperimentalni i numeričkim putem.

Maaraoui i sur. [22] modelirali su posebnu izvedbu latentnog spremnika topline sadržanog u unutarnjoj jedinici kućanskih klima uređaja. Za rješavanje matematičkog modela, korištena je metoda kontrolnih volumena. Kako bi se pravilno opisala izmjena topline tijekom promjene faze akumulatora topline, korištena je entalpijska metoda. Računalni model, razvijen u računalnom programu Dymola, korišten je za istraživanje mogućnosti smanjenja vršnih toplinskih učina za grijanje korištenjem latentnih spremnika u kućanskim klimatizacijskim uređajima.

1.3.2 Eksperimentalna istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline

Eksperimentalna istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline u znanstvenoj literaturi uglavnom su temeljena na višestrukim mjerenjima pri različitim vanjskim uvjetima i režimima rada [23-28].

Chen i sur. [23] proveli su eksperimentalno istraživanje na sustavu s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline ugrađenim na kondenzatorskoj strani dizalice topline i solarnim kolektorima. Autori su uzeli u obzir četiri različita režima rada sustava: 1) režim u kojem se prikupljena energija sunčevog zračenja koristi direktno kao izvor topline za dizalicu topline, pri čemu dizalica topline dio proizvedene topline predaje potrošačima, a dio pohranjuje u latentnom spremniku topline; 2) režim u kojem se pohranjena energija u latentnom spremniku topline s akumulatorom topline temperature taljenja 47 °C koristi direktno za grijanje; 3) režim u kojem dizalica topline koristi okolišnji zrak kao izvor topline i 4) režim za odmrzavanje vanjske jedinice dizalice topline u kojem se za odleđivanje koristi toplina iz latentnog spremnika topline. Kao moguću prednost ovakvog sustava, autori navode da tijekom sunčanih dana dizalica topline može istovremeno zadovoljiti potrebe potrošača i pohranjivati višak proizvedene topline u latentni spremnik topline radi korištenja tijekom kasnih poslijepodnevni i noćnih sati. Pogonski troškovi ovakvog sustava uspoređeni su s pogonskim troškovima konvencionalnog sustava s dizalicom topline zrak-voda, sustava s kotlom na loživo ulje, sustava s kotlom na plin i sustava s električnim protočnim grijačem te su zaključili da sustav s dizalicom

topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima ostvaruje najmanje pogonske troškove, odnosno da troškovi takvog sustava čine 22,5% troškova kotla na loživo ulje i 65,6% troškova konvencionalnog sustava s dizalicom topline zrak-voda.

Comakli i sur. [24] proveli su eksperimentalno istraživanje energetske učinkovitosti triju različitih sustava grijanja koji koriste OIE. Prvi sustav se sastojao iz dizalice topline, solarnih kolektora i latentnog spremnika topline pri čemu se prikupljena energija sunčevog zračenja koristila kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline, a višak se pohranjivao u latentni spremnik topline i koristio kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline tijekom razdoblja bez raspoložive energije sunčevog zračenja, čime se pokušalo omogućiti što povoljnije uvjete za rad dizalice topline. Drugi sustav se također sastojao iz dizalice topline, solarnih kolektora i latentnog spremnika topline, ali je dizalica topline, kao izvor topline koristila toplinu iz okolišnjeg zraka preko suhog hladnjaka, a toplina prikupljena solarnim kolektorima pohranjivala se u latentni spremnik topline te se po potrebi direktno isporučivala potrošačima. Treći sustav sastojao se iz solarnih kolektora i pomoćnog električnog grijača. Sustavi su uspoređeni temeljem ukupne potrošene električne energije i udjela energije iz obnovljivih izvora. Autori su zaključili da drugi sustav, u kojem dizalica topline tijekom dana koristi okolišnji zrak kao izvor topline dok se prikupljena energija sunčevog zračenja pohranjuje u latentnom spremniku topline, ostvaruje najveći udio energije iz obnovljivih izvora.

Kaygusuz i sur. [25] nastavili su eksperimentalno istraživanje koje su proveli Comakli i sur. Predložili su sustav u kojem se prikupljena energija sunčevog zračenja može koristiti ili kao izvor topline za dizalicu topline, ili direktno za grijanje. Zaključili su kako ovakav sustav može ostvariti do 13,5% veći prosječni COP dizalice topline te postići do 11,9% veći udio energije iz obnovljivih izvora u odnosu na sustav u kojemu dizalica topline tijekom dana koristi okolišnji zrak kao izvor topline, dok se prikupljena energija sunčevog zračenja pohranjuje u latentni spremnik topline te se tako pohranjena toplina tijekom noći koristi za grijanje.

Qu i sur. [26] proveli su eksperimentalno istraživanje energetske učinkovitosti sustava s dizalicom topline, solarnim kolektorima i inercijskim spremnicima topline ugrađenim na strani isparivača dizalice topline. Sustavi su se razlikovali prema vrsti i broju inercijskih spremnika topline. Razmatran je sustav s latentnim spremnikom topline, sustav s osjetnim spremnikom topline i sustav s latentnim i osjetnim spremnicima topline. Autori su istaknuli kako dizalica topline u sustavu s latentnim spremnikom topline postiže veći prosječni COP od dizalice topline u sustavu s osjetnim spremnikom topline, dok najveći prosječni COP postiže dizalica topline u sustavu s latentnim i osjetnim spremnicima topline jer omogućuje istovremeno pohranjivanje i korištenje prikupljene energije sunčevog zračenja.

Youseff i sur. [27] proveli su eksperimentalno istraživanje na sustavu za pripremu potrošne tople vode (PTV) koji se sastojao iz dizalice topline, solarnih kolektora, latentnog spremnika topline ugrađenog na strani isparivača dizalice topline i spremnika PTV. S ciljem pohranjivanja viška prikupljene energije sunčevog zračenja tijekom dana te korištenja tijekom noći kao izvora topline za dizalicu topline, kao akumulator topline korišten je parafin temperature taljenja 30 °C. Tijekom dana, sustav je radio u jednom od sljedeća dva režima: 1) direktno zagrijavanje spremnika PTV prikupljenom energijom sunčevog zračenja i istodobno pohranjivanje viška prikupljene topline u latentnom spremniku topline, 2) zagrijavanje PTV-a dizalicom topline koja kao izvor topline koristi prikupljenu energiju sunčevog zračenja iz sustava kolektora, toplinu pohranjenu u latentnom spremniku topline ili okolišnji zrak. Autori su usporedili prosječni COP dizalice topline u ovakvom sustavu, s prosječnim COP-om dizalice topline u sustavu bez latentnog spremnika topline tijekom jednog sunčanog i jednog oblačnog dana i zaključili da dizalica topline u sustavu s latentnim spremnikom topline može postići do 6,1% veći COP tijekom sunčanog, odnosno do 14% veći COP tijekom oblačnog dana, u odnosu na prosječni COP dizalice topline u sustavu bez latentnog spremnika topline.

Niu i sur. [28] proveli su eksperimentalno istraživanje na sustavu s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima. Energetsku učinkovitost sustava analizirali su tijekom sezone grijanja i tijekom sezone hlađenja. Ugradnjom latentnog spremnika topline na strani isparivača dizalice topline i odabirom akumulatora topline temperature taljenja 6 °C, pokušalo se zimi osigurati višu temperaturu isparivanja te na taj način povećati prosječni COP dizalice topline, a ljeti pomaknuti vrijeme rada dizalice topline koja radi u režimu hlađenja, na kasnije sate, tijekom noći. Na taj način, ljeti dizalica topline može raditi tijekom razdoblja niže tarifne cijene električne energije i tijekom povoljnijih temperatura okolišnjeg zraka. Autori su zaključili kako je korištenjem latentnog spremnika topline, zimi moguće osigurati povoljnije uvjete rada dizalice topline, a ljeti pomoći ublažiti vršna opterećenja.

1.3.3 Numerička istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline

Uobičajeni pristup modeliranju cjelokupnih termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline je korištenjem računalnih programa za dinamičke simulacije koji omogućuju modeliranje međusobne interakcije zgrade, termotehničkog sustava, sustava automatske regulacije te toplinskih opterećenja, uz promjenjive ulazne parametre [19,29,30-33]. Primjena dinamičkih simulacija olakšava sezonske analize cjelokupnih termotehničkih sustava, budući da su vremena istraživanja kraća i troškovi manji u odnosu na eksperimentalna

istraživanja. Primjena dinamičkih simulacijskih modela cjelokupnih termotehničkih sustava može dati sveobuhvatne rezultate koji mogu omogućiti bolje razumijevanje rada sustava u promjenjivim uvjetima i utjecaja radnih parametara [34].

U znanstvenoj literaturi, numerička istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline obuhvaćaju dvije velike grupe prema načinu njihovog povezivanja: 1) sustavi kod kojih je latentni spremnik topline povezan s isparivačem dizalice topline i 2) sustavi kod kojih je latentni spremnik topline povezan s kondenzatorom dizalice topline. Obje izvedbe imaju određene prednosti i podjednako su zastupljene u literaturi, međutim u literaturi nije pronađen jednoznačni odgovor koja izvedba predstavlja bolji izbor u danim okolnostima i koji su kriteriji odabira najbolje konfiguracije. Odabirom odgovarajućeg akumulatora topline, moguće je temperaturu pohranjivanja, odnosno korištenja topline prilagoditi načinu korištenja latentnih spremnika topline u sustavima s dizalicama topline. Kada je latentni spremnik topline povezan s kondenzatorom dizalice topline, obično se odabiru akumulatori topline temperatura taljenja iznad 45 °C [17,19,29,33]. U takvim sustavima, može se omogućiti da dizalica topline radi tijekom razdoblja niže tarifne cijene električne energije i pohranjuje višak proizvedene topline u latentni spremnik topline te se tako pohranjena toplina koristi za grijanje tijekom razdoblja više tarifne cijene električne energije. Također, korištenjem solarnih kolektora, moguće je tijekom dana za grijanje koristiti dizalicu topline koja koristi okolišnji zrak kao izvor topline, a tijekom noći za grijanje koristiti pohranjenu energiju sunčevog zračenja. Termotehnički sustavi u kojima je latentni spremnik topline povezan s isparivačem dizalice topline uglavnom koriste i solarne kolektore pa dozvoljavaju pohranjivanje prikupljene energije sunčevog zračenja u svrhu visokotemperaturnog toplinskog izvora za dizalicu topline omogućujući povoljnije uvjete rada dizalice topline. Za ovakve sustave obično se odabiru akumulatori topline temperatura taljenja između 6 °C i 30 °C [24,26,28,31].

Leonhardt i sur. [17] koristili su računalni program Modelica i analizirali sustav grijanja koji se sastojao iz dizalice topline i latentnog spremnika topline na strani kondenzatora dizalice topline kako bi se pokušalo ublažiti utjecaj naglih porasta toplinskog opterećenja na rad dizalice topline, povećanjem inercije sustava. Uspoređujući ovakav sustav sa sustavom s dizalicom topline i osjetnim spremnikom topline, autori su pokazali da dizalica topline u sustavu s latentnim spremnikom ostvaruje manji broj ciklusa uključivanja od dizalice topline u sustavu s osjetnim spremnikom topline te da su toplinski gubitci latentnih spremnika topline u odnosu na toplinske gubitke osjetnih spremnika topline manji.

Agyenim i sur. [35] ukazali su na problem malih koeficijenata toplinske vodljivosti akumulatora topline kakvi se koriste u latentnim spremnicima topline te istaknuli kako bi se

poboljšanjem izmjene topline u latentnim spremnicima topline potreban volumen mogao smanjiti za do 30%.

Različiti autori istraživali su kombinirane sustave grijanja i pripreme PTV [19,29].

Cunha i sur. [19] koristili su računalni program Matlab kako bi numerički analizirali sustav grijanja i pripreme PTV koji se sastojao od dizalice topline, latentnog spremnika topline i solarnih kolektora. Autori su predložili ovakav sustav kao alternativno rješenje sustavima grijanja i pripreme PTV koji koriste plinske kotlove, s ciljem smanjenja emisija stakleničkih plinova. Analizu dvaju sustava proveli su računajući ekonomsku isplativost i emisije CO₂. Sustav je mogao raditi u jednom od dva režima – tijekom nižih tarifnih cijena električne energije, za grijanje je korištena dizalica topline zrak-voda, dok se tijekom viših tarifnih cijena električne energije, prikupljena energija sunčevog zračenja koristila za grijanje i zagrijavanje PTV, a višak topline se pohranjivao u latentni spremnik topline. Zaključili su da je korištenjem ovakvih sustava koji koriste OIE moguće smanjiti emisije CO₂ za do 58% u odnosu na korištenje sustava grijanja i pripreme PTV s plinskim kotlom, ali da visoki investicijski troškovi ovakvih sustava još ne opravdavaju njihovu primjenu.

Kelly i sur. [29] koristili su računalni program ESP-r kako bi numerički analizirali različite sustave s dizalicom topline i spremnicima topline, pri čemu su temeljem prosječnog COP-a dizalice topline, ukupne potrošnje električne energije i pogonskih troškova uspoređivali sustav s latentnim spremnikom topline i sustav s osjetnim spremnikom topline. Razmatrani model latentnog spremnika topline sadržavao je vodu i akumulator topline u jednakim udjelima, pri čemu su kapsule s akumulatorom topline temperature taljenja 48 °C bile uronjene u vodi. Kao prednost ovakve izvedbe, autori su istaknuli mogućnost naknadne nadogradnje postojećih osjetnih spremnika topline kakvi se najčešće primjenjuju u termotehničkim sustavima. Zaključili su kako sustav s latentnim spremnikom topline i sustav s osjetnim spremnikom topline ostvaruju slične vrijednosti prosječnog COP-a dizalice topline, ukupne potrošnje električne energije i pogonskih troškova, no kako je potrebni volumen latentnog spremnika topline dvostruko manji od potrebnog volumena osjetnog spremnika topline.

Koželj i sur. [36] također su istraživali moguće prednosti dodavanja kapsula ispunjenih akumulatorom topline u osjetne spremnike topline i zaključili kako spremnik s akumulatorom topline koji zauzima 15% ukupnog volumena spremnika može povećati toplinski kapacitet spremnika topline za više od 70% u odnosu na konvencionalne spremnike osjetne topline koji ne sadrže kapsule s akumulatorom topline.

Maaraoui i sur. [22] su istraživali mogućnost ublažavanja vršnih toplinskih opterećenja korištenjem parafina kao akumulatora topline pohranjenog u unutarnjoj jedinici kućanskog

klima uređaja. U svom modelu koristili su parafin temperature taljenja 35 °C kao akumulator topline i zaključili da je pohranjivanjem te naknadnim korištenjem viška proizvedene topline tijekom razdoblja manje potrošnje toplinske energije moguće postići veći prosječni COP kućanskih klimatizacijskih uređaja.

Long i sur. [37] istraživali su mogućnost pomicanja vremena rada dizalice topline u razdoblje niže tarifne cijene električne energije korištenjem latentnih spremnika topline. Koristili su parafin temperature taljenja 56 °C kao akumulator topline u latentnom spremniku topline te zaključili da dizalica topline u ovakvom sustavu može postići prosječni COP do 3,08 unatoč tome što najvećim dijelom uzima toplinu iz vanjskog zraka tijekom niskih temperatura.

Wang i sur. [33] su u programskom paketu Trnsys numerički analizirali sustav grijanja s dizalicom topline zrak-voda i dva latentna spremnika topline, u kojima se toplina pohranjivala na dvije temperaturne razine. Zagrijani fluid prijenosnik topline, u polasku prema potrošačima dio topline je pohranjivao u latentnom spremniku topline u kojem se nalazio akumulator topline više temperature taljenja, dok se na povratku dodatno ohlađivao predajući toplinu u latentnom spremniku topline akumulatoru topline niže temperature taljenja. Ovime su autori pokušali osigurati nisku temperaturu fluida prijenosnika topline na ulasku u kondenzator i time omogućiti povoljnije uvjete rada dizalice topline. Nakon potpunog taljenja akumulatora topline u latentnim spremnicima topline, pohranjena energija se koristila za grijanje, a dizalica topline je bila isključena. Za potrebe modeliranja toplinskog opterećenja, korišten je Tynsys-ov jednozonski dinamički model zgrade, Type 56. Autori su istaknuli da je na ovaj način moguće ujednačiti toplinsko opterećenje i smanjiti utrošenu električnu energiju za 4% u odnosu na sustav bez latentnih spremnika topline. Dodatno, razlika u učinkovitosti u odnosu na sustav bez latentnih spremnika topline izraženija je tijekom hladnijih dana.

Han i sur. [31] su istraživali moguće prednosti korištenja latentnog spremnika topline i solarnih kolektora u sustavu grijanja s dizalicom topline koja može koristiti toplinu tla kao izvor toplinske energije. Sustavi su numerički analizirani koristeći računalni program Matlab, a razmatrani su: sustav s dizalicom topline, solarnim kolektorima i latentnim spremnikom; sustav s dizalicom topline i solarnim kolektorima bez latentnog spremnika topline i sustav s dizalicom topline bez solarnih kolektora i bez latentnog spremnika topline. Solarni kolektori i latentni spremnik topline korišteni su s namjerom osiguravanja visokotemperaturnog izvora topline za dizalicu topline. Temperatura taljenja akumulatora topline bila je 29 °C pri čemu je pretpostavljeno izotermno taljenje i izotermno skrućivanje. Autori su istaknuli kako je korištenjem latentnog spremnika topline i solarnih kolektora na strani isparivača dizalice topline moguće osigurati stabilniji rad dizalice topline i povećati iskoristivost energije sunčevog

zračenja nego kod sustava bez latentnog spremnika topline i bez solarnih kolektora. Zaključili su kako je dizalica topline u sustavu s latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima ostvarila veći prosječni COP i manju potrošnju električne energije u usporedbi s preostala dva analizirana sustava.

Esen [38] je numerički analizirao sustav s latentnim spremnikom topline, solarnim kolektorima i dizalicom topline voda-voda. Tijekom sunčanih dana, zagrijani fluid prijenosnik topline iz solarnih kolektora dio topline pohranjivao je u latentnom spremniku topline te je u istom prolazu služio kao izvor topline za isparivač dizalice topline. Toplina pohranjena u latentnom spremniku topline korištena je tijekom noći kao izvor topline za isparivač dizalice topline. Autor je predložio korištenje suhog hladnjaka radi dodatne mogućnosti korištenja topline okolišnjeg zraka kao dodatnog izvora topline za isparivač dizalice topline kako bi se pokušalo postići veći prosječni COP dizalice topline i smanjiti ukupna potrošnja energije.

U dosad spomenutim radovima, latentni spremnik topline bio je hidraulički povezan ili s kondenzatorom ili s isparivačem dizalice topline. Minglu i sur. [39] su predložili izvedbu u kojoj je omogućeno povezivanje latentnog spremnika topline i s kondenzatorom i s isparivačem dizalice topline. Na ovaj način, autori su pokušali ostvariti veći prosječni COP dizalice topline i ujednačiti toplinsko opterećenje pohranjivanjem viška proizvedene topline u latentni spremnik topline tijekom razdoblja manjeg toplinskog opterećenja, te naknadno korištenje pohranjene topline kao izvora topline za dizalicu topline, tijekom većih toplinskih opterećenja. Autori su zaključili kako ovakva izvedba može pomoći u smanjivanju broja ciklusa odmrzavanja vanjske jedinice dizalice topline, karakterističnih za dizalice topline koje koriste okolišnji zrak kao izvor topline i koji smanjuju vrijednost prosječnog COP-a dizalice topline.

Opširniji pregled dosadašnjih istraživanja iz područja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnicima topline dali su Pardiñas i sur. [11] te Osterman i Stritih [40], dok su Cunha i Eames [41] dali pregled sustava s dizalicom topline i latentnim spremnicima topline u kojima je toplina pohranjivana na niskim i srednje visokim temperaturama.

Pregledani radovi ukazuju da je korištenjem latentnih spremnika topline moguće poboljšati učinkovitost termotehničkih sustava koji koriste dizalice topline i povećati iskorištenu energiju sunčevog zračenja. Zbog njihovih prednosti u odnosu na osjetne spremnike topline – veća gustoća pohrane energije, mogućnost pohranjivanja i oslobađanja topline pri konstantnoj ili gotovo konstantnoj temperaturi te zbog manjih toplinskih gubitaka, latentni spremnici topline posebno su zanimljivi za primjenu u sustavima s dizalicama topline jer mogu dodatno povećati njihovu učinkovitost. Međutim, za optimalno dimenzioniranje i određivanje načina upravljanja termotehničkim sustavima s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline, u dostupnoj

znanstvenoj literaturi nisu dane konkretne smjernice koje bi služile kao pomoć u fazi projektiranja sustava. Za pohranu i iskorištavanje maksimalne količine topline i za povećanje učinkovitosti termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline, nužno je definiranje optimalne konfiguracije sustava, optimalnih dimenzija latentnog spremnika topline i optimalne regulacije.

1.4 Znanstvena hipoteza i cilj istraživanja

Iz definiranog problema i predmeta znanstvenog istraživanja proizlazi osnovna znanstvena hipoteza disertacije: *Povećanje energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s latentnim spremnicima topline moguće je postići pravilnim odabirom utjecajnih parametara.*

Cilj istraživanja je temeljem energetske analize termotehničkih sustava s latentnim spremnicima topline odrediti optimalne vrijednosti utjecajnih parametara u svrhu povećanja energetske učinkovitosti sustava.

1.5 Znanstveni doprinos

Znanstveni doprinos provedenog istraživanja obuhvaća produblјivanje postojećih znanstvenih spoznaja o termotehničkim sustavima s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline koje se očituje kroz:

- izradu i eksperimentalnu provjeru računalnog modela izmjene topline pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline u latentnom spremniku topline konfiguracije *snop cijevi u plaštu*, u svrhu korištenja u sklopu računalnog programa za dinamičko modeliranje termotehničkih sustava Trnsys;
- rezultate numeričkih analiza geometrijskih i radnih parametara sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline s ciljem određivanja njihovog utjecaja na povećanje učinkovitosti termotehničkih sustava i
- rezultate optimizacije utjecajnih parametara s ciljem povećanja učinkovitosti sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.

1.6 Metodologija istraživanja i struktura doktorske disertacije

Doktorska disertacija podijeljena je u 9 poglavlja. Prvi, uvodni dio obuhvaća proučavanje znanstvene literature iz područja numeričkih istraživanja latentnih spremnika topline, eksperimentalnih istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline i numeričkih istraživanja sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.

Glavni dio rada podijeljen je u preostalih 8 poglavlja, koja se mogu podijeliti na tri tematske cjeline koje predstavljaju navedene znanstvene doprinose provedenog istraživanja. U drugom poglavlju opisan je fizikalni problem izmjene topline u razmatranom latentnom spremniku topline s uzdužnim lamelama. Treće poglavlje obuhvaća opis matematičkog modela koji opisuje nestacionarni, jednodimenzijski problem izmjene topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline u latentnom spremniku topline, uključujući modeliranje izmjene topline pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline prema entalpijskoj metodi. Četvrto poglavlje sadrži opis numeričkog rješavanja metodom kontrolnih volumena te opis razvijenog računalnog modela latentnog spremnika topline za koji je u programskom jeziku Fortran napisan računalni kod, čime je omogućeno korištenje modela unutar dinamičkih simulacija termotehničkih sustava. U petom poglavlju opisan je postupak provjere valjanosti računalnog modela latentnog spremnika topline i računalnog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline, kao i postupka proračuna. Opisana je korištena mjerna i eksperimentalna oprema i postupak provođenja mjerenja te je prikazana usporedba numerički dobivenih rezultata s rezultatima mjerenja na ispitnom sustavu s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.

U šestom poglavlju opisano je modeliranje sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline u Trnsys programskom okruženju koje služi za dinamičko modeliranje rada sustava i uključuje međusobnu interakciju između termotehničkog sustava i zgrade. Prikazani su rezultati numeričkih proračuna u Trnsys-u. U sedmom poglavlju provedene su numeričke analize utjecaja odabranih parametara na različite pokazatelje energetske učinkovitosti i troškova termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.

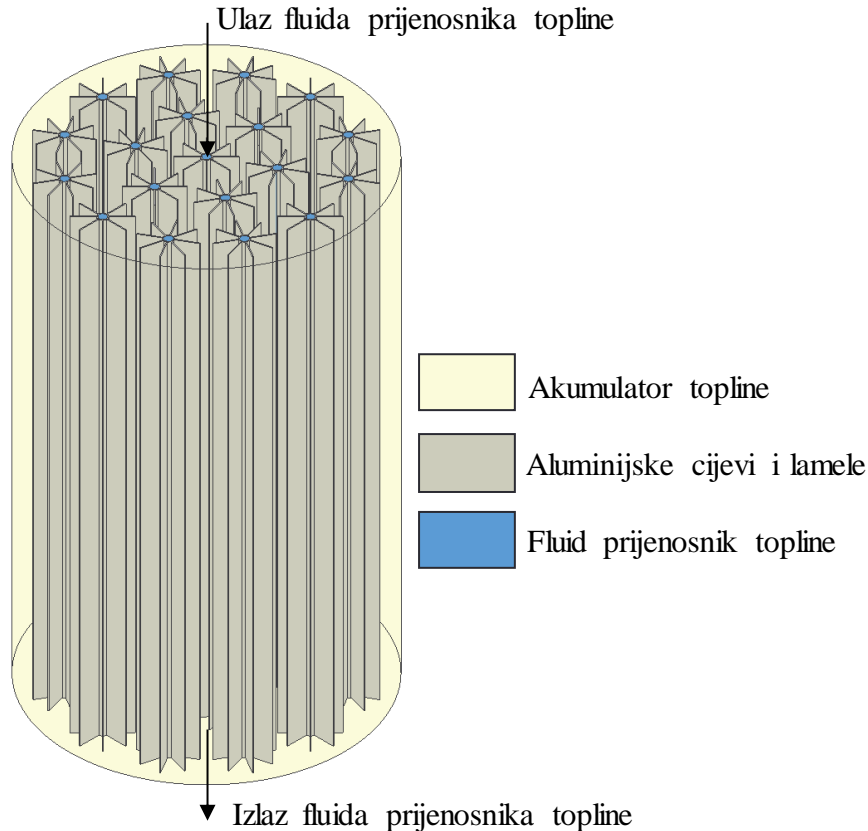
U osmom poglavlju provedena je optimizacija utjecajnih parametara u svrhu određivanja njihovih optimalnih vrijednosti s ciljem povećanja energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline. Prikazana je usporedba pet različitih sustava: dva sustava koji se sastoje iz dizalice topline, latentnog spremnika topline i solarnih kolektora; dva sustava koji se sastoje iz dizalice topline, osjetnog spremnika topline

i solarnih kolektora, i konvencionalnog sustava s dizalicom topline bez spremnika topline i bez solarnih kolektora.

U devetom poglavlju dan je zaključak te su navedene smjernice za daljnja istraživanja.

2. FIZIKALNI PROBLEM IZMJENE TOPLINE U LATENTNOM SPREMNIKU TOPLINE

Razmatrani fizikalni problem obuhvaća izmjenu topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline u latentnom spremniku topline konfiguracije *snop cijevi u plaštu* s uzdužno postavljenim lamelama, pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline. U sustavima grijanja koji koriste dizalicu topline i solarne kolektore, tijekom razdoblja manjih toplinskih opterećenja, latentni spremnik topline može se koristiti za pohranjivanje proizvedene topline dizalicom topline ili viška energije prikupljene solarnim kolektorima i tako omogućiti ujednačavanje toplinskog opterećenja tijekom dana. Pohranjena toplina može se tijekom razdoblja većih intenziteta toplinskih opterećenja neposredno isporučivati potrošačima, u kojem slučaju se obično koriste akumulatori topline s temperaturom taljenja višom od 40 °C [17,19,29,33], ili se može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za isparivač dizalice topline, pri čemu se obično koriste akumulatori topline s temperaturom taljenja nižom od 30 °C [24,26,31]. Shematski prikaz rasporeda cijevi unutar razmatranog latentnog spremnika topline prikazan je na slici 2.1.



Slika 2.1 Shematski prikaz rasporeda cijevi u latentnom spremniku topline konfiguracije snop cijevi u plaštu

Latentni spremnik topline prikazan na slici 2.1 sastoji se od vertikalno postavljenih cijevi, svaka od kojih sadrži uzdužno postavljene ravne lamele. Fluid prijenosnik topline struji kroz cijevi i može isporučivati ili preuzimati toplinu od akumulatora topline koji ispunjava prostor unutar plašta latentnog spremnika topline, oko cijevi i lamela. Izmjena topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline ostvaruje se prisilnom konvekcijom na unutarnjim površinama stijenki cijevi kojima struji fluid prijenosnik topline, provođenjem topline kroz stijenke cijevi i lamela te izmjenom topline pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline.

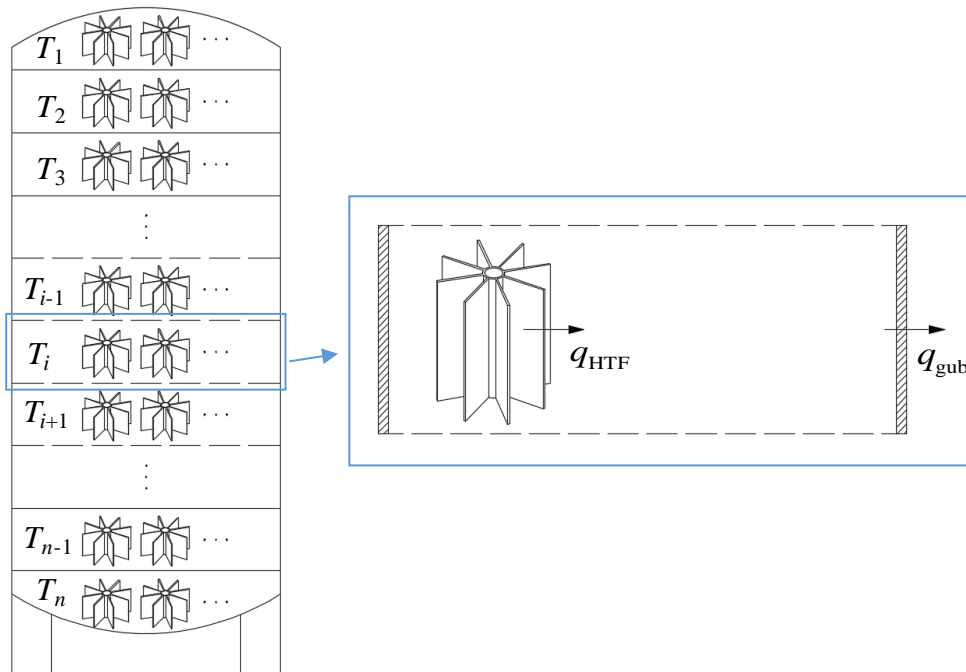
3. MATEMATIČKI MODEL OPISANOG FIZIKALNOG PROBLEMA

Svrha izrade računalnog modela latentnog spremnika topline je provođenje analiza energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline. Numeričkim analizama moguće je ispitivati utjecaj geometrijskih i radnih parametara na energetske učinkovitost cjelokupnih termotehničkih sustava, znatno jednostavnije i praktičnije u odnosu na eksperimentalna istraživanja.

3.1 Domena

Matematički model kojim je opisana izmjena topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline u latentnom spremniku topline sastoji se iz parcijalne diferencijalne jednadžbe očuvanja energije te početnih i rubnih uvjeta. Numeričko rješenje matematičkog modela dobiva se primjenom numeričkih metoda i korištenjem računala. Za domenu proračuna odabrano je područje koje zauzima akumulator topline u cijelom latentnom spremniku topline. Utjecaj fluida prijenosnika topline preko stijenki cijevi i lamela na izmjenu topline te gubitci topline preko plašta latentnog spremnika topline uključeni su kroz rubne uvjete. Na taj način matematički model je pojednostavnjen kako bi se pokušalo postići što kraće proračunsko vrijeme i učiniti računalni model pogodnim za primjenu unutar dinamičkih simulacijskih modela sustava.

Na slici 3.1 dan je shematski prikaz latentnog spremnika topline, podijeljenog po visini na kontrolne volumene te izdvojeni središnji kontrolni volumen s prikazanim toplinskim tokovima na granicama kontrolnog volumena koji predstavljaju rubne uvjete za prikazani kontrolni volumen. Svi kontrolni volumeni sadrže jednaki broj segmenata cijevi kojima struji fluid prijenosnik topline i jednaki broj lamela.



Slika 3.1 Shematski prikaz domene jednodimenzijskog matematičkog modela latentnog spremnika topline u konfiguraciji snop cijevi u plaštu, podijeljene na kontrolne volumene i izdvojeni središnji kontrolni volumen

3.2 Jednadžba očuvanja

Izmjena topline u latentnom spremniku topline je nestacionarni problem koji obuhvaća izmjenu topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline preko stijenki cijevi i lamela te izmjenu topline između akumulatora topline i okolišnjeg zraka preko plašta latentnog spremnika topline. S ciljem izrade računalnog modela latentnog spremnika topline prikladnog za primjenu unutar dinamičkih simulacijskih modela sustava, usvojena su sljedeća pojednostavnjenja:

- akumulator topline je homogen i izotropan,
- fizikalna svojstva akumulatora topline, fluida prijenosnika topline te stijenki cijevi i lamela su konstantna,
- strujanje fluida prijenosnika topline je laminarno,
- utjecaj slobodne konvekcije u kapljevitosti akumulatora topline uzima se u obzir ekvivalentnim koeficijentom toplinske vodljivosti akumulatora topline,
- latentni spremnik topline je u smjeru strujanja fluida prijenosnika topline podijeljen na izotermne segmente,
- početna raspodjela temperatura akumulatora topline je jednolika,

- na početku proračuna akumulator topline je u cijeloj domeni u krutom ili kapljevitom agregatnom stanju,
- toplinski otpor provođenju topline kroz lamele uzet je u obzir koeficijentom učinkovitosti lamela,
- toplinski gubitci kroz plašt latentnog spremnika topline računaju se kao za ravnu stijenku.

Izmjenu topline u latentnom spremniku topline moguće je opisati jednadžbom očuvanja energije:

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + S \quad (1)$$

gdje su ρ [kg/m³] gustoća, c [J/kgK] specifični toplinski kapacitet, T [K] temperatura, t [s] vrijeme, λ [W/mK] koeficijent toplinske vodljivosti, x [m] prostorna koordinata i S [W/m³] izvorni član.

S obzirom da se promjena faze organskih akumulatora topline odvija izotermno ili pri maloj promjeni temperature akumulatora topline, kako bi se uzela u obzir latentna toplina, izraz (1) može se prilagoditi na način da se varijabla temperature zamijeni specifičnom entalpijom.

Za modeliranje izmjene topline pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline, korištena je entalpijska metoda [42,43] prema kojoj je veza između ukupne specifične entalpije i temperature dana izrazom:

$$h = c \cdot T + \gamma \cdot l \quad (2)$$

Ukupna specifična entalpija h [J/kg] sastoji se iz osjetne specifične entalpije i latentne specifične entalpije. U izrazu (2) l [J/kg] je specifična latentna toplina akumulatora topline, a γ [-] je udio kapljevite faze akumulatora topline, definiran kao:

$$\begin{aligned} \gamma &= 0, & h &< h_s \\ \gamma &= \frac{h - h_s}{h_1 - h_s}, & h_s &< h < h_1 \\ \gamma &= 1, & h &> h_1 \end{aligned} \quad (3)$$

pri čemu je h_s [J/kg] specifična entalpija akumulatora topline pri kojoj započinje taljenje, odnosno pri kojoj završava skrućivanje, a h_l [J/kg] je specifična entalpija akumulatora topline pri kojoj završava taljenje, odnosno pri kojoj započinje skrućivanje. U skladu s tim, jednadžba očuvanja energije napisana pomoću entalpije glasi:

$$\rho \cdot \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\lambda}{c} \cdot \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{S}{B} \quad (4)$$

gdje je B :

$$B = \frac{h_l - h_s - l}{c \cdot (h_l - h_s)} \quad (5)$$

3.3 Početni i rubni uvjeti

Toplinski tokovi koji se izmjenjuju između akumulatora topline i fluida prijenosnika topline preko stijenki lamela i cijevi (q_{HTF}) i između akumulatora topline i okoline preko stijenke plašta latentnog spremnika topline (q_{gub}) čine rubne uvjete (slika 3.1), a u proračun su uključeni kroz izvorni član S :

$$S = q_{\text{HTF}} + q_{\text{gub}} \quad (6)$$

$$S = kA_{\text{hx}} \Delta T_m \cdot \frac{1}{A_{\text{IF}}} + k_{\text{gub}} A_s \cdot \Delta T_{\text{ok}} \cdot \frac{1}{A_{\text{IF}}} \quad (7)$$

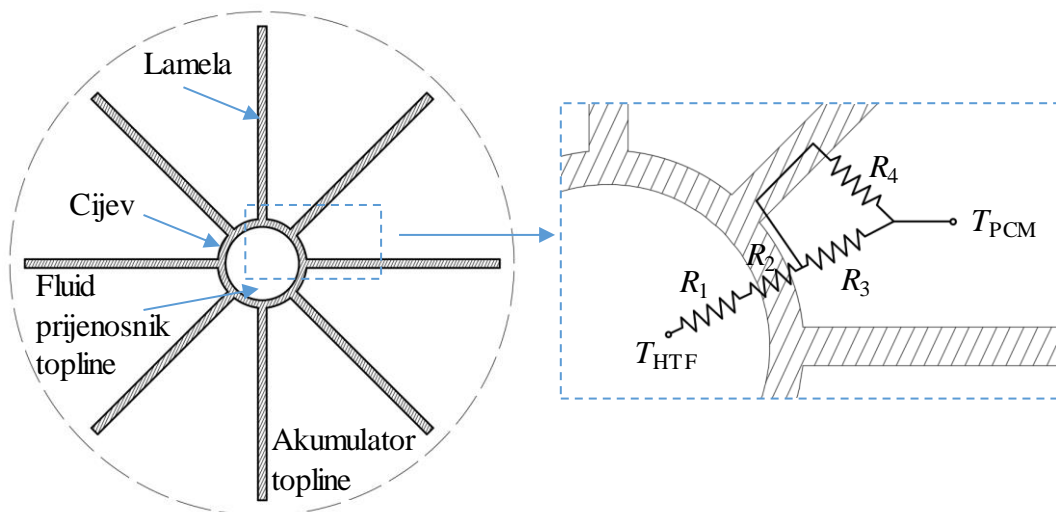
gdje su q_{HTF} i q_{gub} specifični toplinski tokovi izraženi po jedinici površine granice dvaju susjednih kontrolnih volumena:

$$q_{\text{HTF}} = kA_{\text{hx}} \Delta T_m \cdot \frac{1}{A_{\text{IF}}} \quad (8)$$

$$q_{\text{gub}} = k_{\text{gub}} A_s \cdot \Delta T_{\text{ok}} \cdot \frac{1}{A_{\text{IF}}} \quad (9)$$

U izrazima (8) i (9) kA_{hx} [W/K] je recipročna vrijednost ukupnog toplinskog otpora izmjeni topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline, ΔT_m [K] je srednja logaritamska razlika temperatura između temperature fluida prijenosnika topline i temperature akumulatora topline, A_{IF} [m²] je površina granice dvaju susjednih kontrolnih volumena, k_{gub} [W/m²K] je koeficijent prolaza topline kroz plašt latentnog spremnika topline, A_s [m²] je površina segmenta plašta latentnog spremnika i T_{ok} [K] je temperatura okolišnjeg zraka.

Kako bi se prikazali pojedini toplinski otpori koji čine ukupni toplinski otpor izmjeni topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline, na slici 3.2 dan je presjek reprezentativnog isječka akumulatora topline i cijevi s lamelama koje akumulator topline okružuje, a na izdvojenom detalju dan je shematski prikaz toplinskih otpora izmjeni topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline.



Slika 3.2 Presjek reprezentativnog isječka akumulatora topline i cijevi s lamelama koje akumulator topline okružuje, s izdvojenim detaljem na kojem su prikazani pojedini toplinski otpori izmjeni topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline

Izraz za kA_{hx} može se napisati kao recipročna vrijednost ukupnog toplinskog otpora izmjeni topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline, izraz (10).

$$k \cdot A_{hx} = \frac{1}{R_1 + R_2 + \frac{1}{R_3 + R_4}} \quad (10)$$

R_1 [K/W] predstavlja toplinski otpor prijelazu topline prisilnom konvekcijom na unutarnjoj površini stijenke cijevi kojom struji fluid prijenosnik topline, R_2 [K/W] je toplinski otpor provođenju topline kroz stijenku cijevi i lamele, R_3 [K/W] je toplinski otpor izmjeni topline između vanjske površine stijenke cijevi i akumulatora topline i R_4 [K/W] je toplinski otpor izmjeni topline između lamela i akumulatora topline. Navedeni toplinski otpori računaju se izrazima (11)-(14).

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_{\text{HTF}} \cdot A_{\text{c,u}}} \quad (11)$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_{\text{c,v}}}{d_{\text{c,u}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{\text{c}}} \quad (12)$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{PCM}}}{d_{\text{c,v}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{\text{PCM}}} \quad (13)$$

$$R_4 = \frac{\delta_{\text{PCM}}}{A_1 \cdot \lambda_{\text{PCM}} \cdot \eta_1} \quad (14)$$

U izrazima (11)-(14), α_{HTF} [W/m²K] je koeficijent prijelaza topline prisilnom konvekcijom na unutarnjoj površini stijenki cijevi, $A_{\text{c,u}}$ [m²] je unutarnja površina stijenki cijevi, $d_{\text{c,v}}$ i $d_{\text{c,u}}$ [m] su vanjski i unutarnji promjeri cijevi, L [m] je visina segmenta cijevi i lamela u kontrolnom volumenu, λ_{c} [W/mK] je koeficijent toplinske vodljivosti stijenke cijevi, D_{PCM} [m] je promjer kružnice koja opisuje područje utjecaja pojedine cijevi i udaljenost između osi dviju susjednih cijevi, s obzirom da su sve cijevi međusobno jednako udaljene. δ_{PCM} [m] je prosječna debljina sloja akumulatora topline između dviju susjednih lamela, A_1 [m²] je površina stijenki lamela u dodiru s akumulatorom topline i η_1 [-] je koeficijent učinkovitosti lamela.

Toplinski otpor provođenju topline kroz stijenke lamela uključen je kroz koeficijent učinkovitosti lamela [44], koji je dan izrazom (15):

$$\eta_1 = \frac{\tanh(b \cdot L)}{b \cdot L} \quad (15)$$

gdje je b [-]:

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{HTF}}}{\lambda_1 \cdot \delta_1}} \quad (16)$$

U izrazu (16) λ_1 [W/mK] je koeficijent toplinske vodljivosti lamela, a δ_1 [m] je debljina lamela. Koeficijent prijelaza topline prisilnom konvekcijom na strani fluida prijenosnika topline računa se prema Gnielinskijevoj korelaciji [45-47]:

$$\alpha_{\text{HTF}} = \frac{\lambda_{\text{HTF}}}{d_{\text{c,u}}} \left\{ 3,66^3 + 0,7^3 + \left[1,615 \left(\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot d_{\text{c,u}}}{L} \right)^{1/3} - 0,7 \right]^3 \right\}^{1/3} \quad (17)$$

gdje je λ_{HTF} [W/mK] koeficijent toplinske vodljivosti fluida prijenosnika topline, a Re [-] i Pr [-] Reynoldsova i Prandtlova bezdimenzijska značajka koje se računaju prema:

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{HTF}} \cdot w_{\text{HTF}} \cdot d_{\text{c,u}}}{\eta_{\text{HTF}}} \quad (18)$$

$$\text{Pr} = \frac{\eta_{\text{HTF}} \cdot c_{\text{HTF}}}{\lambda_{\text{HTF}}} \quad (19)$$

U izrazima (18) i (19), ρ_{HTF} [kg/m³] je gustoća fluida prijenosnika topline, η_{HTF} [Pa s] je dinamička viskoznost fluida prijenosnika topline, c_{HTF} [J/kgK] je specifični toplinski kapacitet fluida prijenosnika topline i w_{HTF} [m/s] je brzina strujanja fluida prijenosnika topline.

Utjecaj slobodne konvekcije u tekućoj fazi akumulatora topline uključen je kroz ekvivalentni koeficijent toplinske vodljivosti [48-50] prema izrazu (20):

$$\lambda_{\text{PCM,eq}} = C \cdot \text{Ra}^n \cdot \lambda_{\text{PCM}} \quad (20)$$

U kontrolnim volumenima u kojima je akumulator topline u tekućoj fazi, u izrazima (13) i (14) za računanje toplinskih otpora R_3 i R_4 na strani akumulatora topline, umjesto koeficijenta toplinske vodljivosti akumulatora topline λ_{PCM} koristi se ekvivalentni koeficijent toplinske vodljivosti $\lambda_{\text{PCM,eq}}$.

U izrazu (20), C i n su koeficijenti čije su vrijednosti 0,05 i 0,25 [48,49], a Ra je Rayleigheva bezdimenzijska značajka [-]:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot l^3 (T_{HTF,ul} - T_1)}{\mu_{PCM} \cdot a_{PCM}} \quad (21)$$

U izrazu (21), g [m/s^2] je gravitacijsko ubrzanje, β [$1/K$] je koeficijent toplinskog istezanja akumulatora topline, $T_{HTF,ul}$ [K] je temperatura fluida prijenosnika topline na ulazu u latentni spremnik topline, T_1 [K] je temperatura likvidusa, μ_{PCM} [m^2/s] je kinematska viskoznost akumulatora topline i a_{PCM} [m^2/s] je koeficijent temperaturne vodljivosti akumulatora topline.

Za početni uvjet zadaje se temperatura akumulatora topline koja je jednaka u cijeloj domeni. S obzirom da prilikom promjene agregatnog stanja akumulator topline pri istoj temperaturi može imati različitu specifičnu entalpiju, kako bi ona bila jednoznačno određena, početna temperatura akumulatora topline mora biti ili veća od temperature likvidusa ($T_{PCM}^0 > T_1$) ili manja od temperature solidusa ($T_{PCM}^0 < T_s$), odnosno akumulator topline na početku proračuna mora biti u potpuno krutom ili u potpuno kapljevitom agregatnom stanju.

4. NUMERIČKO RJEŠAVANJE MATEMATIČKOG MODELA

4.1 Opis numeričkog postupka

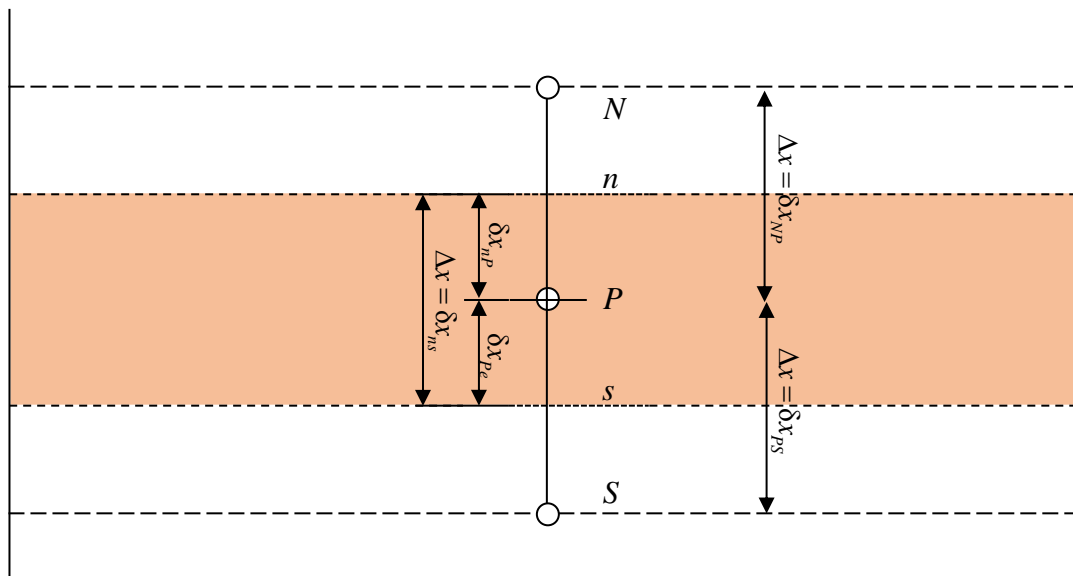
Primjenom numeričkih metoda, parcijalna diferencijalna jednačba očuvanja energije, koja opisuje izmjenu topline može se prevesti u sustav algebarskih jednačbi. U ovom radu, za tu svrhu je korištena metoda kontrolnih volumena koja je za slučaj nestacionarnog jednodimenzijskog problema izmjene topline opisana u nastavku [51]. Numeričko rješavanje metodom kontrolnih volumena podrazumijeva podjelu domene na kontrolne volumene, diskretizaciju jednačbi očuvanja i rješavanje sustava algebarskih jednačbi. U ovom radu razmatrana je samo jednačba očuvanja energije čime je pojednostavljen matematički opis fizikalnog problema izmjene topline u latentnom spremniku topline kako bi se pokušalo skratiti proračunsko vrijeme i učiniti model prikladnim za korištenje unutar dinamičkih simulacijskih modela. Jednačba očuvanja energije napisana pomoću entalpije glasi:

$$\rho \cdot \frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\lambda}{c} \cdot \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} + \frac{S}{B} \quad (22)$$

gdje je B :

$$B = \frac{h_l - h_s - l}{c \cdot (h_l - h_s)} \quad (23)$$

Kako bi se izvela jednačba diskretizacije, izraz (22) potrebno je integrirati po vremenu i po kontrolnom volumenu. Na slici 4.1 je prikazan kontrolni volumen s označenim središnjim čvorom P , granicama kontrolnog volumena n i s te susjednim čvorovima N i S .



Slika 4.1 Kontrolni volumen s označenim središnjim čvorom P, granicama kontrolnog volumena n i s te susjednim čvorovima N i S

Integracijom izraza (22) po kontrolnom volumenu prikazan na slici 4.1 i po vremenskom koraku između t i $t+\Delta t$, slijedi:

$$\int_n^s \left(\int_t^{t+\Delta t} \rho \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \cdot dt \right) \cdot dV = \int_n^s \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{\lambda}{c} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \right) \cdot dt \cdot dV + \int_n^s \int_t^{t+\Delta t} \frac{S}{B} \cdot dt \cdot dV \quad (24)$$

Pri integraciji nestacionarnog člana po kontrolnom volumenu pretpostavlja se da vrijednost specifične entalpije u čvoru prevladava po cijelom kontrolnom volumenu. Koristeći Gaussov teorem, linearnu aproksimaciju za integraciju po kontrolnom volumenu i potpuno implicitnu shemu za diskretizaciju po vremenu dobiva se:

$$\rho \cdot (h_p - h_p^0) \frac{\Delta x}{\Delta t} = \left[\frac{\lambda}{c \cdot \Delta x} \cdot (h_s - h_p) \right] - \left[\frac{\lambda}{c \cdot \Delta x} \cdot (h_p - h_n) \right] + \frac{1}{A_{IF}} \cdot (kA_{hx} \cdot \Delta T_m - k_{gub} \cdot A_s \cdot \Delta T_{ok}) \cdot \frac{1}{B} \quad (25)$$

pri čemu se ΔT_m i ΔT_{ok} računaju korištenjem vrijednosti iz prethodnog vremenskog koraka prema izrazima (26) i (27):

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{HTF,ul}} - T_{\text{HTF,izl}}}{\ln\left(\frac{T_{\text{HTF,ul}} - T_P^0}{T_{\text{HTF,izl}} - T_P^0}\right)} \quad (26)$$

$$\Delta T_{\text{ok}} = T_P^0 - T_{\text{ok}} \quad (27)$$

gdje se T_P^0 računa se prema:

$$T_P^0 = \frac{h_p^0 - \gamma_p^0 \cdot l}{c} \quad (28)$$

U izrazu (28) h_p^0 [J/kg] je specifična entalpija akumulatora topline u centralnom čvoru P u prethodnom vremenskom koraku, a γ_p^0 [-] je udio kapljevite faze akumulatora topline u centralnom čvoru P u prethodnom vremenskom koraku.

Ako se veličine koje množe varijable u središnjem i susjednim čvorovima označe s a , tada se izraz (25) može prevesti u jednadžbu diskretizacije u općem obliku koja izražava princip očuvanja energije za konačni kontrolni volumen jednako kao što diferencijalna jednadžba izražava za cijelu domenu:

$$a_p \cdot h_p = a_N \cdot h_N + a_S \cdot h_S + a_p^0 \cdot h_p^0 + b \quad (29)$$

Sređivanjem izraza (25) prema (29) slijedi:

$$\left(\begin{array}{ccc} \frac{\lambda}{\Delta x \cdot c} + \frac{\lambda}{\Delta x \cdot c} + \frac{\rho \cdot \Delta x}{\Delta t} & & \\ a_N & a_S & a_p^0 \end{array} \right) h_p = \frac{\lambda}{\Delta x \cdot c} \cdot h_N + \frac{\lambda}{\Delta x \cdot c} \cdot h_S + \rho \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} \cdot h^0 + \underbrace{\frac{1}{A_{\text{IF}}} \cdot (kA_{\text{hx}} \cdot \Delta T_m - k_{\text{gub}} \cdot A_s \cdot \Delta T_{\text{ok}})}_b \cdot \frac{1}{B} \quad (30)$$

gdje su:

$$a_N = a_S = \frac{\lambda}{\Delta x \cdot c} \quad (31)$$

$$a_p^0 = \frac{\rho \cdot \Delta x}{\Delta t} \quad (32)$$

$$a_p = a_N + a_S + a_p^0 = 2 \frac{\lambda}{\Delta x \cdot c} + \frac{\rho \cdot \Delta x}{\Delta t} \quad (33)$$

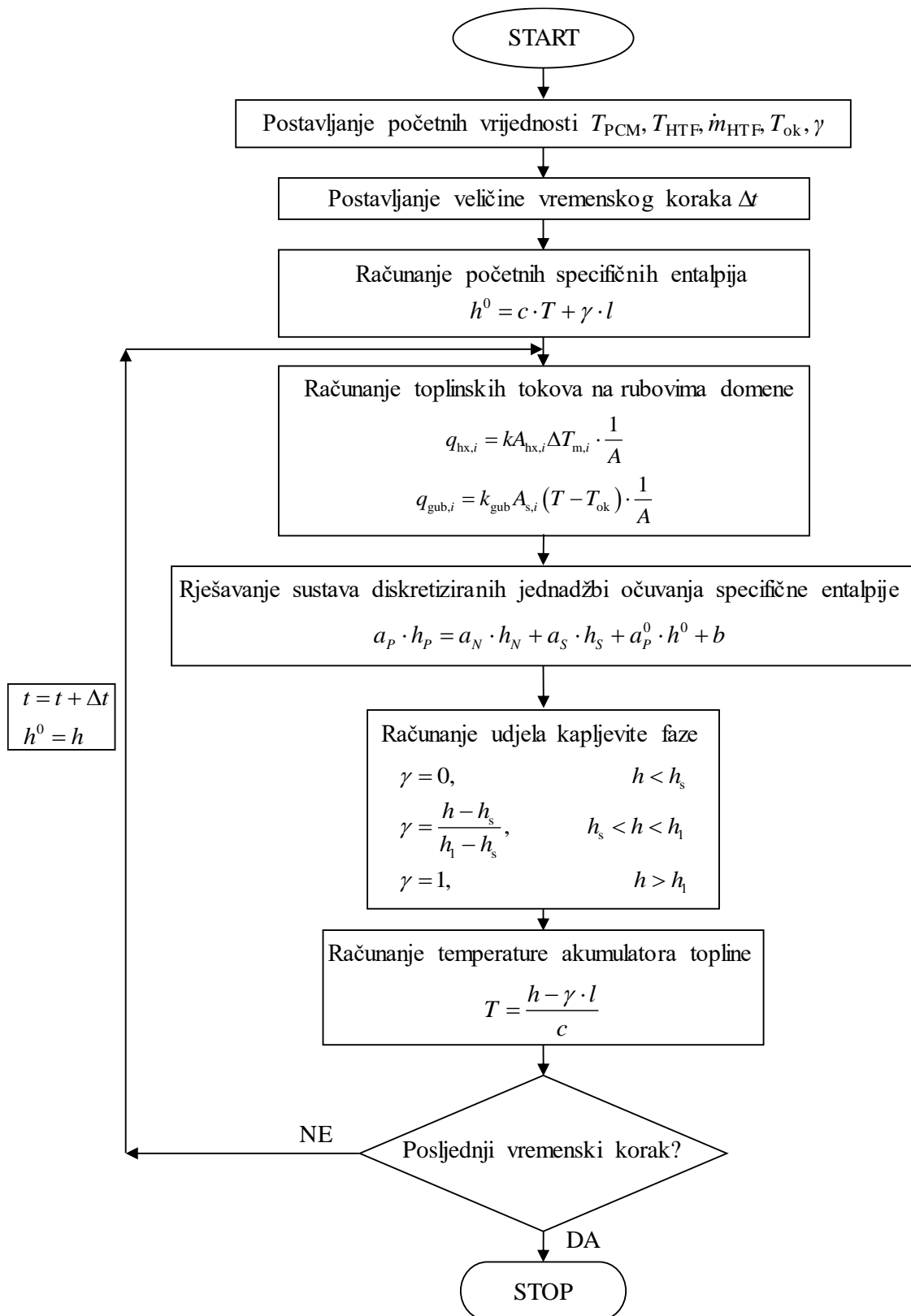
$$b = \frac{1}{A_{\text{IF}}} \cdot (kA_{\text{hx}} \cdot \Delta T_m - k_{\text{gub}} \cdot A_s \cdot \Delta T_{\text{ok}}) \cdot \frac{1}{B} \quad (34)$$

Izvedena jednadžba diskretizacije kod metode kontrolnih volumena ima jasno fizikalno značenje i opisuje da je razlika difuzijskog toka specifične entalpije koji izlazi kroz donju granicu kontrolnog volumena i difuzijskog toka specifične entalpije koji ulazi kroz gornju granicu kontrolnog volumena te difuzijskog toka specifične entalpije koji se izmjenjuje između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline i difuzijskog toka koji se izmjenjuje između akumulatora topline i okoline jednaka promjeni specifične entalpije unutar kontrolnog volumena. Formiranjem jednadžbi diskretizacije za sve kontrolne volumene, dobiva se sustav algebarskih jednadžbi koji povezuje vrijednosti specifičnih entalpija u svim čvorovima domene. Utjecaj rubnih uvjeta za sve kontrolne volumene je uzet u obzir kroz izvorni član. Za rješavanje sustava algebarskih jednadžbi u ovom radu korištena je direktna metoda, Gauss-Jordanov postupak, koji podrazumijeva transformaciju matrice koeficijenata u dijagonalnu matricu te uključuje transformiranje matrice koeficijenata postupkom pivotiranja čime se izbjegava akumuliranje greški zaokruživanja, koje je karakteristično za Gaussovu metodu eliminacije [52]. Prednost direktnih metoda, u odnosu na iteracijske postupke je to što nije potrebno osigurati posebna svojstva matrice koju čine koeficijenti diskretizacijskih jednadžbi kako bi se osigurala konvergencija. Osim toga, za manji broj kontrolnih volumena dovoljno je brza zbog čega je prikladna za korištenje unutar dinamičkih simulacijskih modela.

Rješavanjem sustava algebarskih jednadžbi dobiva se polje specifičnih entalpija akumulatora topline u svim čvorovima domene. Temperature akumulatora topline na kraju svakog vremenskog koraka računaju se korištenjem prethodno dobivenih specifičnih entalpija i izračunatih udjela kapljevite faze.

Računalni kod u kojem je sadržan opisani numerički postupak napisan je u programskom jeziku Fortran i računalno prilagođen za korištenje u Trnsys-u, komercijalnom računalnom programu za izradu dinamičkih simulacijskih modela i provođenje simulacija, čime je proširena knjižnica

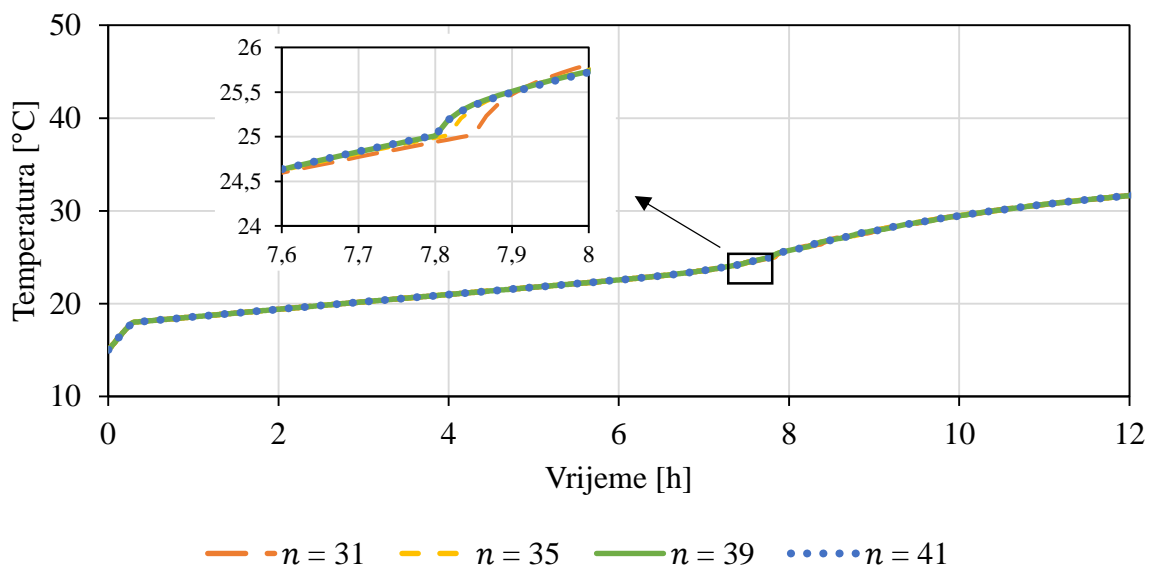
postojećih modela spremnika topline. Nova komponenta nazvana je Type2021. Ulazni podatci koji se učitavaju tijekom svakog vremenskog koraka su rubni uvjeti poput temperature fluida prijenosnika topline na ulazu u latentni spremnik topline, protoka fluida prijenosnika topline i temperature okoline. Parametri koji se čitaju na početku simulacije i čija se vrijednost ne mijenja tijekom trajanja simulacije su geometrijske karakteristike latentnog spremnika topline, masa akumulatora topline, fizikalna svojstva akumulatora topline, fluida prijenosnika topline i konstrukcijskih materijala latentnog spremnika topline, kao i temperature likvidusa i solidusa za taljenje i skrućivanje. Dijagram toka proračuna promjene specifične entalpije i temperature akumulatora topline prikazan je na slici 4.2.



Slika 4.2 Dijagram toka proračuna promjene specifične entalpije i temperature akumulatora topline

4.2 Ispitivanje neovisnosti rezultata o broju kontrolnih volumena i veličini vremenskog koraka

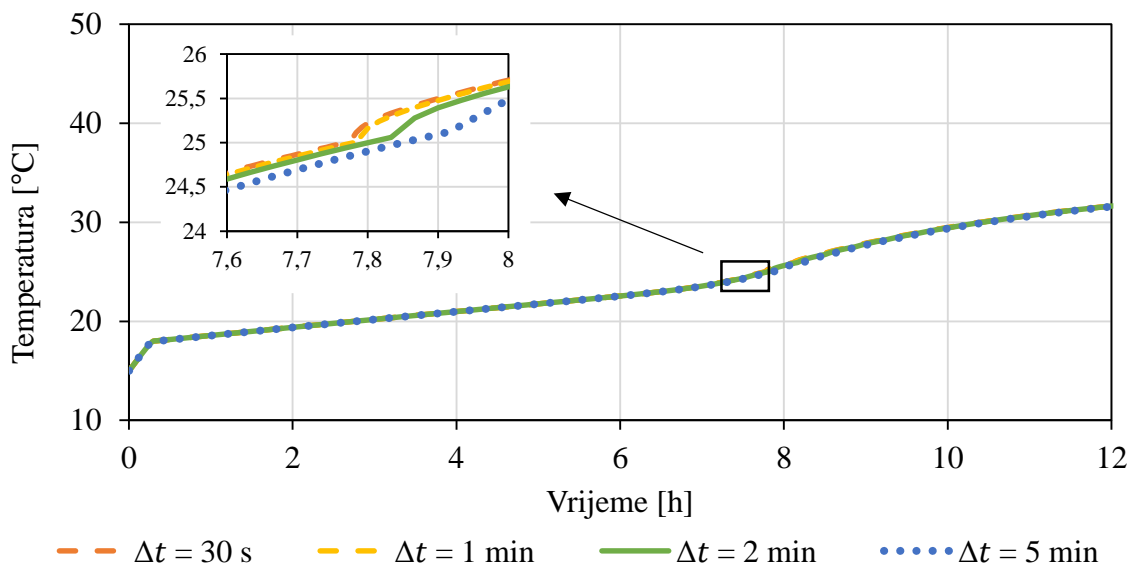
Točnost i brzina proračuna važne su karakteristike računalnih modela koji se koriste unutar dinamičkih simulacijskih modela. Važno je osigurati točnost i zadovoljavajuću preciznost numeričkih rezultata, pritom pazeći da trajanje proračuna bude dovoljno kratko kako bi model jedne komponente bio primjenjiv unutar modela cjelokupnog termotehničkog sustava. Da bi se provjerila neovisnost numeričkih rezultata o broju kontrolnih volumena, izvršena je usporedba numerički dobivenih vremenskih promjena temperatura akumulatora topline u kontrolnom volumenu u sredini latentnog spremnika topline za podjelu domene na 31, 35, 39 i 41 kontrolni volumen. Proračuni su provedeni za proces taljenja, za protok fluida prijenosnika topline 620 l/h, temperaturu fluida prijenosnika topline na ulazu u latentni spremnik topline 37 °C i početnu temperaturu akumulatora topline 15 °C (slika 4.3).



Slika 4.3 Usporedba numerički dobivenih vremenskih promjena temperatura akumulatora topline u kontrolnom volumenu u sredini latentnog spremnika topline, za podjele latentnog spremnika topline na 31, 35, 39 i 41 kontrolni volumen, za proces taljenja pri protoku fluida prijenosnika topline 620 l/h, ulaznoj temperaturi fluida prijenosnika topline 37 °C i početnoj temperaturi akumulatora topline 15 °C

U slučaju podjele latentnog spremnika topline na manji broj kontrolnih volumena, proračunato vrijeme taljenja je nešto duže. Budući da za podjele latentnog spremnika topline na 39 i 41 kontrolni volumen nije uočena značajna razlika u vremenskim promjenama temperatura akumulatora topline, kako bi se skratilo vrijeme proračuna i zadržala preciznost rezultata, u daljnjim analizama latentni spremnik topline će se podijeliti na 39 kontrolnih volumena.

Veličine vremenskog koraka u dinamičkim simulacijskim modelima najčešće iznose od 10 s do 15 min, a mogu biti i dulje ako su u dinamičke simulacijske modele integrirane komponente za modeliranje potrošnje energije zgrade [53,54]. Kako bi se skratilo proračunsko vrijeme i osigurala neovisnost rezultata o veličini vremenskog koraka, provedena je analiza neovisnosti rezultata o veličini vremenskog koraka. Provedene su numeričke simulacije korištenjem vremenskih koraka veličine 30 s, 1 min, 2 min i 5 min, a usporedba dobivenih vremenskih promjena temperatura akumulatora topline koji se nalazi u kontrolnom volumenu u sredini latentnog spremnika topline prikazana je na slici 4.4.



Slika 4.4 Usporedba numerički dobivenih vremenskih promjena temperatura akumulatora topline u kontrolnom volumenu u sredini latentnog spremnika topline, korištenjem vremenskih koraka veličine 30 s, 1 min, 2 min i 5 min, za proces taljenja pri protoku fluida prijenosnika topline 620 l/h, ulaznoj temperaturi fluida prijenosnika topline 37 °C i početnoj temperaturi akumulatora topline 15 °C

Na slici 4.4 može se primijetiti da ne postoji značajna razlika između vremenskih promjena temperatura akumulatora topline, dobivenih koristeći veličine vremenskih koraka 30 s i 1 min, čime se može potvrditi neovisnost numeričkih rezultata o veličini vremenskog koraka, za veličine vremenskih koraka manjih od 1 min. Uvažavajući rezultate analize neovisnosti rezultata o broju kontrolnih volumena na koje je podijeljen latentni spremnik topline i o veličini vremenskog koraka, u daljnjim razmatranjima latentni spremnik topline je podijeljen na 39 kontrolnih volumena, a veličina vremenskog koraka iznosi 1 min.

5. PROVJERA VALJANOSTI MODELA I NUMERIČKOG POSTUPKA

5.1 Opis eksperimentalne naprave i ispitne linije

U svrhu provjere valjanosti računalnog modela latentnog spremnika topline, računalnog modela dizalice topline i dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline te numeričkog postupka, izvršena je usporedba numerički dobivenih rezultata s rezultatima eksperimentalnog ispitivanja. Eksperimentalna ispitivanja vršena su u Laboratoriju za toplinska mjerenja na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, na ispitnom sustavu koji se sastoji od dizalice topline, latentnog spremnika topline, inercijskih osjetnih spremnika topline, suhih hladnjaka, sustava automatskog upravljanja, cirkulacijskih pumpi, miješajućih ventila, zapornih ventila i cjevovoda. Dizalica topline, u izvedbi voda-voda, proizvođača *CIAT* ostvaruje nominalni toplinski učin 49 kW. Kompresor dizalice topline je otvorene izvedbe i pokreće ga elektromotor snage 18,5 kW. U kondenzatorskom i isparivačkom krugu dizalice topline ugrađeni su inercijski osjetni spremnici topline proizvođača *Zani*, volumena 300 l i suhi hladnjaci *CIAT Aerial*, koji omogućuju uzimanje topline za isparivanje radne tvari iz okoline ili odbacivanje proizvedene topline u okolinu. Regulacija uključivanja dizalice topline izvedena je na principu uključivanja i isključivanja kompresora dizalice topline u ovisnosti o temperaturi fluida prijenosnika topline na izlazu iz isparivača. Na slici 5.1 prikazana je dizalica topline s inercijskim osjetnim spremnicima topline u kondenzatorskom i isparivačkom krugu (lijevo) te latentni spremnik topline (desno), a na slici 5.2 prikazani su suhi hladnjaci.

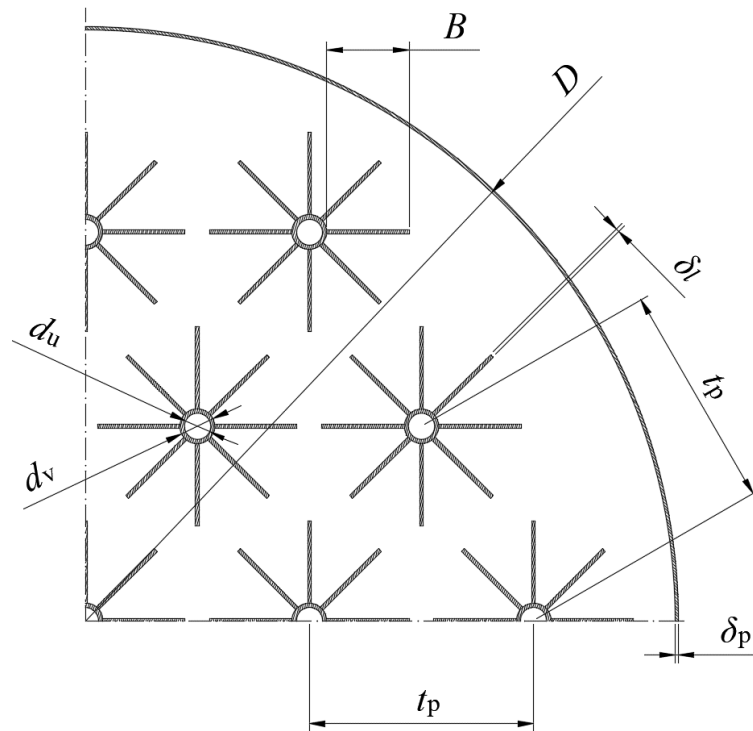


Slika 5.1 Ispitni sustav – dizalica topline i inercijski osjetni spremnici topline (lijevo) i latentni spremnik topline (desno)



Slika 5.2 Ispitni sustav – suhi hladnjaci

Na slici 5.3 je prikazan je horizontalni presjek eksperimentalnog latentnog spremnika topline s označenim geometrijskim parametrima. Vrijednosti geometrijskih parametara dane su u tablici 5.1.



Slika 5.3 Horizontalni presjek eksperimentalnog latentnog spremnika topline

Tablica 5.1 Vrijednosti geometrijskih parametara razmatranog latentnog spremnika topline

Visina latentnog spremnika topline, L	1500 mm
Unutarnji promjer latentnog spremnika topline, D	950 mm
Unutarnji i vanjski promjer cijevi u latentnom spremniku topline, d_v/d_u	30/25 mm
Broj cijevi, n_t	19
Broj lamela po cijevi, n_l	8
Debljina lamela, δ_l	1 mm
Debljina plašta latentnog spremnika topline, δ_p	2 mm
Širina lamela, B	66 mm
Udaljenost između osi susjednih cijevi, t_p	180 mm

Eksperimentalni latentni spremnik topline prikazan na slici 5.1 je cilindričnog oblika, konfiguracije *snop cijevi u plaštu*. Sastoji se iz 19 koncentričnih aluminijskih cijevi promjera 25/30 mm, pri čemu svaka cijev sadrži 8 ravnih, uzdužno postavljenih lamela, međusobno otklonjenih za kut 45° , širine 66 mm i debljine 1 mm. Fluid prijenosnik topline struji kroz aluminijske cijevi odozgo prema dolje, a akumulator topline ispunjava prostor plašta spremnika, oko cijevi i lamela. Plašt latentnog spremnika topline promjera 950 mm i visine

1500 mm, izrađen je od nehrđajućeg čelika. Toplinski je izoliran slojem ekspanzirane gumene pjene, debljine 25 mm. Cijevi i lamele su izrađene od aluminijske. Akumulator topline koji je korišten u ovom istraživanju – parafin RT 25, proizvođača Rubitherm i temperature taljenja 25 °C po vrsti pripada organskim tvarima. Fizikalna svojstva parafina RT 25 dana su u tablici 5.2. Zbog relativno niskog koeficijenta toplinske vodljivosti organskih akumulatora topline, najveći toplinski otpor izmjene topline u latentnim spremnicima topline je toplinski otpor na strani akumulatora topline [16,55]. Cilj korištenja lamela je smanjenje toplinskog otpora na strani akumulatora topline povećanjem površine izmjene topline na strani akumulatora topline. Izmjena topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline ostvaruje se prisilnom konvekcijom na unutarnjoj površini stijenki cijevi, tj. na strani fluida prijenosnika topline, provođenjem topline kroz stijenke cijevi i lamele te izmjenom topline pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline. Kod skrućivanja akumulatora topline, provođenje je dominantni mehanizam izmjene topline, dok je kod taljenja izraženiji utjecaj slobodne konvekcije što povoljno utječe na izmjenu topline.

Tablica 5.2 Fizikalna svojstva parafina RT25

	Tekuća faza	Kruta faza
Gustoća	760 kg/m ³	880 kg/m ³
Koeficijent toplinske vodljivosti	0,2 W/mK	
Specifični toplinski kapacitet	2000 J/kgK	
Kinematska viskoznost	4,7 mm ² /s	
Latentna toplota	170000 J/kg	
Raspon taljenja	22-26 °C	
Koeficijent toplinskog istezanja	0,001K ⁻¹	

Ispitnu liniju, uz cjevovode, čine još cirkulacijske pumpe u krugu kondenzatora i isparivača dizalice topline, te u krugu latentnog spremnika topline, termostatski miješajući ventil, ručni zaporni ventili te sustav automatske regulacije, čija je armatura prikazana na slici 5.4 i kojim je omogućeno održavanje konstantne temperature fluida prijenosnika topline na ulazu u latentni spremnik topline.

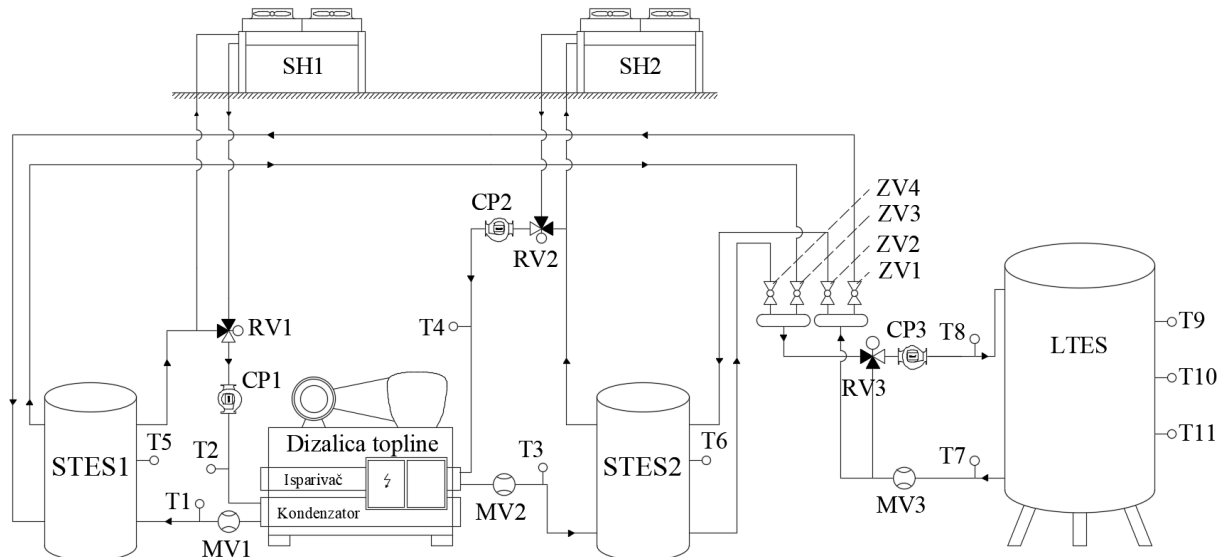


Slika 5.4 Regulacijska armatura ulazne temperature fluida prijenosnika topline u latentni spremnik topline

Sustav automatske regulacije ulazne temperature fluida prijenosnika topline u latentni spremnik topline kontinuirano prati vrijednosti temperature u polaznom cjevovodu prema latentnom spremniku topline i upravlja miješajućim regulacijskim ventilom održavajući konstantnu temperaturu fluida prijenosnika topline na ulazu u latentni spremnik topline.

Kao fluid prijenosnik topline koristi se voda. Cjevovod sustava sastoji se iz sabirnog i razdjelnog kolektora, čeličnih cijevi promjera 76/70,2 mm u isparivačkom krugu dizalice topline, čeličnih cijevi promjera 57/51,2 mm u kondenzatorskom krugu dizalice topline i čeličnih cijevi promjera 30/24,8 mm u krugu latentnog spremnika topline. Ukupan protok vode u krugu latentnog spremnika topline se korištenjem razdjelnika za ujednačavanje protoka dijeli jednoliko na 19 toplinski izoliranih bakrenih cijevi promjera 14/12,5 mm. Sve bakrene cijevi se pri vrhu spremnika spajaju s odgovarajućim aluminijskim cijevima s lamelama koje se nalaze u latentnom spremniku topline. Pri dnu latentnog spremnika topline, sve aluminijske cijevi spojene su na povratni cjevovod preko pripadajućih bakrenih cijevi.

Ispitna linija s latentnim spremnikom topline uspostavljena je u sklopu provedenih istraživanja koja su opisana u [56]. Shematski prikaz ispitne linije prikazan je na slici 5.5.

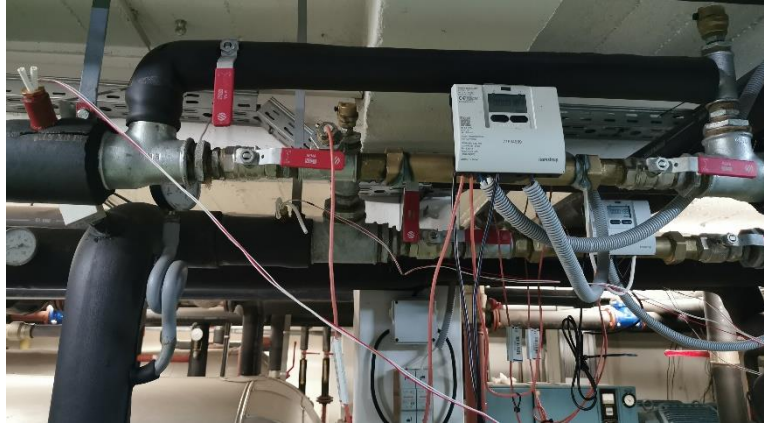


Slika 5.5 Shematski prikaz ispitne linije

Na slici 5.5 oznakama T1-T9 su označene pozicije na kojima su mjerene temperature fluida prijenosnika topline i akumulatora topline, MV1 i MV2 su ultrazvučni mjerači protoka fluida prijenosnika topline, LTES je latentni spremnik topline, STES1 i STES2 su inercijski osjetni spremnici topline, SH1 i SH2 su suhi hladnjaci, CP1-CP3 su cirkulacijske pumpe, RV1-RV3 su regulacijski miješajući ventili i ZV1-ZV4 su zaporni ventili. Hidraulički spoj dizalice topline i latentnog spremnika topline izveden je preko razdjelnog i sabirnog kolektora. Prekretanjem zapornih ventila ZV1, ZV2, ZV3 i ZV4 moguće je ostvariti hidrauličku vezu između kondenzatora i latentnog spremnika topline ili između isparivača i latentnog spremnika topline, odnosno moguće je pohranjivati proizvedenu toplinu dizalicom topline u latentni spremnik topline, ali i koristiti pohranjenu toplinu kao visokotemperaturni izvor topline za isparivač dizalice topline.

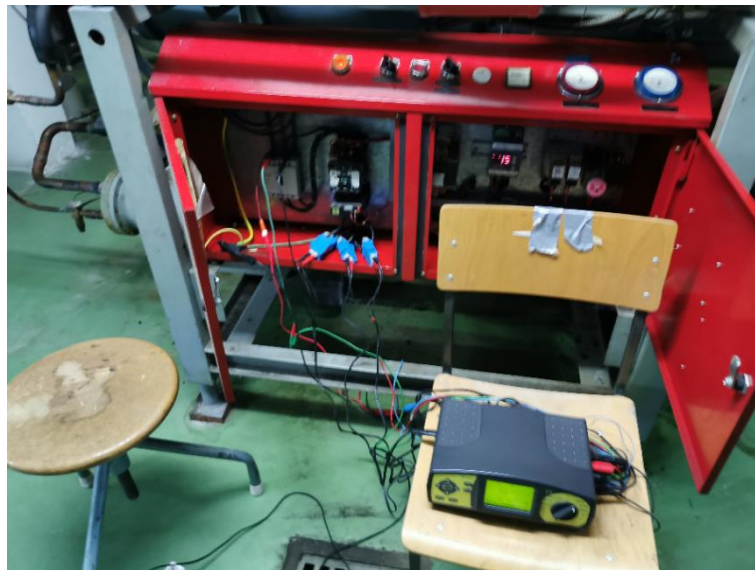
Mjerenje temperatura vode vrši se otporničkim osjetnicima temperature PT100, a mjerenje temperatura parafina unutar latentnog spremnika topline vrši se umjerenim termoparovima, tip K. Korišteno je ukupno 6 otporničkih osjetnika temperature PT100 i 30 termoparova. Osjetnici temperature PT100 postavljeni su u odgovarajuće uronske čahure.

Mjerenje protoka vrši se *Kamstrup Ultraflow 54* ultrazvučnim mjeračima protoka. Na slici 5.6 prikazana je mjerna oprema za mjerenje temperatura i protoka vode, ugrađena u krugove isparivača i kondenzatora dizalice topline.



Slika 5.6 Mjerna oprema korištena za mjerenje temperatura i protoka fluida prijenosnika topline u krugovima isparivača i kondenzatora dizalice topline

Električna snaga za pogon kompresora dizalice topline mjerena je mjernim uređajem Metrel 2092. Uređaj omogućuje praćenje i zapisivanje trenutnih vrijednosti izmjerene električne snage u vlastitu trajnu memoriju, a mjereni podatci se naknadno preuzimaju povezivanjem mjernog uređaja s osobnim računalom. Povezani mjerni uređaj za mjerenje električne snage kompresora dizalice topline prikazan je na slici 5.7.



Slika 5.7 Mjerenje električne snage za pogon kompresora dizalice topline mjernim uređajem METREL 2092

Za automatsko prikupljanje i pohranu vrijednosti mjerenih temperatura i protoka radnog medija korištena su dva modularna sustava, cDAQ-9174, proizvođača National Instruments. Osnovni dio korištenih akvizicijskih uređaja čini kućište s upravljačkim sustavom koje omogućuje izmjenu podataka između računala i mjernih modula. Analogni modul NI 9216, korišten za povezivanje otporničkih osjetnika temperature PT100 omogućuje povezivanje do 8 otporničkih

osjetnika. Za povezivanje ultrazvučnih mjerača protoka, korišten je analogni modul NI 9207, a za povezivanje termoparova korištena su dva NI 9214 modula, od kojih svaki omogućuje povezivanje 16 termoparova. Na slici 5.8 prikazani su korišteni modularni sustavi za akviziciju mjerenih podataka tijekom mjerenja na sustavu s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline.



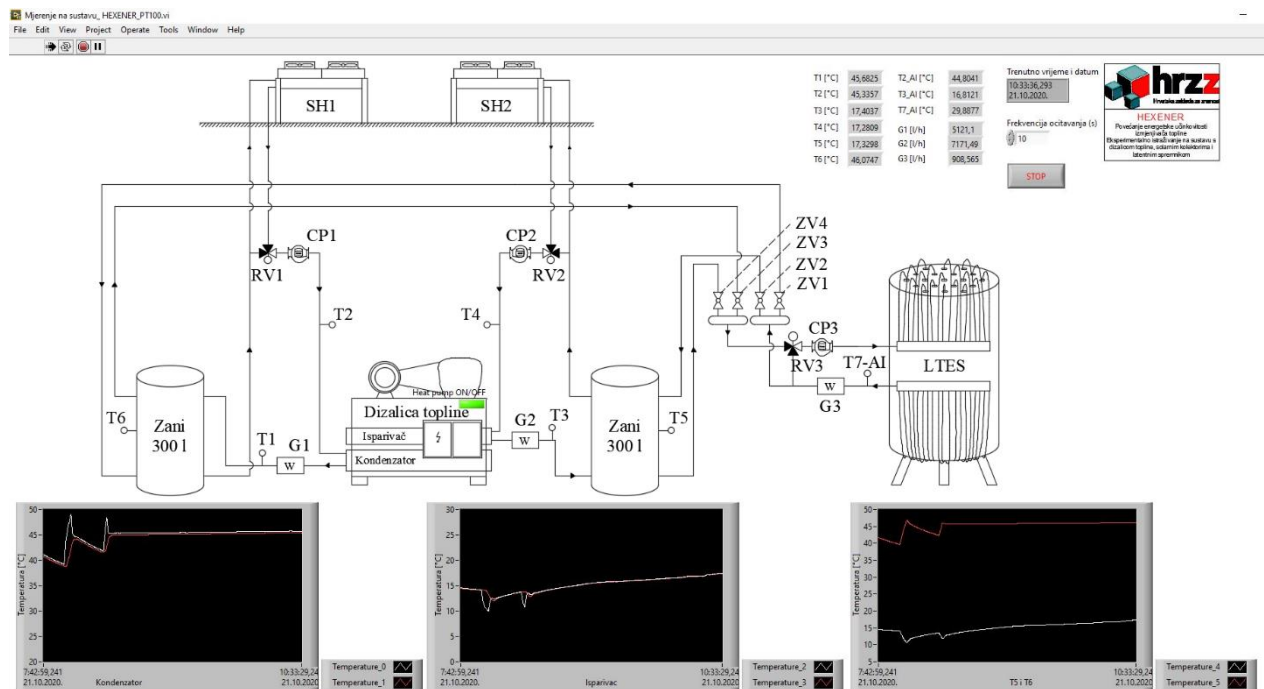
Slika 5.8 Modularni sustavi za akviziciju mjerenih temperatura i protoka radnih medija

Akvizijski moduli su USB vezom povezani s računalom opremljenim odgovarajućim aplikacijama za kontinuirano praćenje i pohranjivanje mjerenih veličina. Korištenjem razvijenih aplikacija moguće je istovremeno praćenje i pohranjivanje mjerenih temperatura parafina te temperatura i protoka vode. Na slici 5.9 prikazano je računalo tijekom mjerenja protoka vode i temperatura na ulazima i izlazima iz kondenzatora i isparivača dizalice topline.



Slika 5.9 Računalo povezano sa sustavima za akviziciju korišteno za praćenje i pohranjivanje mjerenih temperatura i protoka vode i temperatura parafina

Računalo je opremljeno računalnim programom koji omogućuje komunikaciju s mjernom opremom i LabViewom – računalnim programom koji omogućuje izradu virtualnih instrumenata i računalnih sustava upravljanja. Za potrebe provođenja eksperimentalnog istraživanja, u LabView-u je izrađena korisnička aplikacija koja omogućuje praćenje i pohranjivanje mjerenih temperatura i protoka vode, kao i temperatura parafina. Sučelje razvijenog virtualnog instrumenta za mjerenje i pohranjivanje temperatura i protoka vode prikazano je na slici 5.10.



Slika 5.10 Sučelje razvijenog virtualnog instrumenta za mjerenje i pohranjivanje temperatura i protoka fluida prijenosnika topline

Prije pokretanja mjerenja, korisnik zadaje frekvenciju prikazivanja i pohranjivanja mjerenih veličina, a mjerene veličine se u stvarnom vremenu prikazuju u odgovarajućim poljima. Vrijednosti mjerenih veličina u prethodnim vremenskim koracima moguće je pratiti na grafičkim prikazima vremenskih promjena mjerenih veličina. Izmjerene vrijednosti pohranjuju se u podatkovne datoteke radi naknadne obrade.

5.2 Analiza greške mjerenja

Cilj analiziranja greške mjerenja je kvantificiranje mjerne nesigurnosti izmjerenih veličina do koje dolazi bez obzira koliko je pažljivo i s kojom opremom mjerenje izvedeno, te upućivanje na eventualne greške mjerenja uzrokovane ljudskim faktorom. Greške mjerenja mogu se podijeliti na slučajne i sustavne [57]. Slučajne greške mogu se javiti zbog nesavršenosti mjernih instrumenata te ljudskog faktora, a može ih se otkriti usporedbom izmjerenih vrijednosti ponovljenih mjerenja u istim uvjetima. Sustavne greške mogu nastati zbog izbora pogrešne metode mjerenja, korištenja neispravnog mjernog instrumenta, pogrešnog izvođenja mjerenja ili prevelikog utjecaja okoline. Posljedice pojave mjernih pogrešaka su mjerne nesigurnosti konačnih izmjerenih veličina. Prema [58], mjerne nesigurnosti se mogu podijeliti na *Tip A* i *Tip B*. Mjerna nesigurnost *Tipa A* može se analizirati u slučaju postojanja više nezavisnih mjerenja iste veličine pod istim uvjetima, temeljem razdiobe učestalosti pojedinih očitavanja dobivenih ponovnim mjerenjima. Analizu mjerne nesigurnosti prema *Tipu B* moguće je provesti korištenjem raznih podataka koji govore o varijabilnosti mjerene veličine. Tako je moguće koristiti podatke iz priručnika, podatke koji su dostupni u tehničkim specifikacijama mjerne opreme, podatke temeljene na procjeni ili iskustvu poznavanja instrumenta. U ovom radu, u svrhu analize greške provedenih mjerenja primijenit će se određivanje mjerne nesigurnosti prema *Tipu B*.

Eksperimentalno određivanje fizikalnih veličina poput toplinskog toka, u većini slučajeva vrši se posredno tako što se izravnim mjerenjem mjeri nekoliko neovisnih utjecajnih veličina, koje čine funkciju procijenjene vrijednosti glavne tražene fizikalne veličine:

$$\omega = f(\psi_1, \psi_2, \psi_3, \dots, \psi_n) \quad (35)$$

Svaka od utjecajnih vrijednosti ψ_i ima svoju mjernu nesigurnost $z(\psi_i)$.

Pretpostavlja se da je svaka procijenjena vrijednost ispravljena za vrijednost sustavne pogreške, a procjena apsolutne nesigurnosti rezultata dobivenog temeljem mjerenih vrijednosti vrši se prema aproksimaciji prvim članom Taylorovog razvoja u red:

$$z(\omega) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial \omega}{\partial \psi_i} \right)^2} z^2(\psi_i) \quad (36)$$

pri čemu parcijalne derivacije funkcije ili koeficijenti osjetljivosti mogu ukazivati koliko pojedinačne mjerne nesigurnosti utječu na mjernu nesigurnost tražene fizikalne veličine.

Za mjerenje temperature fluida prijenosnika topline korišteni su otpornički osjetnici temperature PT100, a podatci o mjernoj nesigurnosti osjetnika preuzeti su iz standarda za platinaste otporničke osjetnike temperature klase A [59], korištenih tijekom eksperimentalnih mjerenja. Za područje temperatura od 0 °C do 50 °C, njihova mjerna nesigurnost iznosi ±0,15 °C. Za kontrolu mjerene temperature fluida prijenosnika topline upotrebljavani su osjetnici temperature ugrađenog kalorimetra, preciznosti 0,1 °C i mjerne nesigurnosti ±0,15 °C. Uzme li se u obzir temperaturni raspon od 35 °C unutar kojeg su bile sve izmjerene temperature fluida prijenosnika topline tijekom provedenih eksperimentalnih mjerenja, može se izračunati relativna mjerna nesigurnost:

$$z(\psi_1) = \frac{a}{\Delta T} = \frac{0,15}{35} = 0,00428 = 0,428\% \quad (37)$$

Razina točnosti umjerenih termoparova korištenih za mjerenje temperatura akumulatora topline u latentnom spremniku topline iznosi ±0,374 °C [56].

Mjerna nesigurnost korištenih ultrazvučnih mjeraca protoka, prema podacima dobivenim od proizvođača, iznosi ±1% [60].

Temeljem mjerenih temperatura fluida prijenosnika topline i akumulatora topline te protoka fluida prijenosnika topline, računata su pohranjena/iskorištena toplina (Q) iz latentnog spremnika topline te trenutni toplinski učini (\dot{Q}) latentnog spremnika topline, kondenzatora i isparivača dizalice topline. Stoga se njihove relativne mjerne nesigurnosti računaju prema (38):

$$z(\omega) = \sqrt{z^2(\psi_T) + z^2(\psi_T) + z^2(\psi_m)} \quad (38)$$

te se uvrštavanjem pojedinačnih mjernih nesigurnosti mjerenja temperatura i protoka fluida prijenosnika topline, izračunava relativna mjerna nesigurnost izmijenjenih toplina i toplinskih učina:

$$z(\omega) = \sqrt{0,00428^2 + 0,00428^2 + 0,01^2} = 0,012 = 1,2\% \quad (39)$$

Relativna mjerna nesigurnost temperatura fluida prijenosnika topline uvrštena je dva puta budući da se prilikom računanja izmijenjenih toplina i toplinskih učina koriste i ulazna i izlazna temperatura fluida prijenosnika topline.

5.3 Provjera valjanosti računalnog modela latentnog spremnika topline i numeričkog postupka

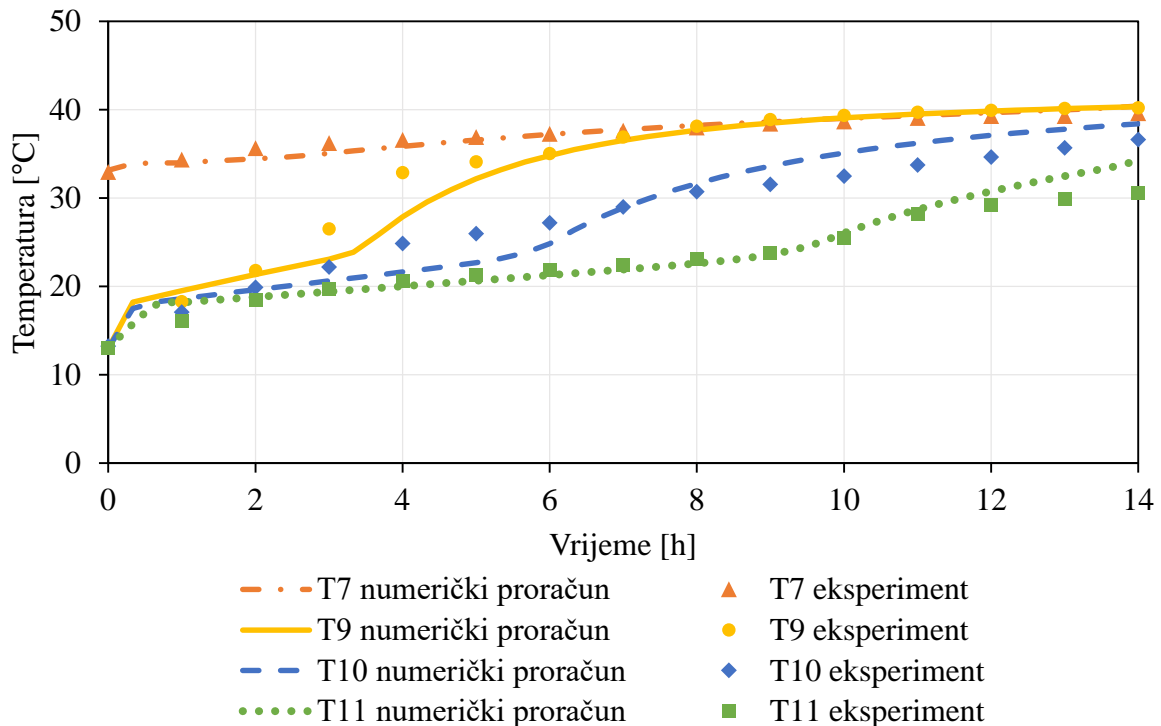
U svrhu provjere valjanosti računalnog modela latentnog spremnika topline i numeričkog postupka, provedena su eksperimentalna mjerenja temperatura parafina i temperatura i protoka vode tijekom pohranjivanja topline u latentni spremnik topline i tijekom korištenja topline iz latentnog spremnika topline te je prikazana usporedba numeričkih i eksperimentalnih rezultata. Provedenim eksperimentalnim mjerenjima potvrđeno je da taljenje parafina RT25 nije izotermno, već da se odvija unutar određenog temperaturnog raspona, dok je skrućivanje izotermno. Ovakva karakteristika zajednička je organskim akumulatorima topline čija je temperatura taljenja niža od 60 °C, što je potvrđeno eksperimentalnim istraživanjima dostupnima u literaturi [48, 61-66]. Kako bi se računalnim modelom latentnog spremnika topline vjernije opisali stvarni fizikalni procesi taljenja i skrućivanja parafina i kako bi rezultati numeričkog proračuna bolje odgovarali eksperimentalnim rezultatima, navedene osobitosti su uzete u obzir. Parafin korišten u eksperimentima ima raspon taljenja u temperaturnom intervalu od 18 °C do 25 °C, dok je skrućivanje izotermno pri temperaturi 25 °C. Geometrijske karakteristike računalnog modela latentnog spremnika topline odabrane su tako da odgovaraju geometrijskim karakteristikama eksperimentalnog latentnog spremnika topline. Numerički proračuni provedeni su uz veličinu vremenskog koraka 1 min i broj kontrolnih volumena 39. Usporedbe izračunatih i eksperimentalno određenih temperatura parafina prikazane su za tri karakteristične pozicije unutar latentnog spremnika topline označene s T9, T10 i T11 na slici 5.5. Pozicija T9 nalazi se pri vrhu latentnog spremnika topline, na visini 1300 mm od dna spremnika, pozicija T10 nalazi se u sredini latentnog spremnika topline, na visini 750 mm, a pozicija T11 se nalazi pri dnu latentnog spremnika topline, na visini 200 mm. Pozicija T7

predstavlja temperaturu vode na izlazu iz latentnog spremnika topline (slika 5.5). Pozicije T7, T9, T10 i T11 u numeričkom proračunu odgovaraju pozicijama na kojima su tijekom eksperimentalnih ispitivanja mjerene temperature vode i parafina.

Vrijednosti pohranjene i iskorištene topline dobivene numeričkim i eksperimentalnim putem, u svakom vremenskom intervalu/koraku izračunate su kao umnožak masenog protoka vode, specifičnog toplinskog kapaciteta vode, razlike temperatura vode na ulazu i na izlazu iz latentnog spremnika topline i vremenskog intervala zapisivanja mjerenih/izračunatih veličina.

5.3.1 Pohranjivanje topline u latentni spremnik topline

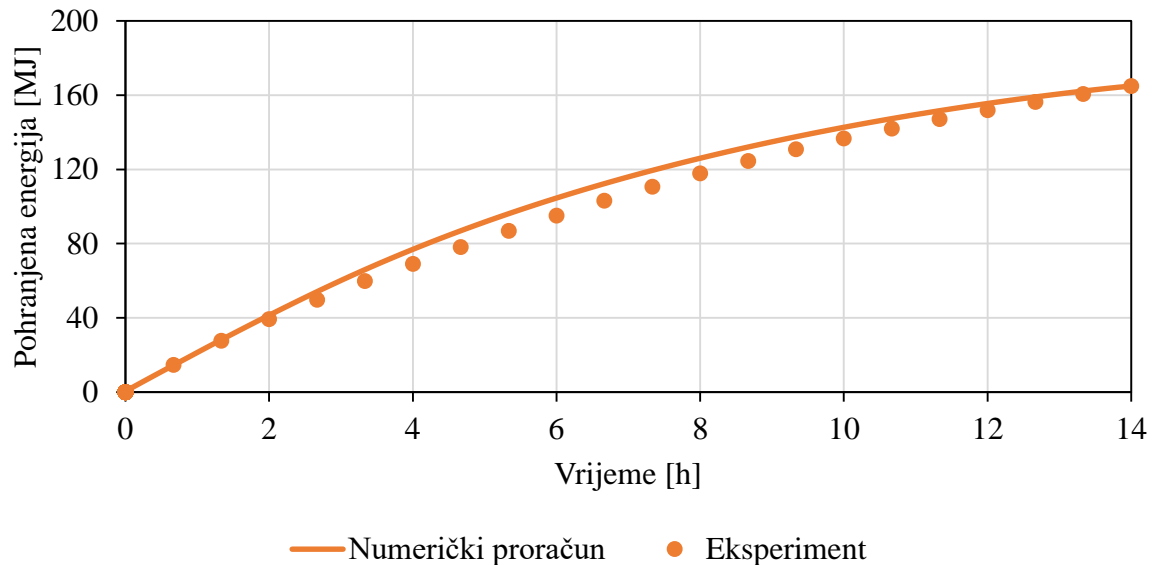
Tijekom eksperimentalnih ispitivanja procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline, dizalica topline uzimala je toplinu iz okoline korištenjem suhog hladnjaka SH2 (slika 5.5), a proizvedena toplina se pohranjivala u latentni spremnik topline. Prije uključivanja cirkulacijske pumpe CP3 u krugu latentnog spremnika topline, voda u inercijskom osjetnom spremniku topline STES1 zagrijana je na 48 °C. Konstantna temperatura vode na ulazu u latentni spremnik topline održavana je automatskim upravljanjem miješajućim ventilom RV3. Temperatura vode na ulazu u latentni spremnik topline iznosila je 42 °C, protok vode je iznosio 620 l/h, a temperatura parafina na početku mjerenja je iznosila 13 °C. Na slici 5.11 prikazana je usporedba numeričkim i eksperimentalnim putem dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 i temperatura vode na poziciji T7, tijekom pohranjivanja topline u latentni spremnik topline.



Slika 5.11 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 i temperatura vode na poziciji T7 na izlazu iz latentnog spremnika topline tijekom procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 42 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 13 °C

Na slici 5.11 može se primijetiti da se numeričkim putem dobivene vrijednosti vremenskih promjena temperatura vode i vremenskih promjena temperatura parafina zadovoljavajuće dobro poklapaju s mjenjenim vrijednostima temperatura tijekom cijelog procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline. Srednje odstupanje između numerički dobivenih temperatura vode na izlazu iz latentnog spremnika topline i izmjenjenih temperatura vode na izlazu iz latentnog spremnika topline iznosi 1,29%, a srednje odstupanje između numerički dobivenih temperatura parafina i izmjenjenih temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 iznose 3,29%, 6,45% i 4,04%. Potpuno taljenje najprije je ostvareno na poziciji T9, a zatim na pozicijama T10 i T11, što se može uočiti po naglašenom porastu temperatura parafina nakon postizanja temperature taljenja od 25 °C.

Usporedba vremenskih promjena numerički i eksperimentalno dobivenih pohranjenih energija prikazana je na slici 5.12.



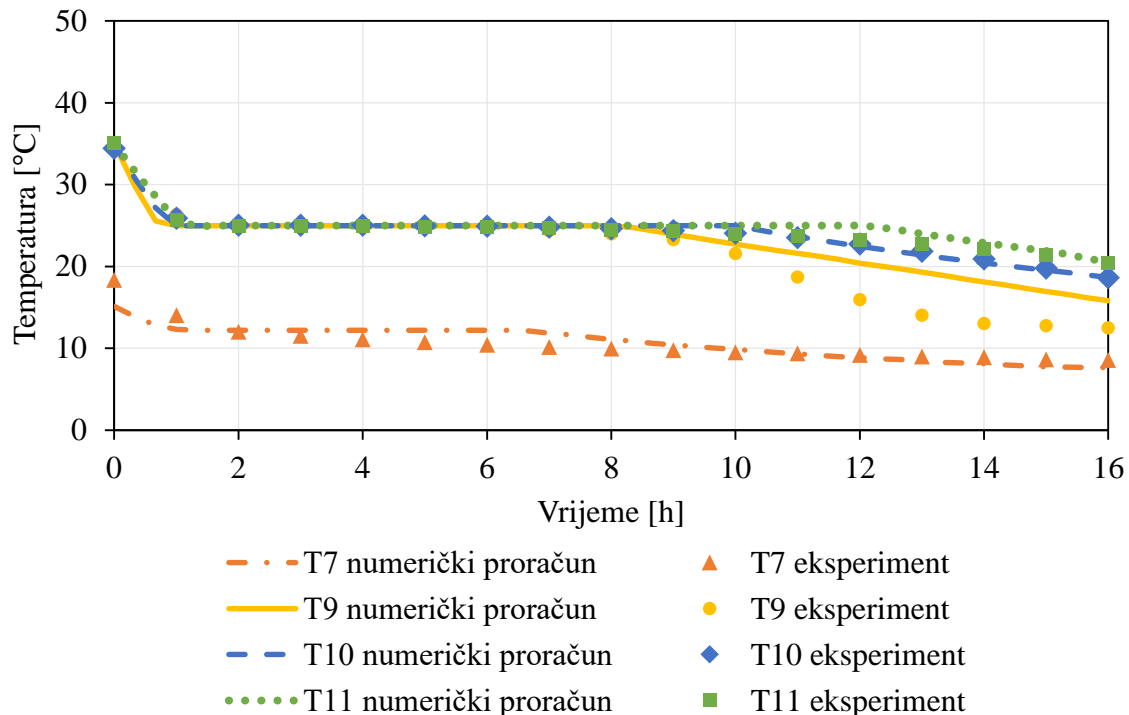
Slika 5.12 Usporedba vrijednosti pohranjene energije dobivenih numerički i eksperimentalno tijekom procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 42 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 13 °C

Usporedba prikazana na slici 5.12 ukazuje na dobro poklapanje numerički dobivene pohranjene energije i pohranjene energije izračunate iz eksperimentalnih podataka tijekom procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline. Srednje odstupanje između vrijednosti pohranjenih toplina dobivenih numeričkim i eksperimentalnim putem u svim mjerenim intervalima iznosilo je 5,75%, a relativna razlika između numerički i eksperimentalno dobivene pohranjene topline na kraju procesa pohranjivanja energije u latentni spremnik topline, u 14 h bila je manja od 1%.

5.3.2 Korištenje topline iz latentnog spremnika topline

Tijekom eksperimentalnih ispitivanja procesa korištenja topline, dizalica topline je koristila toplinu iz latentnog spremnika topline kao izvor topline, a preko suhog hladnjaka SH1 proizvedena toplina na kondenzatorskoj strani odbacivana je u okolinu. Prije uključivanja cirkulacijske pumpe CP3 u krugu latentnog spremnika topline, voda u inercijskom osjetnom spremniku topline STES2 ohlađena je na 3 °C. Konstantna temperatura vode na ulazu u latentni spremnik topline održavana je automatskim upravljanjem miješajućim ventilom RV3. Temperatura parafina na početku mjerenja iznosila je 35 °C. Temperatura vode na ulazu u latentni spremnik topline iznosila je 7 °C, protok vode 620 l/h. Na slici 5.13 prikazana je usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina

na pozicijama T9, T10 i T11 i temperatura vode na poziciji T7, tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline.

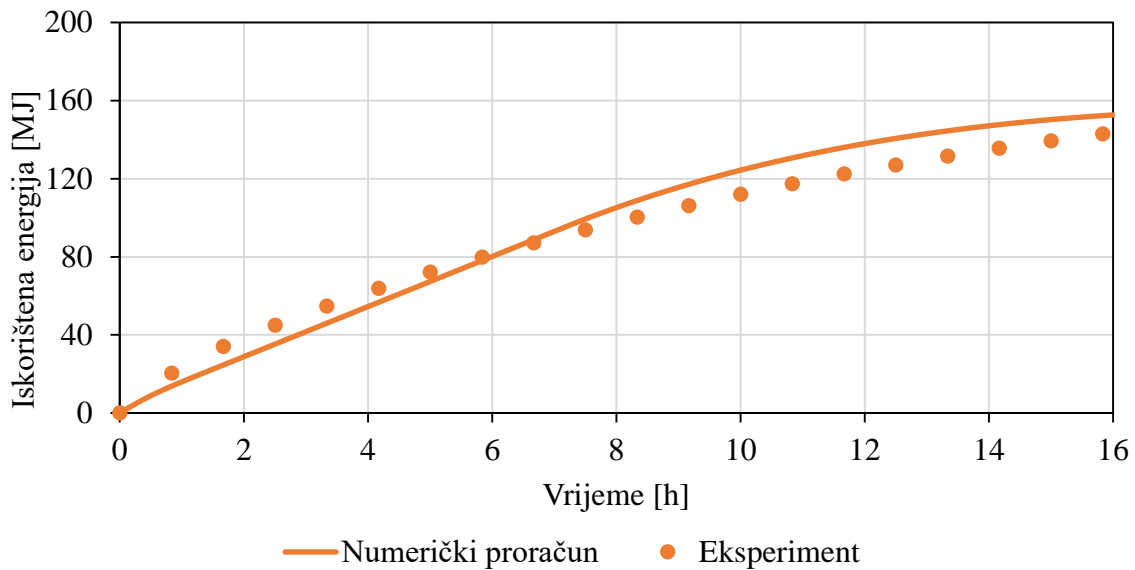


Slika 5.13 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 i temperatura vode na poziciji T7 na izlazu iz latentnog spremnika topline tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 7 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 35 °C

Na slici 5.13 može se uočiti sličnost između numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode i parafina na pozicijama T7, T9, T10 i T11 što ukazuje na zadovoljavajuće dobro slaganje između numeričkih rezultata i rezultata eksperimentalnih mjerenja.

Srednje odstupanje između numerički dobivenih temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline i izmjerenih temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline iznosi 7,59%, a srednja odstupanja između numerički dobivenih temperatura akumulatora topline i izmjerenih temperatura akumulatora topline na pozicijama T9, T10 i T11 iznose 9,86%, 1,42% i 2,33%. Akumulator topline na poziciji T9 prvi postiže temperaturu nižu od 25 °C što ukazuje da je vrijeme skrućivanja najkraće u gornjem dijelu spremnika, najbliže ulazu fluida prijenosnika topline u latentni spremnik topline, nakon čega se skruti akumulator topline na srednjoj poziciji T10, a posljednji se skruti akumulator topline na poziciji T11 koja se nalazi pri dnu latentnog spremnika topline.

Usporedba vremenskih promjena numerički i eksperimentalno dobivenih iskorištenih energija prikazana je na slici 5.14.



Slika 5.14 Usporedba vrijednosti iskorištene energije dobivenih numerički i eksperimentalno tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 7 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 35 °C

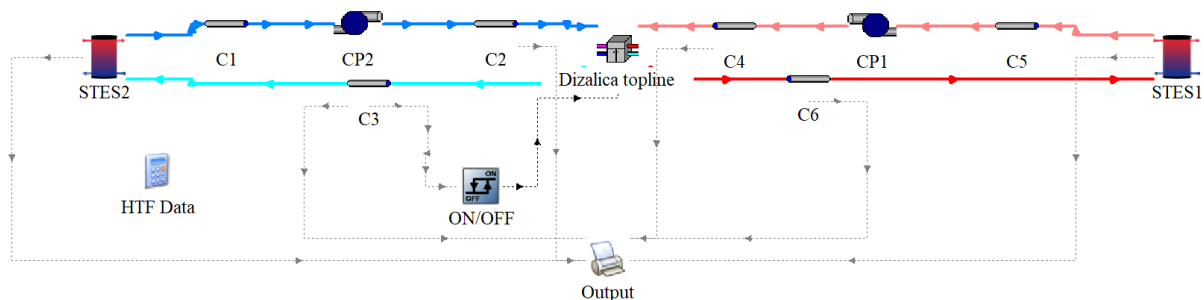
Srednje odstupanje između vremenskih promjena iskorištene energije dobivene numerički i eksperimentalno iznosi 8,88%, dok relativna pogreška između numerički i eksperimentalno određene iskorištene energije na kraju procesa korištenja energije iz latentnog spremnika topline u 16 h iznosi 5,36%.

5.4 Provjera valjanosti prilagođenog računalnog modela kompresijske dizalice topline

Postojeći model kompresijske dizalice topline prilagođen je unosom podataka o radnim karakteristikama dizalice topline korištene za provedbu eksperimentalnih ispitivanja. U svrhu provjere prikladnosti primjene prilagođenog računalnog modela dizalice topline unutar dinamičkog simulacijskog modela složenijeg termotehničkog sustava, izvršena je usporedba numerički dobivenih i eksperimentalno određenih vremenskih promjena temperatura vode na ulazima i izlazima iz isparivača i kondenzatora dizalice topline, toplinskih učina kondenzatora i isparivača te trenutne snage kompresora dizalice topline, a također su uspoređene i ukupne izmijenjene topline te ukupne utrošene električne energije. Usporedba numeričkih i eksperimentalnih rezultata prikazana je za jedan ciklus uključivanja, nakon dužeg razdoblja mirovanja dizalice topline, kada su temperature fluida prijenosnika topline u inercijskom

osjetnom spremniku topline STES1, u inercijskom osjetnom spremniku topline STES2 (slika 5.5) i cijevima bile u toplinskoj ravnoteži. Mjerene temperature i protoci fluida prijenosnika topline zapisivane su u vremenskom intervalu 10 s, kao i mjerena trenutna snaga kompresora dizalice topline. Regulacijski ventili RV1 i RV2 (slika 5.5) bili su u potpuno otvorenom položaju tako da je voda u krugu kondenzatora i isparivača cirkulirala između inercijskog spremnika STES1 i kondenzatora, odnosno između inercijskog spremnika STES2 i isparivača, potpuno zaobilazeći suhe hladnjake SH1 i SH2 (slika 5.5). Cirkulacijske pumpe CP1 i CP2 održavale su konstantan protok kroz kondenzator i isparivač dizalice topline. Temperature fluida prijenosnika topline su mjerene na ulazu i na izlazu iz kondenzatora dizalice topline (pozicije T1 i T2) te na ulazu i na izlazu iz isparivača dizalice topline (pozicije T3 i T4). Protoci radnih medija mjereni su u krugu kondenzatora i isparivača.

U Trnsys računalnom okruženju izrađen je dinamički simulacijski model ispitnog sustava s dizalicom topline, a na slici 5.15 prikazana je shema sustava u grafičkom sučelju računalnog okruženja Trnsys. Komponente dinamičkog modela sustava predstavljaju matematičke modele ugrađene opreme, sa svim upisanim podacima potrebnim za proračun energetskih bilanci.



Slika 5.15 Shema dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline, izrađenog u svrhu provjere valjanosti korištenog modela dizalice topline

Na slici 5.15 STES1 označava računalni model inercijskog osjetnog spremnika topline u krugu kondenzatora dizalice topline, STES2 je računalni model inercijskog osjetnog spremnika topline u krugu isparivača dizalice topline, CP1 je računalni model cirkulacijske pumpe u krugu kondenzatora dizalice topline, CP2 je računalni model cirkulacijske pumpe u krugu isparivača dizalice topline, C1-C6 su računalni modeli cjevovoda, komponenta nazvana ON/OFF predstavlja diferencijalni termostat, HTF Data je komponenta u kojoj su sadržana fizikalna svojstva vode, a komponenta nazvana Output je pisar numeričkih rezultata u tekstualnu datoteku.

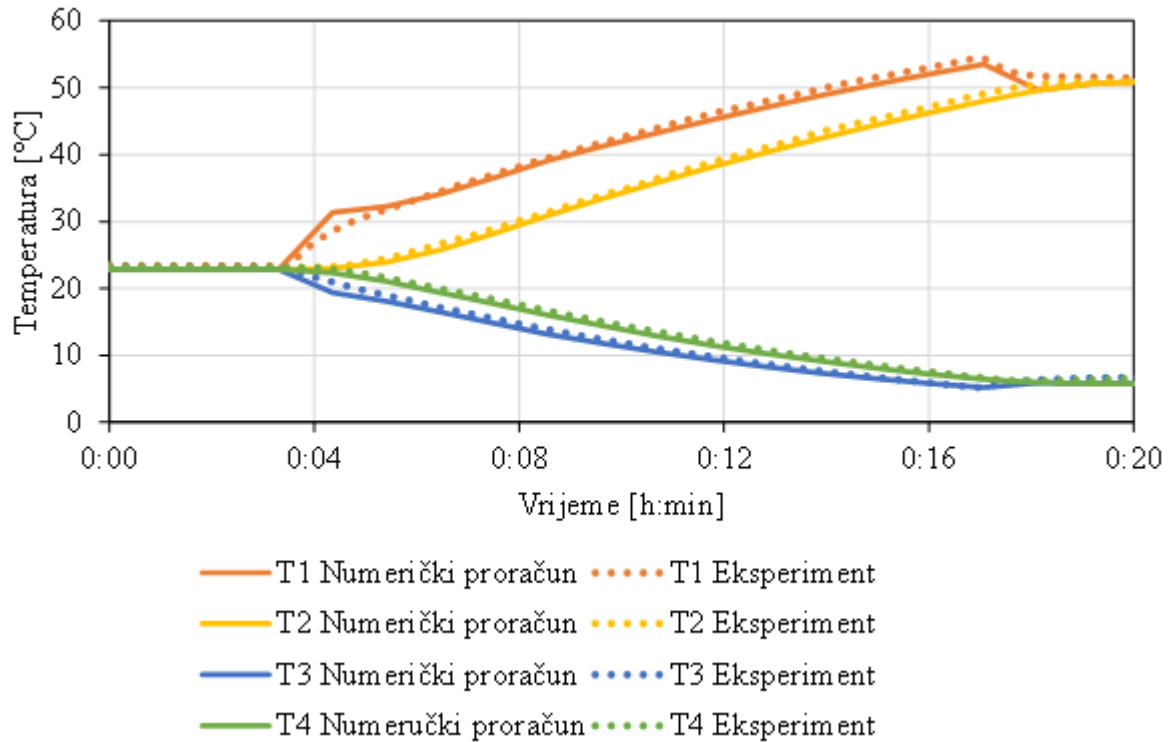
Za simuliranje rada dizalice topline korišten je prilagođeni postojeći model kompresijske dizalice topline, Type 927 [67] koji je dio proširene, TESS (engl. Thermal Energy System Specialists) knjižnice Trnsys računalnih modela različite opreme korištene u sustavima grijanja i ventilacije i u rashladnoj tehnici. Model koristi stacionarne radne karakteristike – omjer trenutnog i nominalnog toplinskog učina kondenzatora te omjer trenutne i nominalne snage za pogon kompresora, u ovisnosti o protoku i temperaturama radnih medija na ulazima u kondenzator i isparivač. Trenutni učin isparivača, u režimu grijanja dizalice topline dobiva se iz energetske bilance dizalice topline, kao razlika trenutnog toplinskog učina kondenzatora i trenutne snage za pogon kompresora. Ostale komponente korištene za izradu dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline navedene su u tablici 5.3.

Tablica 5.3 Računalni modeli korištenih komponenti za izradu dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline

Komponenta	Model
Dizalica topline	Type 927
Osjetni spremnici topline	Type 534
Cirkulacijske pumpe	Type 654
Cijevi	Type 709
Diferencijalni termostat	Type 911

Vremenski korak za koji je provedena simulacija rada ispitnog sustava s dizalicom topline iznosio je 1 min, a početne temperature vode odgovarale su temperaturama vode na početku izvođenja eksperimentalnih mjerenja. Protok vode kroz kondenzator iznosio je 4700 kg/h, a protok vode kroz isparivač iznosio je 9620 kg/h.

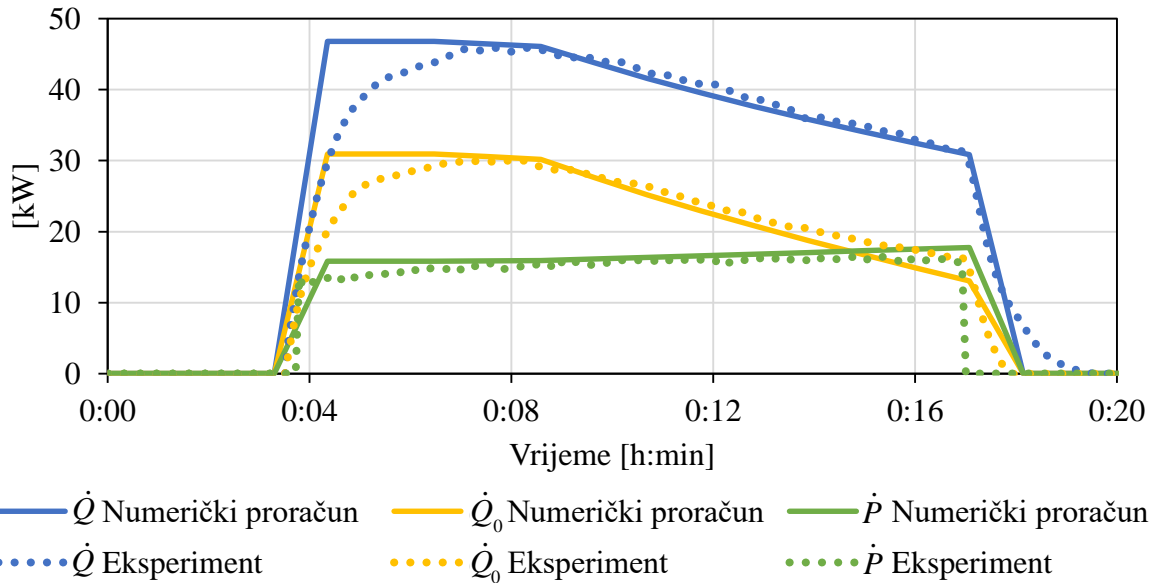
Usporedba numerički dobivenih i mjerenih vremenskih promjena temperatura vode na ulazima i izlazima isparivača i kondenzatora prikazana je na slici 5.16.



Slika 5.16 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode na ulazima i izlazima isparivača i kondenzatora za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h i početnu temperaturu vode 23 °C

Na slici 5.16 može se primijetiti dobro slaganje između temperatura vode na ulazima i izlazima isparivača i kondenzatora dobivenih numeričkim i eksperimentalnim putem.

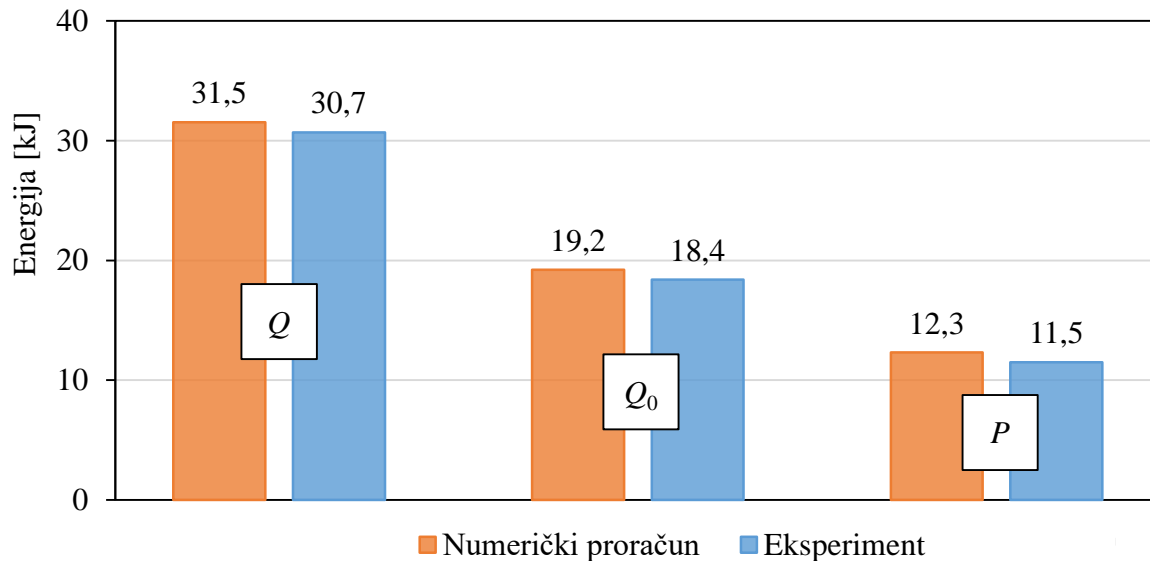
Na slici 5.17 prikazana je usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena trenutnih učina kondenzatora i isparivača i vremenskih promjena trenutne snage kompresora. Trenutni toplinski i rashladni učini kondenzatora i isparivača dizalice topline računati su množenjem razlike temperatura vode na ulazu i izlazu sa specifičnim toplinskim kapacitetom i protokom vode kroz isparivač i kondenzator.



Slika 5.17 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena trenutnih učina kondenzatora (\dot{Q}) i isparivača (\dot{Q}_0) i trenutne snage kompresora (\dot{P}) za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h i početnu temperaturu vode 23 °C

Prikazane vremenske promjene trenutnih učina kondenzatora i isparivača i trenutne snage kompresora dobivene numerički i eksperimentalno uglavnom se zadovoljavajuće dobro slažu. Najveće odstupanje između uspoređivanih veličina može se primijetiti prilikom uključivanja dizalice topline. To odstupanje se može objasniti ograničenjem korištenog modela dizalice topline koji zanemaruje postepeno postizanje toplinskog učina koji dizalica topline može ostvariti u danim uvjetima, već unutar jednog vremenskog koraka daje vrijednost maksimalnog učina u danim rubnim uvjetima. Eksperimentalna dizalica topline, zbog inercije u sustavu s dizalicom topline maksimalni toplinski učin u danim radnim uvjetima ostvari nakon nekoliko minuta.

Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih izmijenjenih toplina u kondenzatoru i isparivaču i utrošenih električnih energija za pogon dizalice topline prikazana je na slici 5.18.



Slika 5.18 Usporedba izmijenjenih toplina u kondenzatoru (Q), isparivaču (Q_0) i utrošenih električnih energija za pogon dizalice topline (P) dobivenih numeričkim i eksperimentalnim putem za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h i početnu temperaturu vode 23 °C

Relativna odstupanja između izmijenjenih toplina u kondenzatoru i isparivaču i utrošene električne energije za pogon dizalice topline dobivenih numeričkim i eksperimentalnim putem iznose 2,61%, 4,35% i 9,96%.

Temeljem usporedbe numerički i eksperimentalno dobivenih rezultata, može se zaključiti da je korištenjem prilagođenog modela dizalice topline, sa zadovoljavajućom točnosti moguće opisati rad dizalice topline.

5.5 Provjera valjanosti računalnog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline

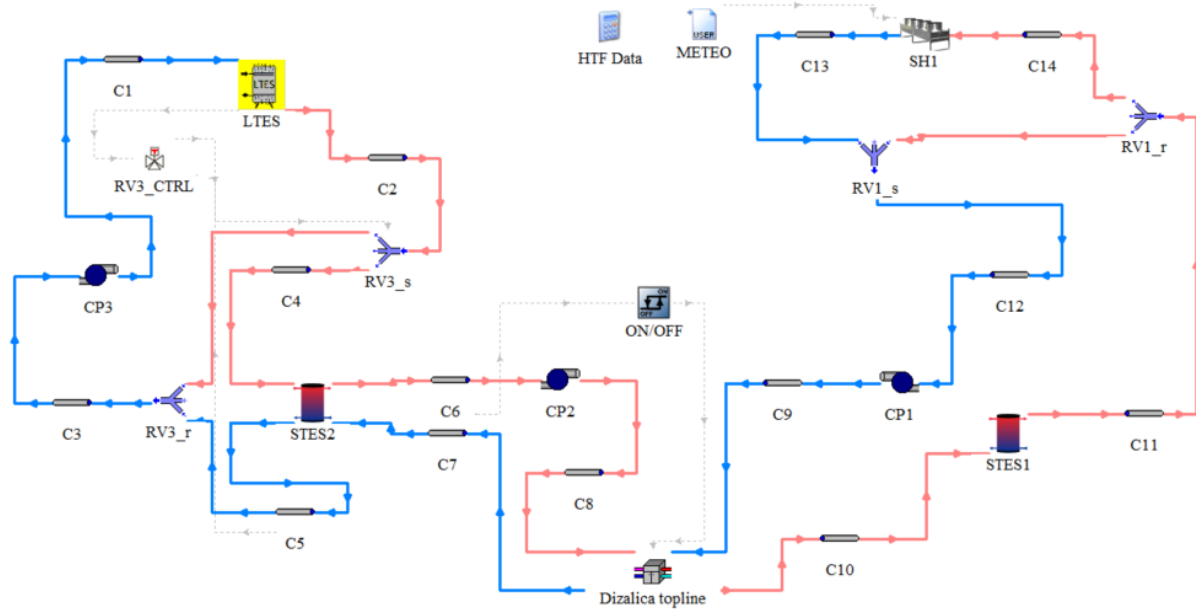
Računalnim modelima sustava moguće je simulirati proizvodnju, distribuciju i predaju energije, upravljanje sustavom automatske regulacije te nestacionarno toplinsko ponašanje zgrade. Računalni modeli sustava izrađuju se međusobnim povezivanjem računalnih modela pojedinih komponenti, sa svim karakteristikama potrebnim za izradu energetskih bilanci i simuliranje rada sustava u promjenjivim rubnim uvjetima. Osim komponenti ugrađene opreme koja čini termotehnički sustav, za izradu dinamičkih simulacijskih modela mogu se koristiti komponente za čitanje i obradu meteoroloških podataka i potprogrami za modeliranje izmjene topline između zgrade i njezine okoline u promjenjivim rubnim uvjetima, za odabranu geografsku lokaciju na kojoj se zgrada nalazi. Komponente se međusobno mogu povezivati na način da se izlazni podatci jedne komponente mogu koristiti kao ulazni podatci za drugu komponentu,

omogućujući uspostavljanje odgovarajućih bilanci energije temeljem kojih se dolazi do rješenja. Rezultati dinamičkih simulacijskih modela su različiti podatci o veličinama stanja radnih medija u odabranim dijelovima dinamičkog modela termotehničkog sustava, zgrade ili u okolini, trenutni toplinski tokovi, izmijenjene količine energije, trenutne vrijednosti izlaznih signala automatskih regulatora, trenutni koeficijenti učinkovitosti, i sl. Općenito, moguće je praćenje i zapisivanje bilo koje veličine koja predstavlja izlaznu vrijednost u barem jednoj od korištenih komponenti sustava.

U svrhu provjere valjanosti dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline provedena su mjerenja na ispitnom sustavu s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline, uz istovremeno mjerenje temperatura vode na pozicijama T1, T3 i T7 i temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline te je prikazana usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih temperatura parafina i vode. Toplina iz latentnog spremnika koristila se kao izvor topline za isparivač dizalice topline, a proizvedena toplina na kondenzatorskoj strani preko suhog hladnjaka SH1 odbacivana je u okolinu čime je nametnuto toplinsko opterećenje dizalici topline. Prije uključivanja cirkulacijske pumpe CP3, voda u inercijskom osjetnom spremniku topline STES2 ohlađena je na 3 °C.

Konstantna temperatura vode na ulazu u latentni spremnik topline održavana je automatski upravljanim miješajućim ventilom RV3. Temperatura parafina na početku mjerenja je iznosila 30 °C. Protok vode kroz kondenzator iznosio je 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač iznosio je 9620 kg/h, a protok vode kroz latentni spremnik topline je iznosio 830 kg/h.

Dinamički simulacijski model sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline, čija je shema prikazana na slici 5.19, izrađen je u Trnsys računalnom okruženju. Izrađen je prema geometrijskim i radnim parametrima ispitnog sustava, a sastoji se iz računalnih modela dizalice topline, latentnog spremnika topline, inercijskih osjetnih spremnika topline, cirkulacijskih pumpi, miješajućeg ventila, suhog hladnjaka, cjevovoda, diferencijalnog termostata, komponente za čitanje i obradu meteoroloških podataka te dinamičkog modela zgrade.



Slika 5.19 Shema dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline

Na slici 5.19, LTES označava računalni model latentnog spremnika topline, STES1 je računalni model inercijskog osjetnog spremnika topline u krugu kondenzatora dizalnice topline, STES2 je računalni model inercijskog osjetnog spremnika topline u krugu isparivača dizalnice topline, CP1 je računalni model cirkulacijske pumpe u krugu kondenzatora dizalnice topline, CP2 je računalni model cirkulacijske pumpe u krugu isparivača dizalnice topline, CP3 je računalni model cirkulacijske pumpe u krugu latentnog spremnika topline, C1-C14 su računalni modeli cjevovoda, SH1 je računalni model suhog hladnjaka, komponenta nazvana ON/OFF je diferencijalni termostat, HTF Data je komponenta u kojoj su sadržana fizikalna svojstva vode i komponenta nazvana Output je pisac numeričkih rezultata u tekstualnu datoteku, METEO je komponenta koja se koristi za čitanje podataka iz vanjske tekstualne datoteke, RV3_CTRL je termostat miješajućeg ventila, RV1_r i RV3_r su razdjelnici cjevovoda, a RV1_s i RV3_s su miješajući ventili. Računalni modeli koji čine dinamički simulacijski model sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline prikazan na slici 5.19, navedeni su u tablici 5.4.

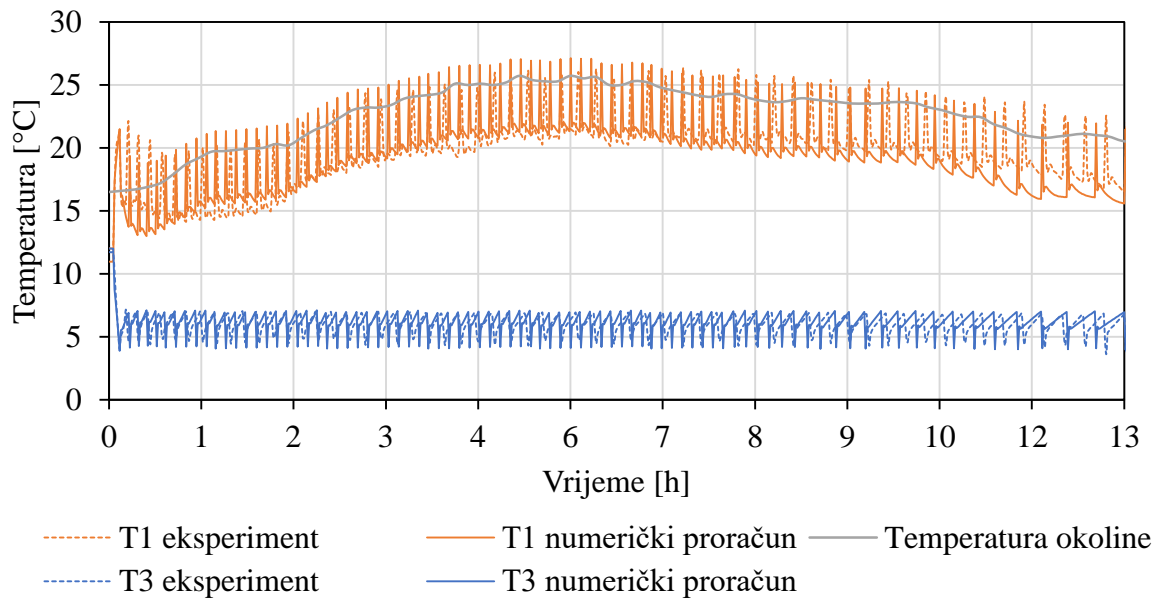
Tablica 5.4 Računalni modeli korišteni za izradu dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline

Komponenta	Model
Dizalica topline	Type 927
Latentni spremnik topline	Type 2021
Osjetni spremnici topline	Type 534
Cirkulacijske pumpe	Type 654
Cijevi	Type 709
Suhi hladnjak	Type 511
Regulacijski ventili	Type 649, Type 647 i Type 953
Diferencijalni termostat	Type 911
Čitač tekstualne datoteke	Type 9

Računalne simulacije provedene su za vremenski korak od 1 min, a početne temperature vode u simulaciji odgovarale su temperaturama vode na početku izvođenja mjerenja.

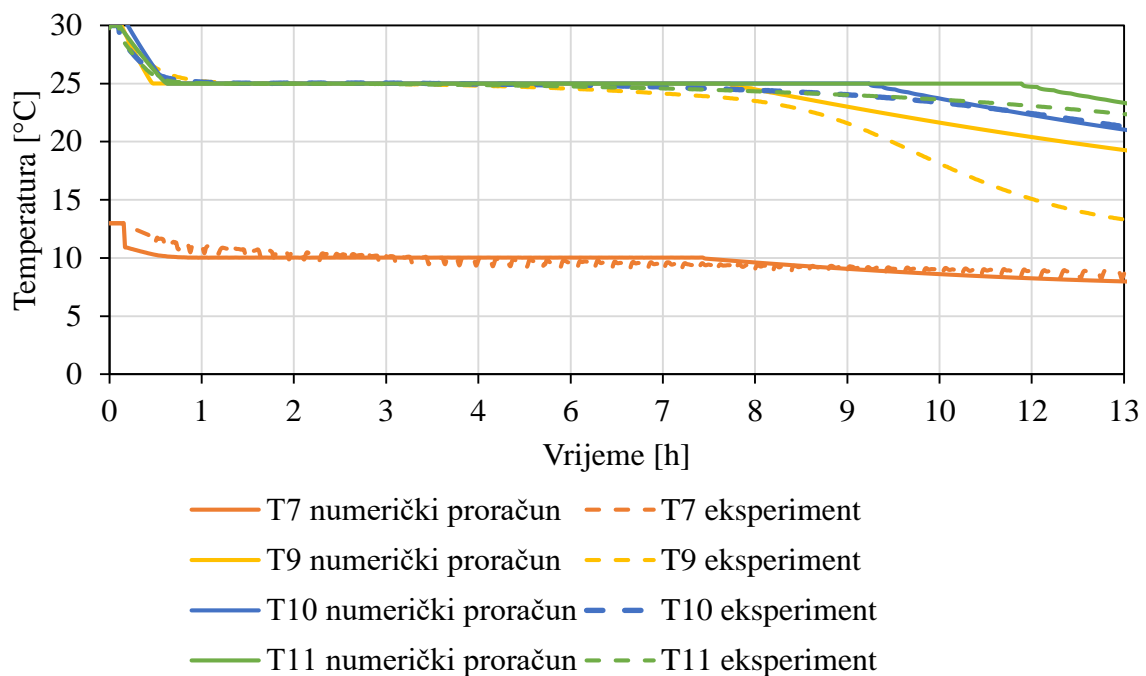
S obzirom da je tijekom eksperimentalnih ispitivanja toplinsko opterećenje dizalice topline simulirano odbacivanjem proizvedene topline na kondenzatorskoj strani u okolišnji zrak putem suhog hladnjaka, iznos trenutnog toplinskog opterećenja ovisio je o trenutnoj temperaturi vanjskog zraka. Podatci o trenutnim temperaturama vanjskog zraka tijekom mjerenja preuzeti su s meteorološke stanice Davis Vantage Pro2 Plus. Podatci o mjerenim temperaturama vanjskog zraka učitani su u dinamički simulacijski model korištenjem Type 9 komponente za učitavanje tekstualnih datoteka.

Na slici 5.20 prikazana je usporedba vremenskih promjena numerički dobivenih i mjerenih temperatura vode na izlazima iz kondenzatora (T1) i isparivača (T3) i vremenska promjena temperature vanjskog zraka tijekom korištenja topline iz latentnog spremnika topline.



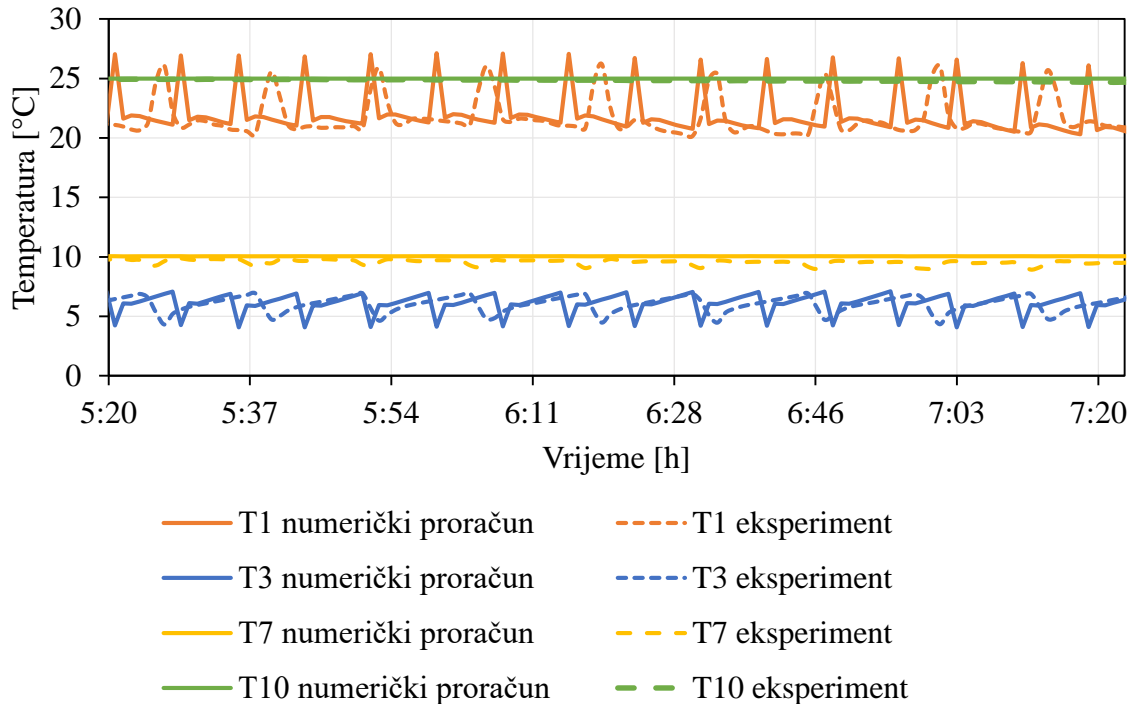
Slika 5.20 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode na izlazima iz kondenzatora (T1) i isparivača (T3) i vremenska promjena temperature vanjskog zraka tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h, protok vode kroz latentni spremnik topline 830 kg/h, početnu temperaturu parafina 30 °C i početnu temperaturu vode u sustavu 13 °C

Na slici 5.21 prikazana je usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 i vremenske promjene temperature vode na izlazu iz latentnog spremnika topline na poziciji T7.



Slika 5.21 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode i parafina na pozicijama T7, T9, T10 i T11, tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h, protok vode kroz latentni spremnik topline 830 kg/h, početnu temperaturu parafina 30 °C i početnu temperaturu vode u sustavu 13 °C

Kako bi se bolje prikazala usporedba temperatura parafina i vode dobivenih numeričkim i eksperimentalnim putem, na slici 5.22 su prikazane vremenske promjene temperatura vode na pozicijama T1, T3 i T7 i vremenska promjena parafina na poziciji T10, u kraćem vremenskom intervalu.



Slika 5.22 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperature vode na pozicijama T1, T3 i T7 i parafina na poziciji T10 tijekom odabranog vremenskog intervala procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline u trajanju od 2 sata, za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h, protok vode kroz latentni spremnik topline 830 kg/h, početnu temperaturu parafina 30 °C i početnu temperaturu vode u sustavu 13 °C

Na slici 5.22 može se primijetiti da se numerički i eksperimentalno dobivene vremenske promjene temperatura u prikazanom vremenskom intervalu uglavnom dobro poklapaju. Po učestalostima pojavljivanja skokova u prikazima vremenske promjene temperature na poziciji T1, može se zaključiti da je numerički dobiveni broj uključivanja dizalice topline u dinamičkom simulacijskom modelu nešto veći, a numerički dobiveno vrijeme rada dizalice topline tijekom jednog uključivanja nešto kraće nego što je izmjereno tijekom eksperimentalnih ispitivanja na sustavu s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline. Ta pojava može se objasniti činjenicom da korišteni model dizalice topline zanemaruje postepeno postizanje maksimalnog toplinskog učina u danim rubnim uvjetima, već tijekom jednog vremenskog koraka daje vrijednost maksimalnog toplinskog učina, zbog čega je i vrijeme rada tijekom jednog uključivanja kraće nego vrijeme rada eksperimentalne dizalice topline tijekom jednog

uključivanja. Međutim, može se zaključiti da dinamički simulacijski model sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline može dobro opisati rad takvog sustava. Provjereni pojedinačni računalni modeli latentnog spremnika topline i dizalice topline, kao i računalni model cijelog sustava mogu se dalje koristiti pri analizi ovakvih ili sličnih sustava.

6. MODELIRANJE TERMOTEHNIČKIH SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM TOPLINE

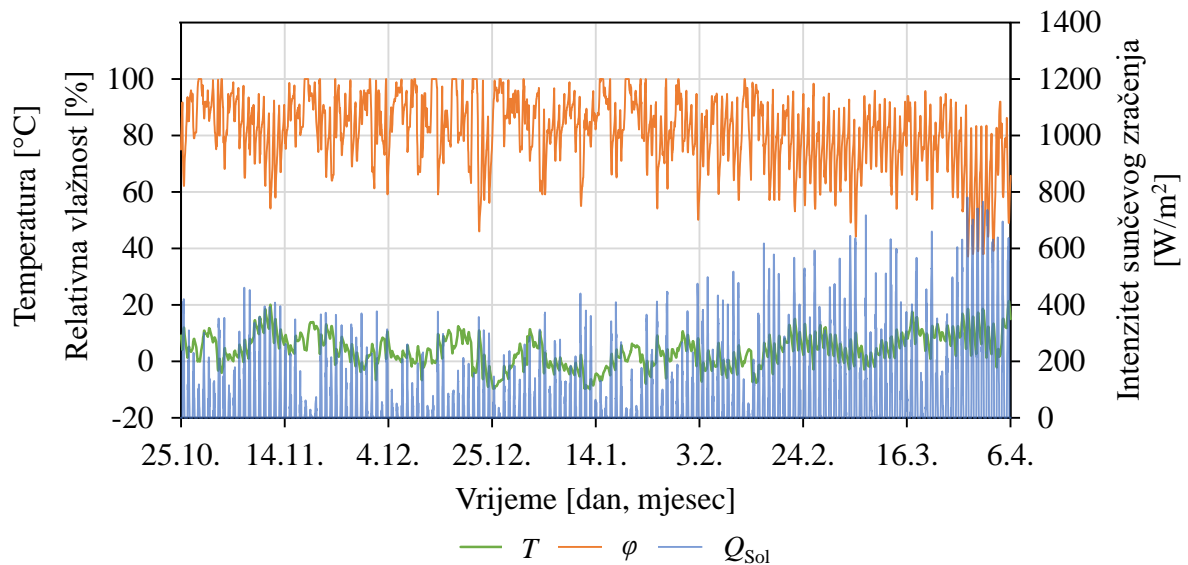
Nakon provjere valjanosti dinamičkih simulacijskih modela i postupka rješavanja, korištenjem programskog paketa Trnsys pristupilo se analizi energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s latentnim spremnikom topline.

6.1 Ulazni podatci i postavke za numeričku analizu

6.1.1 Referentni klimatski podatci

U ovom istraživanju korišteni su meteorološki podatci za lokaciju s umjerenom kontinentalnom klimom, tj. Zagreb, koji su dostupni kao dio Trnsys programskog paketa. Za očitavanje i obradu meteoroloških podataka korištena je komponenta Type 15 koja služi za očitavanje podataka iz datoteke sa satnim vrijednostima meteoroloških podataka i interpoliranje očitanih vrijednosti u zadanim vremenskim koracima te omogućuje njihovo korištenje u drugim komponentama dinamičkog simulacijskog modela. Komponenta Type 15 može se koristiti i kao izvor podataka o sunčevom zračenju računajući vrijednosti trenutnog intenziteta sunčevog zračenja proizvoljno nagnutih ploha.

Na slici 6.1 prikazane su vremenske promjene temperature (T) i relativne vlažnosti (φ) okolišnjeg zraka te trenutnog intenziteta sunčevog zračenja na horizontalnu plohu (Q_{Sol}) za odabranu geografsku lokaciju, tijekom sezone grijanja, koji su korišteni kao ulazni meteorološki podatci u analizama.

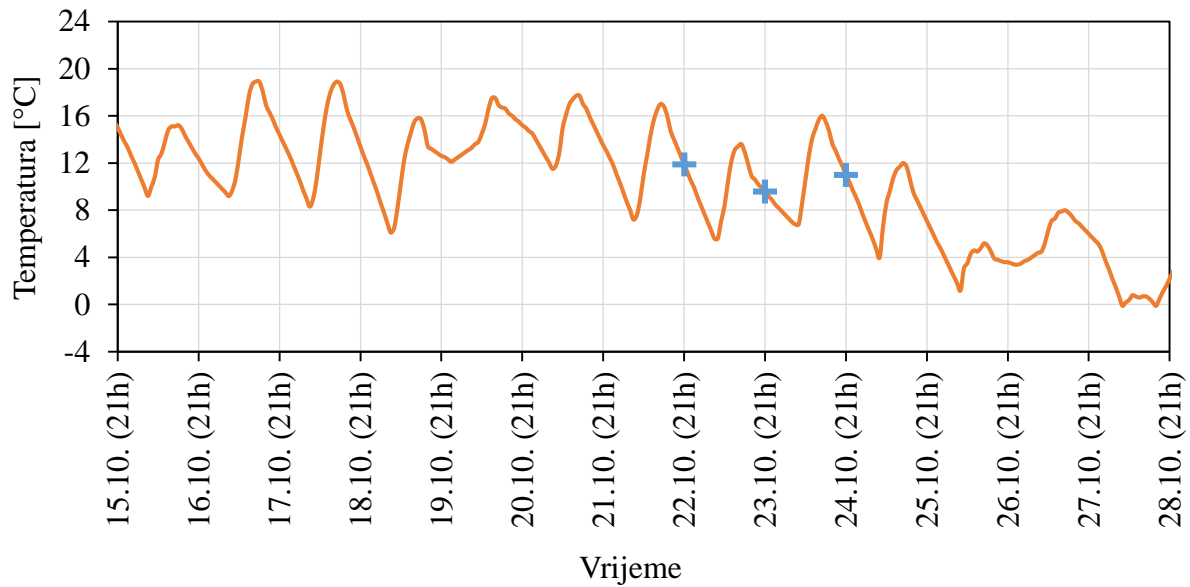


Slika 6.1 Vremenske promjene temperature (T) i relativne vlažnosti (φ) okolišnjeg zraka te trenutnog intenziteta Sunčevog zračenja na horizontalnu plohu (Q_{Sol}) za lokaciju Zagreb, od 25. listopada do 6. travnja

Najniža temperatura okolišnjeg zraka za odabranu geografsku lokaciju, tijekom prikazanog razdoblja na slici 6.1 iznosila je $-9,89\text{ }^{\circ}\text{C}$, a najviša temperatura $21,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Najveći intenzitet trenutnog sunčevog zračenja na horizontalnu plohu u prikazanom razdoblju iznosio je $780,88\text{ W/m}^2$.

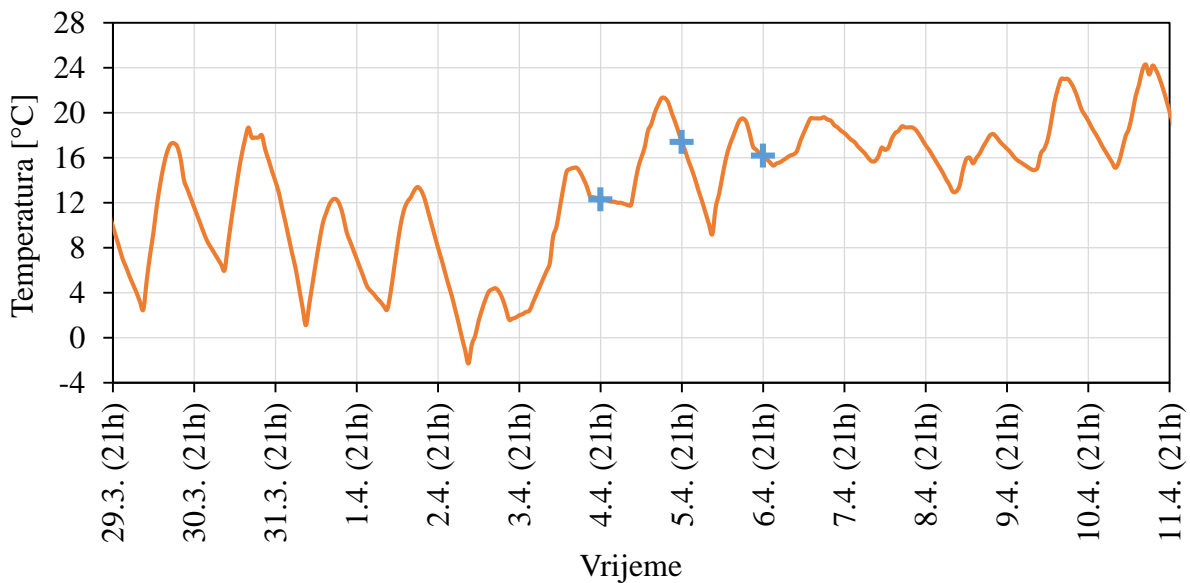
6.1.2 Određivanje početka i završetka sezone grijanja

Kriterij za odabir prvog dana sezone grijanja bio je uvjet da temperatura okolišnjeg zraka u 21 h tri uzastopna dana iznosi $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ili manje, dok je kriterij za odabir posljednjeg dana sezone grijanja bio uvjet da temperatura vanjskog zraka u 21 h tri uzastopna dana iznosi $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ili više. Vremenske promjene temperature okolišnjeg zraka u razdoblju od 15. do 28. listopada i od 29. ožujka do 11. travnja prikazane su na slikama 6.2 i 6.3. Područje prikaza u dijagramima, u smjeru x osi podijeljeno je vertikalnim pravcima na način da pravci označavaju 21. sat u danu tijekom svih dana u prikazanim razdobljima.



Slika 6.2 Vremenska promjena temperature okolišnjeg zraka u razdoblju od 15. do 28. listopada

Na slici 6.2 oznakom + označene su temperature u 21 h tijekom tri uzastopna dana, od 22. do 24. listopada u kojima je temperatura okolišnjeg zraka iznosila 12 °C ili manje.



Slika 6.3 Vremenska promjena temperature okolišnjeg zraka u razdoblju od 29. ožujka do 11. travnja

Na slici 6.3 oznakom + označene su temperature u 21 h u razdoblju od 4. do 6. travnja tijekom kojih je temperatura okolišnjeg zraka u 21 h iznosila 12 °C ili više. Temeljem opisanih kriterija početka i završetka sezone grijanja, za prvi dan sezone grijanja usvojen je 25. listopada, a za posljednji dan sezone grijanja 6. travnja.

6.1.3 Potrebna toplinska energija

Korišteni računalni program za izradu dinamičkih simulacijskih modela u svojem potprogramu TRNBuild omogućuje modeliranje potrošnje energije zgrade, uvažavajući geometriju, fizikalne karakteristike i toplinski kapacitet građevnih elemenata, dinamiku korištenja zgrade, klimatske uvjete geografske lokacije na kojoj se zgrada nalazi i izmjenu topline s okolinom, u promjenjivim rubnim uvjetima [68]. Model zgrade razvijen je primjenom toplinskog modela zgrade Type 56, pri čemu je u cijeloj zgradi pretpostavljena ista toplinska zona, odnosno pretpostavljena je ista projektna temperatura u svim prostorijama. Ulazne podatke korištenog modela zgrade čine njezina orijentacija i glavne dimenzije, fizikalna svojstva ovojnice zgrade, meteorološki podatci za geografsku lokaciju na kojoj se zgrada nalazi, vrsta ugrađenog sustava predaje energije te temperatura i protok fluida prijenosnika topline na ulasku u sustav predaje energije.

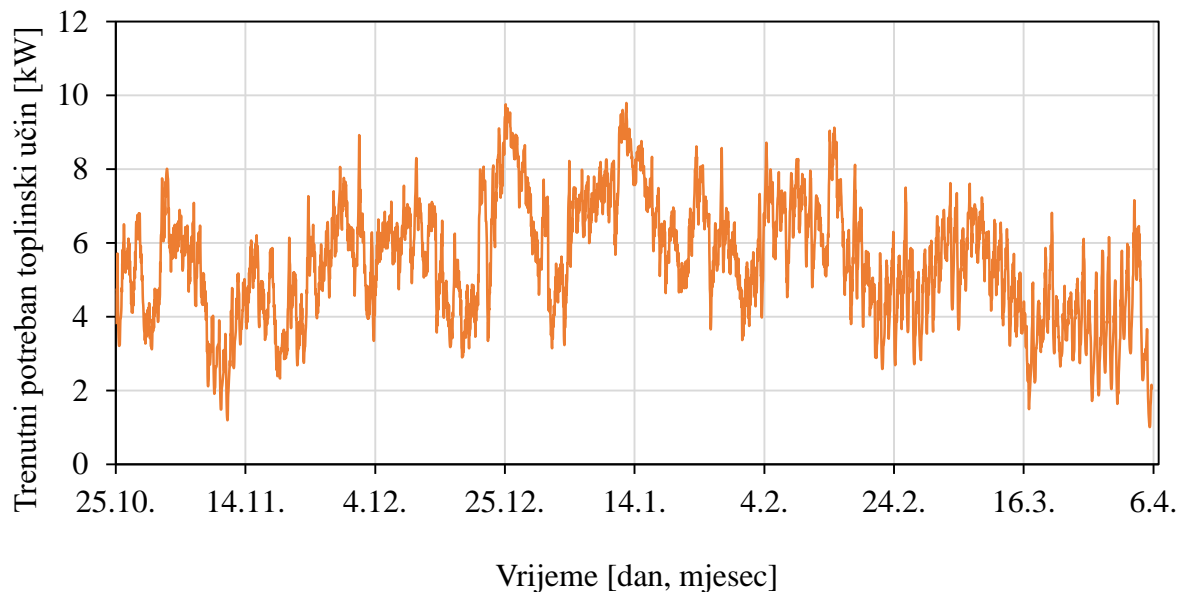
Karakteristike odabrane zgrade usvojene su prema karakterističnom primjeru zgrade građene u razdoblju od 1971. do 1986. godine [69]. Pri tome su prilikom definiranja dijelova ovojnice zgrade poštivane najveće dopuštene vrijednosti koeficijenata prolaza topline građevnih dijelova zgrade koje je prema Tehničkom propisu o racionalnoj upotrebi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama [70] potrebno ispuniti pri projektiranju novih i rekonstruiranju postojećih zgrada. Zgrada temeljem koje je izrađen dinamički model ima neto korisnu površinu 200 m² i organizirana je u dvije etaže. Koeficijenti prolaza topline kroz pojedine dijelove vanjske ovojnice modelirane zgrade dane su u tablici 6.1.

Tablica 6.1 Koeficijenti prolaza topline kroz pojedine dijelove vanjske ovojnice modelirane zgrade

Konstrukcija	k [W/m ² K]
Vanjski zid	0,32
Ravni krov	0,24
Pod na tlu	0,40
Prozori i staklene stijene	1,40

Infiltracija vanjskog zraka uključena je u proračun kroz broj izmjena zraka uslijed infiltracije i prozračivanja koji je iznosio 0,5 h⁻¹ [71]. Dinamički model zgrade kao rezultat daje potrebni toplinski učin koji je potrebno namiriti modeliranim termotehničkim sustavom grijanja. Ovisno

o trenutnim vanjskim uvjetima i temperaturi zraka u zgradi, vremenska promjena trenutnog potrebnog toplinskog učina za grijanje modela zgrade za odabranu lokaciju prikazana je na slici 6.4.



Slika 6.4 Vremenska promjena trenutnog potrebnog toplinskog učina za grijanje modela zgrade za odabranu lokaciju, tijekom sezone grijanja

Maksimalno toplinsko opterećenje u prikazanom vremenskom razdoblju na slici 6.4 iznosi 9,89 kW, dok ukupna potrebna količina energije za grijanje tijekom sezone grijanja iznosi 50,5 GJ.

6.1.4 Dimenzioniranje sustava s dizalicom topline

Dizalica topline odabrana je uzimajući u obzir da je toplinski učin koji dizalica topline može ostvariti u uvjetima najvećeg toplinskog opterećenja dovoljan za održavanje željenog toplinskog stanja u zgradi. Maksimalni potrebni toplinski učin temeljem kojeg je dimenzionirana dizalica topline, pri vanjskoj projektnoj temperaturi koja za Zagreb iznosi $-12,8\text{ °C}$ [70] i pri unutarnjoj projektnoj temperaturi 22 °C , izračunat je korištenjem TRNBuild potprograma koji za dinamički model zgrade omogućuje izračun maksimalnog potrebnog toplinskog učina temeljem zadanih projektnih temperatura i karakteristika modela zgrade. Izračunati maksimalni potrebni toplinski učin iznosi 10,69 kW. Pri tome je usvojena prirodna ventilacija zgrade s 0,5 izmjena zraka na sat [71]. Slijedom toga, odabrana je dizalica topline nominalnog učina 16 kW čije su vrijednosti omjera trenutnog i nominalnog toplinskog učina

kondenzatora i omjera trenutne i nominalne snage za pogon kompresora preuzete iz dostupnog kataloga proizvođača dizalica topline Mitsubishi [72].

Uslijed rada dizalice topline pri niskim temperaturama i visokim relativnim vlažnostima vanjskog zraka, na vanjskoj jedinici dizalice topline, koja služi za uzimanje ili odbacivanje topline u okolinu, može doći do stvaranja leda. Led ima nizak koeficijent toplinske vodljivosti, zbog čega predstavlja toplinski otpor i smanjuje toplinski učin vanjske jedinice i dizalice topline, stoga je zimi potrebno ciklički odmrzavati vanjske jedinice dizalica topline koje koriste vanjski zrak kao izvor energije, kako bi dizalica topline mogla ispravno raditi. U literaturi, različiti autori [73-76] navode da do stvaranja leda najčešće dolazi pri temperaturama vanjskog zraka između $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ i $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ i relativnoj vlažnosti većoj od 76 %. Kropas i sur. [73] eksperimentalno su analizirali pojavu stvaranja leda na vanjskoj jedinici dizalice topline koja koristi okolišnji zrak kao izvor topline. Za tri intervala temperature okolišnjeg zraka unutar kojih može doći do stvaranja leda na vanjskoj jedinici dizalice topline koja koristi okolišnji zrak kao izvor energije, odredili su frekvencije ciklusa odmrzavanja, uslijed kojih se smanjuje vrijednost prosječnog COP-a dizalice topline jer u režimu odmrzavanja dizalica topline troši toplinu. Autori su zaključili da je ciklus odmrzavanja uvijek trajao oko 5 min, bez obzira na temperaturu okolišnjeg zraka, a frekvencije pojave ciklusa odmrzavanja bile su različite. Pri temperaturi okolišnjeg zraka većoj od $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ i manjoj od $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ dizalica topline je ostvarivala 1 h^{-1} ciklus odmrzavanja vanjske jedinice, pri temperaturi okolišnjeg zraka većoj od $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ i manjoj od $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ dizalica topline je ostvarivala $1,21\text{ h}^{-1}$ ciklus odmrzavanja vanjske jedinice, a pri temperaturi vanjskog zraka većoj od $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ i manjoj od $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ dizalica topline je ostvarivala $0,5\text{ h}^{-1}$ ciklus odmrzavanja vanjske jedinice. Navedeno je u proračunima uzeto u obzir na način da su u svakom vremenskom koraku praćene vrijednosti relativne vlažnosti i temperature okolišnjeg zraka. Kada bi temperatura okolišnjeg zraka bila unutar opisanih temperaturnih intervala i kada bi relativna vlažnost okolišnjeg zraka bila veća od 76%, uključivao se računalni brojač vremena koji je, kada je kao izvor topline korišten okolišnji zrak, pratio proteklo vrijeme u navedenim radnim uvjetima i prebacivao režim rada dizalice topline u režim odmrzavanja, prema navedenim frekvencijama prelaska dizalice topline u režim odmrzavanja.

Geometrijska i optička svojstva modeliranih solarnih kolektora, korištenih u numeričkim analizama, usvojena su prema podacima o komercijalno dostupnim pločastim kolektorima sunčevog zračenja [77]. Računalni model suhog hladnjaka kao ulazne podatke koristi projektne temperature fluida prijenosnika topline na ulazu i na izlazu, projektne temperature okolišnjeg zraka i projektne protoke fluida prijenosnika topline i zraka. Projektne uvjete za računalni model

suhog hladnjaka korištenog u numeričkim analizama definirani su prema podacima o komercijalno dostupnim suhim hladnjacima [78] pri čemu je omogućeno uzimanje dovoljne količine topline za isparivanje iz okolišnjeg zraka. Maseni protok fluida prijenosnika topline kroz isparivač i kondenzator iznosi 2000 kg/h. Inercijski osjetni spremnik topline, volumena 300 l, ugrađen na kondenzatorskoj strani dizalice topline koristi se za povećanje toplinske inercije sustava. Protočni grijač dimenzioniran je na način da pri najvećem toplinskom opterećenju može osigurati dovoljno topline za zagrijavanje fluida prijenosnika topline u polasku prema sustavu predaje topline u zgradi na zahtijevanu temperaturu.

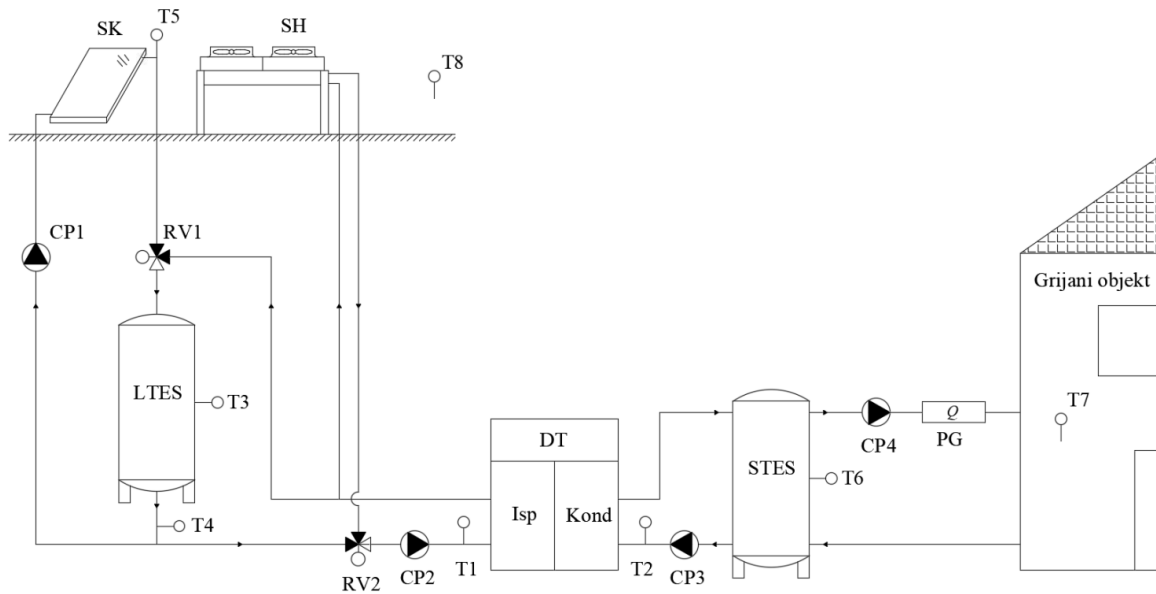
6.2 Rezultati proračuna dobiveni dinamičkim simulacijskim modelima

6.2.1 Razmatrani termotehnički sustavi

Prema načinu korištenja energije pohranjene u latentnom spremniku topline, razmatrana su dva osnovna sustava: sustav u kojem je latentni spremnik topline ugrađen na strani isparivača dizalice topline i u kojem se pohranjena toplina iz latentnog spremnika topline koristi kao visokotemperaturni izvor topline za isparivač dizalice topline (u nastavku Sustav A) i sustav u kojem je latentni spremnik topline ugrađen na strani kondenzatora dizalice topline i u kojem se pohranjena toplina iz latentnog spremnika koristi direktno za grijanje (u nastavku Sustav B). Dinamički simulacijski modeli Sustava A i Sustava B uključuju računalne modele dizalice topline, latentnog spremnika topline, solarnih kolektora, suhog hladnjaka, inercijskog osjetnog spremnika topline, cirkulacijskih pumpi, miješajućih ventila, cijevi kojima struji fluid prijenosnik topline, pomoćnog grijača, sustava automatske regulacije i zgrade.

6.2.2 Sustav A – latentni spremnik topline ugrađen na strani isparivača dizalice topline

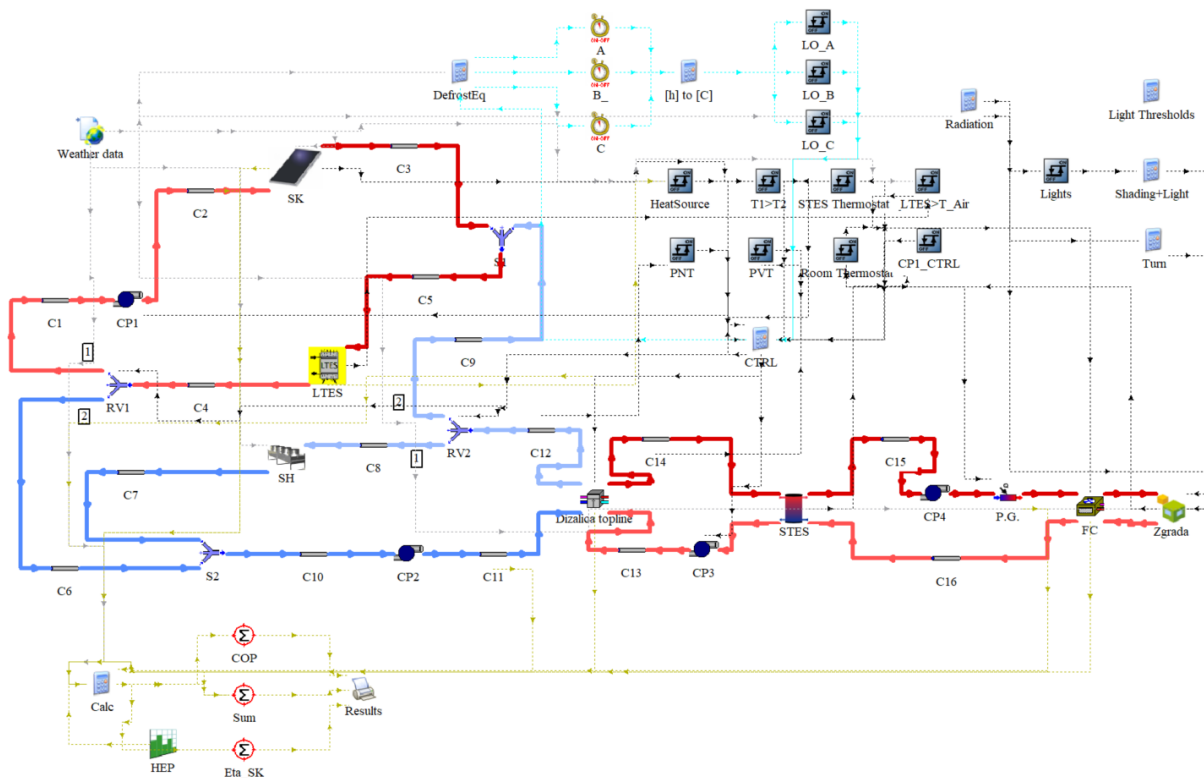
Funkcionalna shema Sustava A, kod kojeg se pohranjena toplina iz latentnog spremnika topline može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za isparivač dizalice topline, prikazana je na slici 6.5. Temperatura taljenja akumulatora topline u Sustavu A iznosila je 19 °C.



Slika 6.5 Funkcionalna shema Sustava A, u kojem se pohranjena toplina iz latentnog spremnika topline može koristiti kao izvor topline za isparivač dizalice topline

Rad dizalice topline reguliran je na način da se temperatura fluida prijenosnika topline u inercijskom osjetnom spremniku topline STES nastoji održavati između $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ i $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pomoćni grijač PG koristi se po potrebi, za dogrijavanje, kada je temperatura fluida prijenosnika topline u polasku prema sustavu predaje topline manja od $42\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cirkulacijska pumpa CP3 uključuje se kada temperatura zraka u zgradi padne ispod $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T7 < 22\text{ }^{\circ}\text{C}$), a isključuje se kada temperatura zraka u zgradi postigne $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($T7 > 25\text{ }^{\circ}\text{C}$). Ovisno o temperaturi fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora, sustav može raditi u različitim režimima, pri čemu je prednost dana pohranjivanju prikupljene energije sunčevog zračenja. Kada je temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora za $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ veća od prosječne temperature akumulatora topline u latentnom spremniku topline ($T5 - T3 > 5\text{ }^{\circ}\text{C}$), uključuje se cirkulacijska pumpa CP1 čime se započinje pohranjivati prikupljena energija sunčevog zračenja u latentni spremnik topline. Za to vrijeme dizalica topline radi koristeći toplinu iz okolišnjeg zraka preko suhog hladnjaka SH kao izvor topline. Kada je temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora manja od prosječne temperature akumulatora topline u latentnom spremniku topline ($T5 < T3$), cirkulacijska pumpa CP1 se isključuje. Tada se provjerava je li temperatura akumulatora topline veća od temperature vanjskog zraka ($T3 > T8$). Ako jest, dizalica topline započinje koristiti toplinu pohranjenu u latentnom spremniku topline kao izvor topline, te ju nastavlja koristiti sve dok temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline ne padne ispod temperature okolišnjeg zraka ($T4 < T8$), kada ponovno koristi okolišnji zrak kao izvor energije. Na taj način dizalici topline je

omogućeno korištenje povoljnijeg od dva dostupna izvora topline – okolišnjeg zraka i latentnog spremnika topline. Shematski prikaz dinamičkog simulacijskog modela Sustava A, izrađen u Trnsys simulacijskom okruženju prikazan je na slici 6.6.

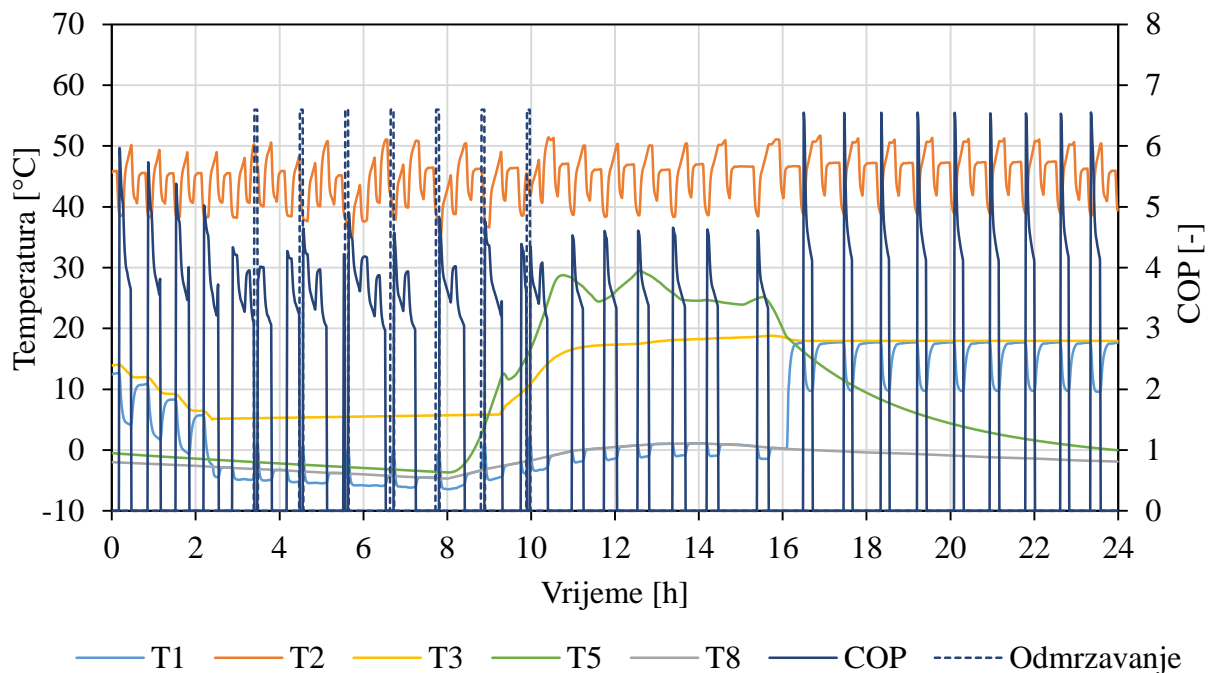


Slika 6.6 Shematski prikaz dinamičkog simulacijskog modela Sustava A u Trnsys simulacijskom okruženju

Dinamički simulacijski model Sustava A sastoji se iz 61 komponente i opisuje rad sustava čija je funkcionalna shema prikazana na slici 6.5.

Na slici 6.7 prikazane su vremenske promjene temperatura radnih medija na karakterističnim pozicijama, uvažavajući oznake T1-T8 na slici 6.5, te vremenske promjene trenutnih COP-a, u režimu grijanja i periodi odmrzavanja suhog hladnjaka. Prikazane 24-satne vremenske promjene dobivene su za hladni, sunčani dan tijekom kojeg je prosječna temperatura okolišnjeg zraka iznosila $-1,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, a ukupna dozračena energija sunčevog zračenja $4,87\text{ MJ/m}^2$. Pozicija T1 odnosi se na temperaturu fluida prijenosnika topline na ulasku u isparivač dizalice topline, T2 se odnosi na temperaturu fluida prijenosnika topline na ulasku u kondenzator dizalice topline, T3 se odnosi na temperaturu akumulatora topline u latentnom spremniku topline. Pozicija T5 odnosi se na temperaturu fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora, a pozicija T8 se odnosi na temperaturu okolišnjeg zraka. Vremenska promjena trenutnog COP-a u

režimima grijanja prikazana je punom linijom, a periodi u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja prikazani su isprekidanom linijom.



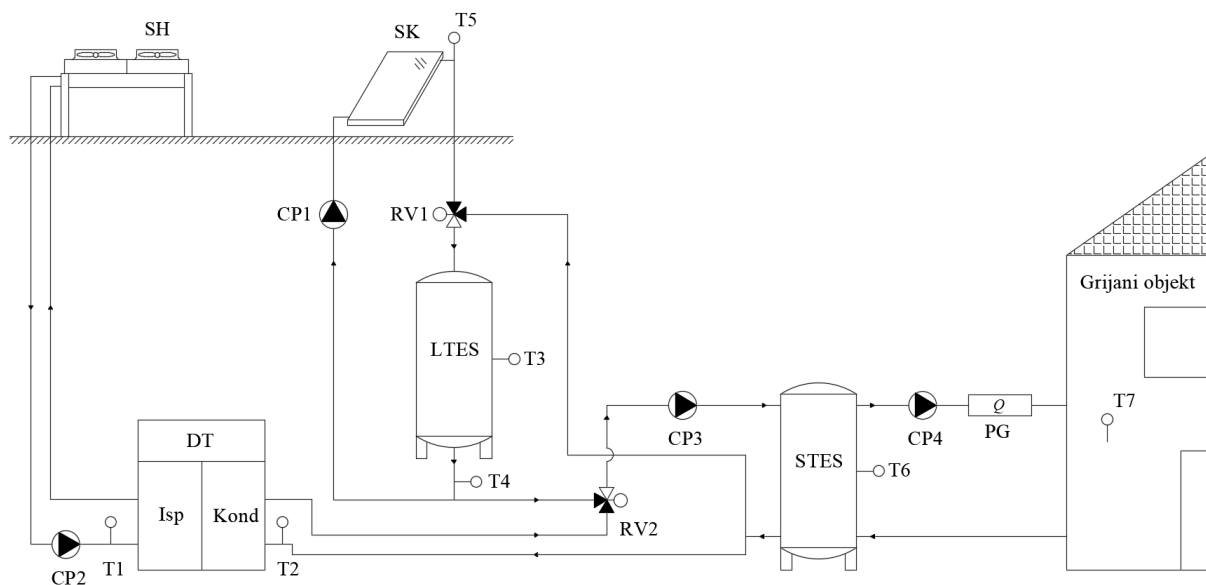
Slika 6.7 Vremenske promjene temperatura fluida prijenosnika topline na ulazima u isparivač (T1) i kondenzator (T2) dizalica topline i na izlazu iz solarnih kolektora (T5); vremenske promjene temperature akumulatora topline (T3) i okolišnjeg zraka (T8); vremenske promjene trenutnog COP-a u režimu grijanja i razdoblja u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja – Sustav A

Iz prikaza vremenske promjene temperature akumulatora topline na slici 6.7 može se primijetiti kako tijekom prva dva sata rada dizalica topline kao izvor topline koristi toplinu iz latentnog spremnika topline. Kada temperatura fluida prijenosnika topline na ulazu u isparivač padne ispod temperature okolišnjeg zraka, dizalica topline prestaje koristiti toplinu iz latentnog spremnika topline i počinje koristiti toplinu okolišnjeg zraka kao izvor topline, što u prikazanoj vremenskoj promjeni temperatura tijekom odabranog dana traje od 3 h do 17 h. U razdoblju od 3 h do 10 h, isprekidanim linijama prikazani su periodi u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja suhog hladnjaka. Može se primijetiti kako dizalica topline tijekom prikazanog razdoblja 7 puta prelazi u režim odmrzavanja. Porastom temperature fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline dizalica topline još ne započinje koristiti toplinu iz latentnog spremnika topline kao izvor topline jer je količina raspoložive energije sunčevog zračenja dovoljno velika da se omogući daljnje pohranjivanje u latentni spremnik topline, što je postavljeno kao prioritet. Oko 16 h, nakon što temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora padne ispod temperature akumulatora topline ($T5 < T3$) dizalica topline započinje koristiti pohranjenu toplinu iz latentnog spremnika topline kao izvor topline.

Tijekom korištenja topline iz latentnog spremnika topline, temperatura akumulatora topline ostaje konstantna sve dok se potpuno ne iskoristi latentna toplina, nakon čega bi se nastavila snižavati. Iz vremenskih promjena trenutnog COP-a može se primijetiti kako dizalica topline ostvaruje veći trenutni COP u periodima rada kada koristi toplinu iz latentnog spremnika topline, što se može objasniti time da je temperatura fluida prijenosnika topline na ulazu u isparivač, u razdoblju od 16 h do 24 h, kada se koristi toplina iz latentnog spremnika topline, viša, nego kada bi se koristila toplina iz okolišnjeg zraka.

6.2.3 Sustav B – latentni spremnik topline ugrađen na strani kondenzatora dizalice topline

Funkcionalna shema Sustava B, kod kojeg se pohranjena toplina iz latentnog spremnika topline može koristiti direktno za grijanje, prikazana je na slici 6.8. Temperatura taljenja akumulatora topline u Sustavu B iznosila je 54 °C.



Slika 6.8 Funkcionalna shema Sustava B, u kojem se pohranjena toplina iz latentnog spremnika topline može koristiti za grijanje

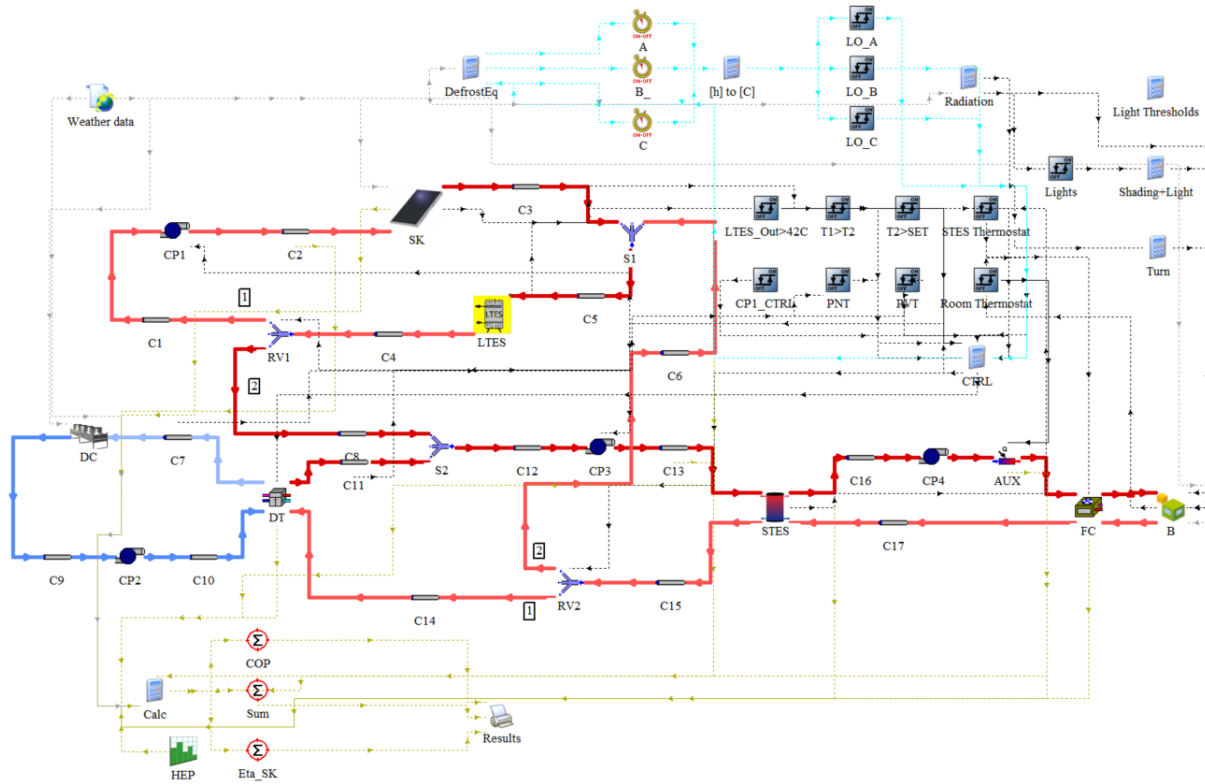
Korištenjem pohranjene topline iz latentnog spremnika topline ili uključivanjem dizalice topline koja koristi okolišnji zrak kao izvor topline, temperatura fluida prijenosnika topline u inercijskom osjetnom spremniku topline STES nastoji se održavati između 45 °C i 50 °C. Pomoćni grijač PG koristi se za dogrijavanje kada je temperatura fluida prijenosnika topline u polasku prema sustavu predaje topline manja od 42 °C. Cirkulacijska pumpa CP3 uključuje se kada temperatura zraka u zgradi padne ispod 22 °C ($T7 < 22$ °C), a isključuje se kada

temperatura zraka u zgradi postigne 25 °C ($T7 \geq 25\text{ °C}$). Ovisno o temperaturi fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora i temperaturi akumulatora topline, automatskim upravljanjem regulacijskim ventilima RV1 i RV2, toplina za grijanje može se koristiti iz latentnog spremnika topline ili proizvoditi radom dizalice topline. U Sustavu B, prednost je također dana pohranjivanju prikupljene energije sunčevog zračenja zbog čega se dizalica topline koristi za grijanje uvijek kada je raspoloživa energija sunčevog zračenja dovoljno velika za pohranjivanje prikupljene topline u latentni spremnik topline.

Kada je temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora za 5 °C veća od prosječne temperature akumulatora topline u latentnom spremniku topline ($T5 - T3 > 5\text{ °C}$), uključuje se cirkulacijska pumpa CP1 čime se započinje pohranjivati prikupljena energija sunčevog zračenja u latentni spremnik topline. Za to vrijeme se temperatura u inercijskom osjetnom spremniku topline STES održava između 45 °C i 50 °C uključivanjem dizalice topline po potrebi.

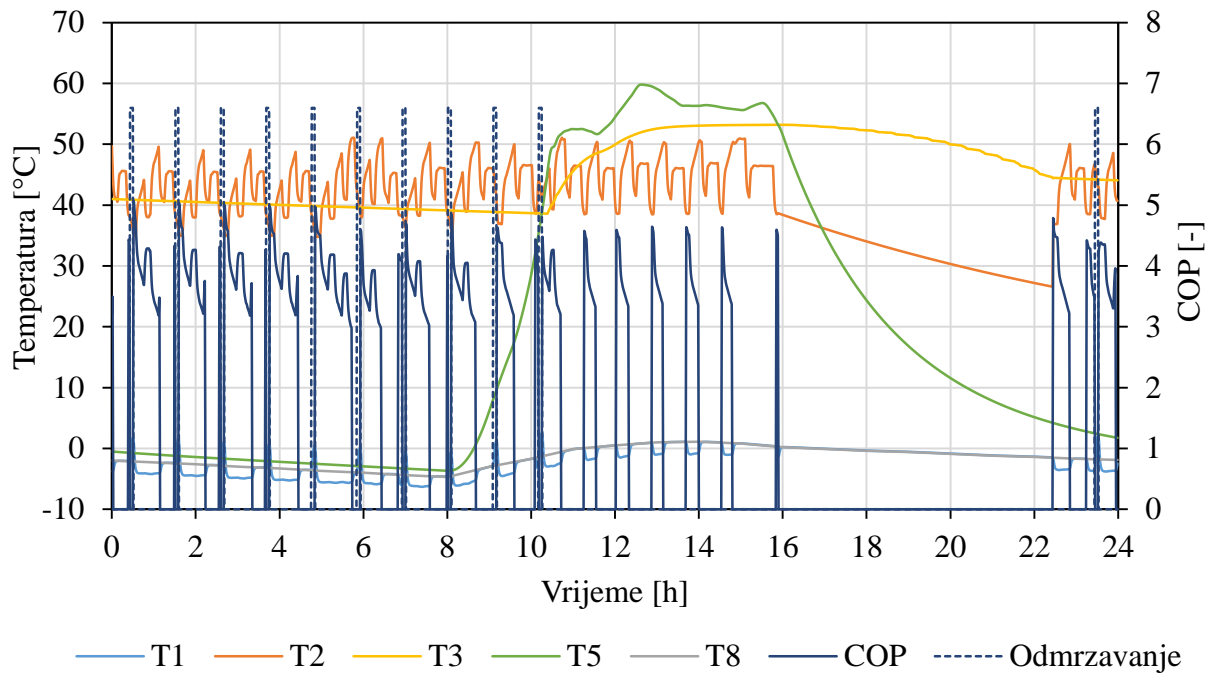
Kada temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora postane manja od temperature akumulatora topline u latentnom spremniku topline ($T5 < T3$), cirkulacijska pumpa CP1 se isključuje. Ako je temperatura akumulatora topline veća od 45 °C ($T3 > 45\text{ °C}$), za grijanje se počinje koristiti toplina pohranjena u latentnom spremniku topline sve dok temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline ne padne ispod 42 °C ($T4 < 42\text{ °C}$), nakon čega se ponovno uključuje dizalica topline. Na taj način je osigurana dovoljno visoka temperatura fluida prijenosnika topline u polasku prema potrošačima kako bi se prikupljena toplina u latentnom spremniku mogla koristiti i pri maksimalnom toplinskom opterećenju i kako bi se izbjeglo uključivanje pomoćnog grijača tijekom korištenja topline iz latentnog spremnika topline.

Shematski prikaz dinamičkog simulacijskog modela Sustava B u Trnsys simulacijskom okruženju prikazan je na slici 6.9.



Slika 6.9 Shematski prikaz dinamičkog simulacijskog modela Sustava B u Trnsys simulacijskom okruženju

Dinamički simulacijski model Sustava B, čiji je shematski prikaz dan na slici 6.9 sastoji se iz 54 komponente i opisuje rad sustava čija je funkcionalna shema prikazana na slici 6.8. Na slici 6.10 prikazane su vremenske promjene temperatura radnih medija na karakterističnim pozicijama, uvažavajući oznake T1-T8 na slici 6.8, te vremenske promjene trenutnih COP-a u režimu grijanja i u periodima odmrzavanja suhog hladnjaka. Prikazane 24-satne vremenske promjene dobivene su za isti dan u godini kao i prikazane vremenske promjene temperatura i COP-a kod Sustava A.



Slika 6.10 Vremenske promjene temperatura fluida prijenosnika topline na ulazima u isparivač (T1) i kondenzator (T2) dizalice topline i na izlazu iz solarnih kolektora (T5); vremenske promjene temperature akumulatora topline (T3) i okolišnjeg zraka (T8); vremenske promjene trenutnog COP-a u režimu grijanja i razdoblja u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja – Sustav B

Iz prikaza vremenske promjene trenutnih COP-ova, može se primijetiti kako se tijekom prvih 10 sati dizalica topline koristi za grijanje jer je temperatura akumulatora topline u latentnom spremniku topline niža od 45 °C. Također, tijekom prvih 10 h mogu se uočiti periodi u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja, što je karakteristično za dizalice topline koje koriste vanjski zrak kao izvor topline i što može smanjiti vrijednost prosječnog faktora učinkovitosti dizalice topline. Oko 10 h, kada je temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora za 5 °C veća od temperature akumulatora topline, uključuje se cirkulacijska pumpa CP1 čime započinje pohranjivanje prikupljene energije sunčevog zračenja u latentni spremnik topline. Iako je temperatura akumulatora topline u 11 h iznad 45 °C, još ne započinje korištenje topline iz latentnog spremnika topline jer je količina raspoložive energije sunčevog zračenja još uvijek dovoljno velika da se nastavi s pohranjivanjem u latentni spremnik topline, pa se potrebna toplina za grijanje i dalje namiruje radom dizalice topline. Oko 16 h, nakon što vrijednosti temperature fluida prijenosnika topline na izlazu iz solarnih kolektora padne ispod vrijednosti temperature akumulatora topline ($T5 < T3$), dizalica topline se isključuje i sustav prelazi u režim korištenja topline iz latentnog spremnika topline za grijanje. Tijekom korištenja topline iz latentnog spremnika topline temperatura akumulatora topline ostaje konstantna tijekom skrućivanja akumulatora topline sve dok se potpuno ne iskoristi latentna toplina. U prikazanom periodu toplina pohranjena u latentnom spremniku topline bila je dovoljna kako bi

se pokrilo svo toplinsko opterećenje u razdoblju od 16 h do 22 h. Tijekom tog razdoblja dizalica topline se nije uključivala. Nakon 22 h sustav je ponovno prešao u režim korištenja dizalice topline što znači da je temperatura fluida prijenosnika topline na izlazu iz latentnog spremnika topline pala ispod 42 °C. Prelazak u režim korištenja dizalice topline može se primijetiti po prikazanim vremenskim promjenama trenutnih COP-ova.

7. NUMERIČKA ANALIZA ENERGETSKE UČINKOVITOSTI I TROŠKOVA TERMOTEHNIČKIH SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNİKOM TOPLINE

Korištenjem dinamičkih simulacijskih modela opisanih u prethodnom poglavlju, provedena je parametarska analiza utjecaja odabranih radnih i geometrijskih parametara na različite kriterije ocjene energetske učinkovitosti i troškove Sustava A i Sustava B. Numeričkim analizama istražen je utjecaj temperature taljenja akumulatora topline, volumena latentnog spremnika topline i površine solarnih kolektora.

7.1 Kriteriji ocjene energetske učinkovitosti i troškova

7.1.1 Udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji

Za proizvodnju energije za grijanje u razmatranim sustavima s dizalicom topline koristi se obnovljiva i neobnovljiva energija. Obnovljivu energiju čine prikupljena energija sunčevog zračenja solarnim kolektorima i toplina okolišnjeg zraka, dovedene u sustav preko isparivača dizalice topline, a neobnovljivu energiju čini električna energija za pogon dizalice topline i pomoćnih uređaja, preuzeta iz elektroenergetske mreže. Stoga se udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji može izraziti kao omjer iskorištene energije iz obnovljivih izvora i ukupne isporučene energije za grijanje:

$$\varepsilon = \frac{E_{\text{obnovljiva}}}{Q_{\text{ukupno}}} = \frac{Q_{\text{ukupno}} - E_{\text{neobnovljiva}}}{Q_{\text{ukupno}}} \quad (40)$$

7.1.2 Ukupna potrošnja električne energije

Ukupna potrošnja električne energije u ovoj analizi računata je kao zbroj utrošene električne energije za pogon dizalice topline i utrošene električne energije pomoćnog grijača u svim vremenskim koracima prema jednadžbi:

$$E_{\text{neobnovljiva}} = E_{\text{el,DT}} + E_{\text{el,PG}} \quad (41)$$

gdje je $E_{\text{el,DT}}$ ukupna potrošena električna energija za pogon dizalice topline, a $E_{\text{el,PG}}$ ukupna potrošena električna energija za rad pomoćnog grijača.

7.1.3 Pohranjena energija u latentnom spremniku topline

Prikupljena energija sunčevog zračenja u Sustavu A i u sustavu B može se pohranjivati u latentni spremnik topline i koristiti prema potrebi. S obzirom da u ovoj analizi nije uzeta u obzir mogućnost istovremenog pohranjivanja i korištenja energije sunčevog zračenja za grijanje, pohranjena energija u latentnom spremniku topline tijekom vremenskog intervala može se računati kao umnožak protoka fluida prijenosnika topline kroz latentni spremnik topline, specifičnog toplinskog kapaciteta fluida prijenosnika topline, razlike temperatura fluida prijenosnika topline na ulazu i na izlazu iz latentnog spremnika topline i veličine vremenskog koraka, za sve vremenske korake tijekom perioda pohranjivanja energije prema izrazu (42).

$$Q_{\text{Sol}} = \dot{m}_{\text{HTF}} \cdot c_{\text{HTF}} \cdot (T_{\text{HTF,ul}} - T_{\text{HTF,izl}}) \cdot \Delta t \quad (42)$$

Ukupna pohranjena energija tijekom razmatrane sezone grijanja dobiva se zbrajanjem pohranjenih energija tijekom svih vremenskih koraka.

7.1.4 Sezonski faktor učinkovitosti

Sezonski faktor učinkovitosti predstavlja omjer ukupne isporučene energije za grijanje i ukupne utrošene električne energije u sezoni grijanja. Sezonskim faktorom učinkovitosti uzima se u obzir i potrošnja električne energije dizalice topline tijekom ciklusa odmrzavanja koji smanjuju energetske učinkovitost sustava s dizalicom topline. Također se uzima u obzir potrošnja električne energije pomoćnog grijača. Sezonski faktor učinkovitosti računa se prema izrazu (43).

$$SPF = \frac{Q_{\text{ukupno}}}{E_{\text{neobnovljiva}}} \quad (43)$$

7.1.5 Prosječna sezonska iskoristivost energije sunčevog zračenja

Prosječna sezonska iskoristivost energije sunčevog zračenja može se računati kao omjer pohranjene energije sunčevog zračenja i ukupne dozračene energije sunčevog zračenja na solarne kolektore prema izrazu (44):

$$\eta_{\text{sol}} = \frac{Q_{\text{Sol}}}{Q_{\text{Sol,uk}}} \quad (44)$$

gdje je $Q_{\text{Sol, uk}}$ ukupna dozračena energija sunčevog zračenja na solarne kolektore.

7.1.6 Ukupni godišnji troškovi

Ukupni godišnji troškovi računati su kao zbroj investicijskih i pogonskih troškova. Pri proračunu godišnjeg investicijskog troška pretpostavljen je vijek trajanja opreme 20 godina. U pogonske troškove ubrojani su cijena utrošene električne energije za pogon dizalice topline i pomoćnog grijača prema izrazu (45), uzimajući u obzir razliku u dnevnim i noćnim tarifnim cijenama električne energije.

$$C_{\text{god}} = C_{\text{investicijski, god}} + C_{\text{pogonski, god}} \quad (45)$$

Investicijske troškove čine troškovi dobave dizalice topline, latentnog spremnika topline, akumulatora topline, solarnih kolektora, troškovi ostale razvodne i regulacijske opreme i troškovi ugradnje. Troškovi održavanja su zanemareni.

7.2 Numerička analiza Sustava A za različite radne i geometrijske parametre

7.2.1 Utjecaj temperature taljenja

Kako bi se ispitao utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na odabrane kriterije ocjene energetske učinkovitosti i troškova sustava s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima kod kojeg je latentni spremnik topline ugrađen na strani isparivača dizalice topline, provedena je analiza utjecaja temperature taljenja akumulatora topline na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, potrošnju električne energije, ukupnu pohranjenu energiju u latentni spremnik topline, sezonski faktor učinkovitosti, iskoristivost energije sunčevog zračenja i ukupne godišnje troškove.

Prilikom odabiranja temperatura taljenja akumulatora topline za koje će se provesti analize, korišteni su podatci o komercijalno dostupnim parafinima [79], pri čemu su uzete u obzir stvarne vrijednosti njihovih fizikalnih svojstava poput specifične latentne topline i raspona taljenja, koje se razlikuju između akumulatora topline različitih temperatura taljenja. U tablici 7.1

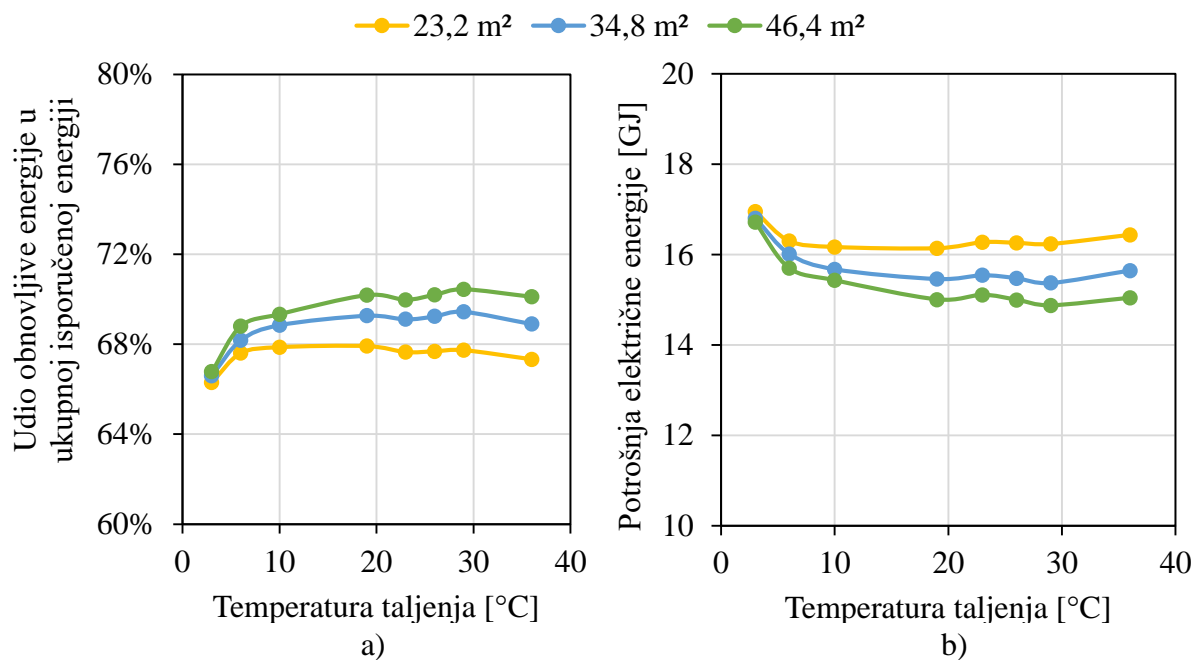
dane su vrijednosti temperatura likvidusa i solidusa te specifičnih latentnih toplina odabranih parafina.

Tablica 7.1 Fizikalna svojstva razmatranih akumulatora topline u Sustavu A [79]

Parafin	$T_{\text{solidus}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{likvidus}} [^{\circ}\text{C}]$	l [kJ/kg]
RT3HC	1	3	190
RT5HC	5	6	250
RT10HC	9	10	200
RT18HC	17	19	260
RT22HC	20	23	190
RT25HC	22	26	230
RT28HC	27	29	250
RT35HC	34	36	240

Vrijednosti specifičnih latentnih toplina u tablici 7.1 kreću se od 190 kJ/kg do 260 kJ/kg. Najveća razlika između pojedinih specifičnih latentnih toplina iznosi 70 kJ/kg, odnosno 37%.

Na slici 7.1 prikazana je ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošnje električne energije o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m². Volumen latentnog spremnika topline iznosio je 1,5 m³.

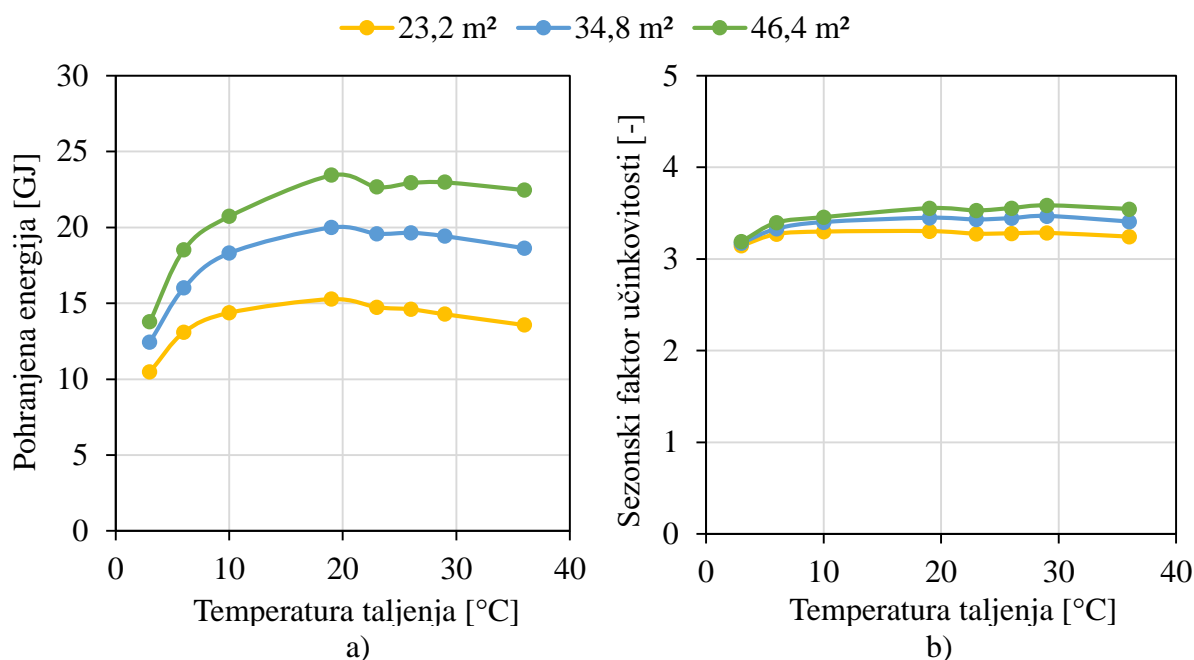


Slika 7.1 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³

Na slici 7.1 može se primijetiti da sustavi s akumulatorima topline RT18HC, RT22HC, RT25HC i RT28HC, čije temperature taljenja iznose 19 °C, 23 °C, 26 °C i 29 °C u pravilu postižu veći udio energije iz obnovljivih izvora i manju potrošnju električne energije od sustava s akumulatorima topline RT3HC, RT5HC, RT10HC, RT35HC temperatura taljenja 3 °C, 6 °C, 10 °C i 36 °C. To upućuje da u razmatranom rasponu temperatura taljenja postoji akumulator topline uz koji bi sustav mogao postići najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošiti najmanje električne energije. U smislu najmanjeg udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i najveće potrošnje električne energije, najnepovoljniji je akumulator topline RT3HC, temperatura taljenja 3 °C, a unutar raspona temperatura taljenja 19-29 °C može se primijetiti lokalni minimum u udjelu obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i lokalni maksimum potrošnje električne energije. Pojava lokalnog minimuma i maksimuma može se objasniti činjenicom da osim različitih temperatura taljenja, razmatrani akumulatori topline imaju različite specifične latentne topline. Uslijed promjene agregatnog stanja, u akumulatoru topline s većom specifičnom latentnom toplinom moguće je pohraniti veću količinu energije nego u akumulatoru topline s manjom specifičnom latentnom toplinom. Specifična latentna toplina akumulatora topline za koji se postižu lokalni minimum u udjelu obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i lokalni maksimum u potrošnji električne energije (RT22HC) je 37% manja od specifičnih latentnih toplina akumulatora topline temperatura taljenja 19 °C i 29 °C, što također utječe na rezultate. Bez obzira na

temperaturu taljenja akumulatora topline, najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i najmanja potrošnja električne energije postignuti su uz najveću razmatranu površinu solarnih kolektora. Pri tome su razlike u udjelu obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošnji električne energije kod sustava s različitim površinama solarnih kolektora izraženije za sustave s akumulatorima topline viših temperatura taljenja.

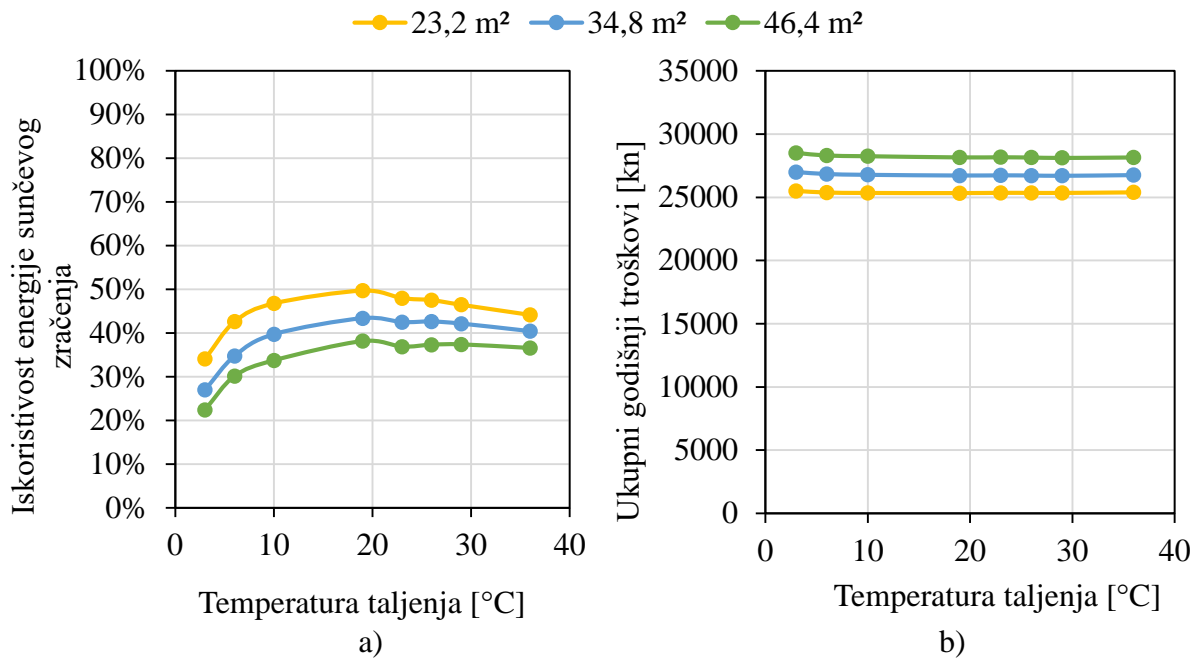
Na slici 7.2 prikazana je ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline i sezonskog faktora učinkovitosti o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³.



Slika 7.2 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³

Slika 7.2 pokazuje da je odabirom akumulatora topline srednjih temperatura taljenja u odabranom rasponu moguće pohraniti više energije i postići veći sezonski faktor učinkovitosti nego kada se koriste akumulatori topline temperatura taljenja nižih od 10 °C i viših od 29 °C. Povećanjem površine solarnih kolektora moguće je pohraniti više energije i postići veći sezonski faktor učinkovitosti, pri čemu su razlike izraženije kad se koriste akumulatori topline viših temperatura taljenja.

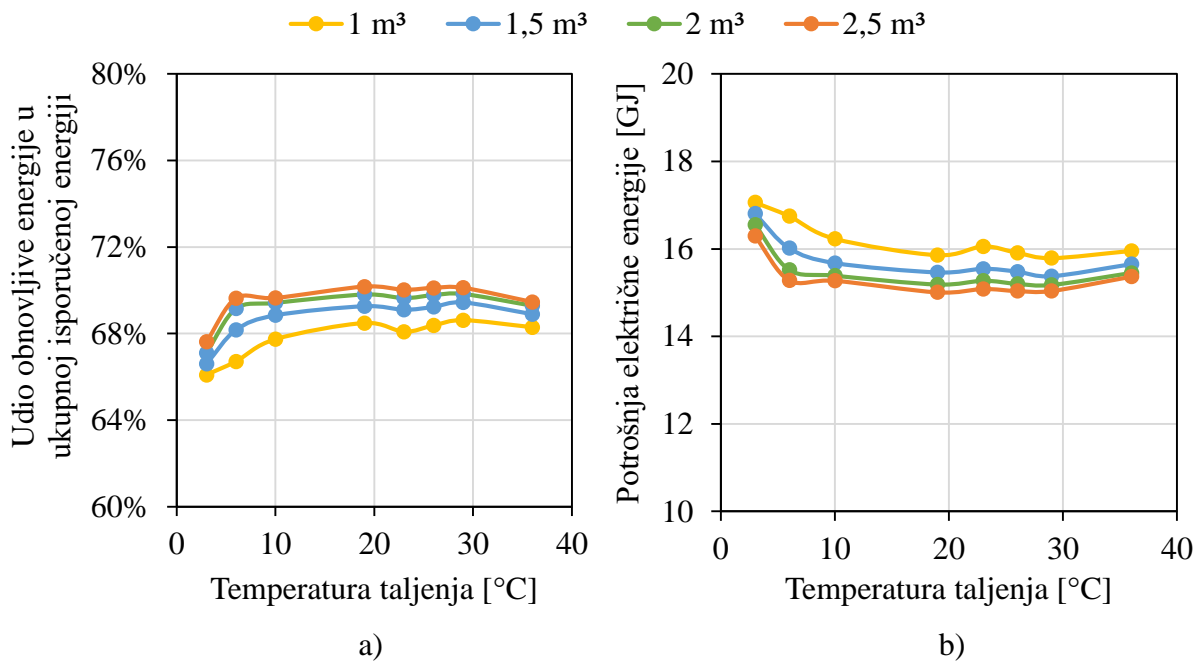
Na slici 7.3 prikazana je ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja i ukupnih godišnjih troškova o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m². Volumen latentnog spremnika topline iznosio je 1,5 m³.



Slika 7.3 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³

Na slici 7.3 može se primijetiti kako se veća iskoristivost energije sunčevog zračenja postiže ako se koriste akumulatori topline čije su temperature taljenja u rasponu od 19 °C do 29 °C. Također, iskoristivost energije sunčevog zračenja u odabranom rasponu površine solarnih kolektora je veća kod manjih površina solarnih kolektora. Ovisnost ukupnih godišnjih troškova o temperaturi taljenja akumulatora topline je zanemarivo mala, što se može objasniti činjenicom da pogonski troškovi na godišnjoj razini u sustavu s latentnim spremnikom topline volumena 1,5 m³ i površinom solarnih kolektora 34,8 m² čine udio od tek 11,7% u ukupnim godišnjim troškovima zbog čega razlike u iznosima pogonskih troškova kod sustava s akumulatorima topline različitih temperatura taljenja ne dolaze do izražaja. U odabranom rasponu površine solarnih kolektora, ukupni godišnji troškovi su manji kod manjih površina solarnih kolektora.

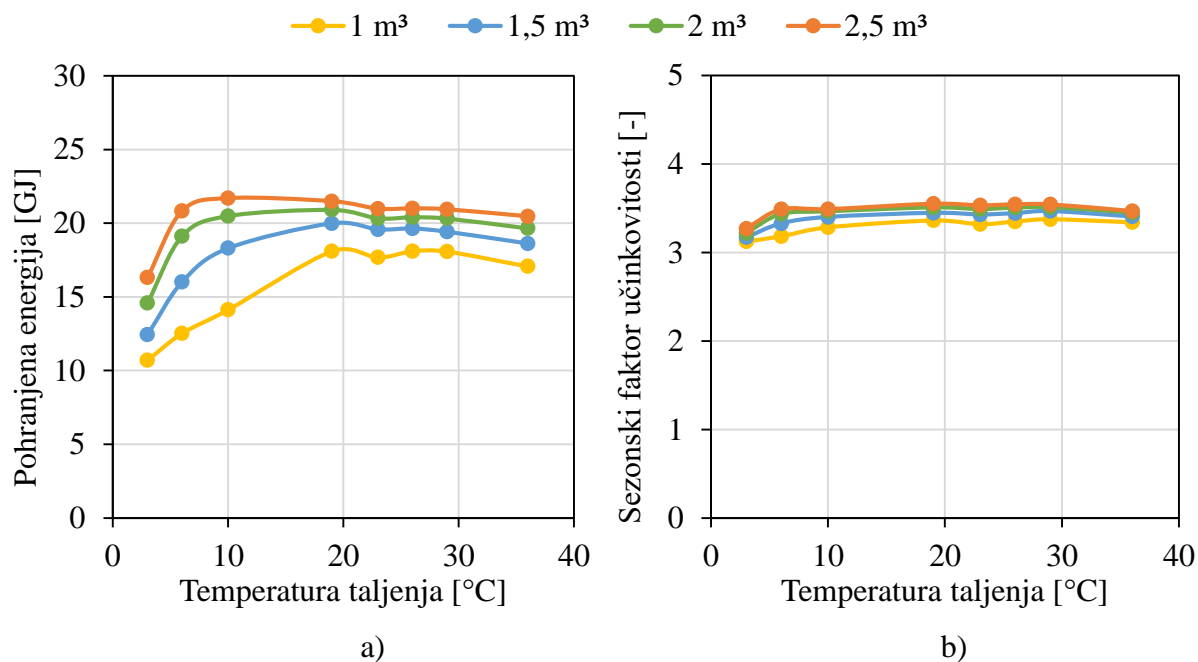
Na slici 7.4 također je prikazana ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošnje električne energije o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³. Površina solarnih kolektora iznosila je 34,8 m².



Slika 7.4 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m²

Udjeli obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošnja električne energije upućuju da unutar razmatranog raspona temperatura taljenja akumulatora topline postoji optimalna temperatura taljenja akumulatora topline za koju sustav može ostvariti najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošiti najmanje električne energije. Pri istim temperaturama taljenja, najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i najmanji utrošak električne energije mogu se postići korištenjem latentnog spremnika topline većeg volumena. Pri tome razlika između udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji između sustava koji koriste akumulator topline temperature taljenja 19 °C i latentne spremnike volumena 1 m³ i 1,5 m³ iznosi 0,8%, razlika između sustava s akumulatorom topline temperature taljenja 19 °C i s latentnim spremnicima topline volumena 1,5 m³ i 2 m³ iznosi 0,5%, a razlika u udjelu obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji između sustava s istim akumulatorom topline temperature taljenja 19 °C i latentnim spremnicima topline volumena 2 m³ i 2,5 m³ iznosi 0,4% što upućuje da se rast ovog pokazatelja usporava daljnjim povećavanjem volumena latentnog spremnika topline. Sličan trend može se primijetiti i kod potrošnje električne energije.

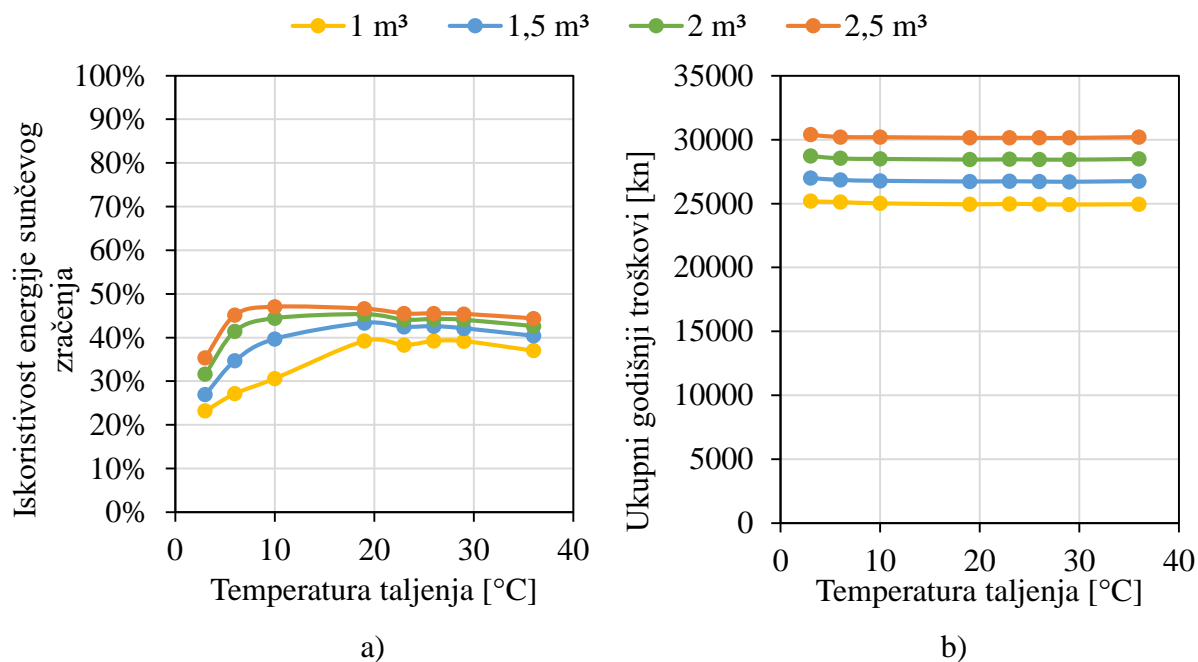
Na slici 7.5 prikazana je ovisnost pohranjene energije u latentni spremnik topline i sezonskog faktora učinkovitosti o temperaturi taljenja akumulatora topline za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².



Slika 7.5 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m²

Na slici 7.5 može se vidjeti da se pri različitim volumenima latentnog spremnika topline, najviše energije može pohraniti korištenjem akumulatora topline različitih temperatura taljenja. Za volumen latentnog spremnika topline 1 m³, najviše energije može se pohraniti korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 26 °C, za volumene latentnog spremnika topline 1,5 m³ i 2 m³ najviše energije može se pohraniti korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 19 °C, dok se za volumen latentnog spremnika topline 2,5 m³ najviše energije može pohraniti korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 10 °C. Kod svih razmatranih akumulatora topline, korištenjem većeg volumena latentnog spremnika topline moguće je pohraniti više energije. Pri tome se najveća razlika između količina pohranjene energije može primijetiti kod sustava koji koriste akumulatore topline temperature taljenja 6 °C i 10 °C, dok je razlika najmanja kod sustava koji koriste akumulatore topline temperature taljenja 26 °C i 29 °C. Najveća relativna razlika između svih ostvarenih sezonskih faktora učinkovitosti iznosi 11,99%. Veći sezonski faktori učinkovitosti mogu se postići korištenjem latentnog spremnika topline većeg volumena i korištenjem akumulatora topline temperature taljenja između 19 °C i 29 °C.

Na slici 7.6 prikazana je ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja i ukupnih godišnjih troškova o temperaturi taljenja akumulatora topline za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².



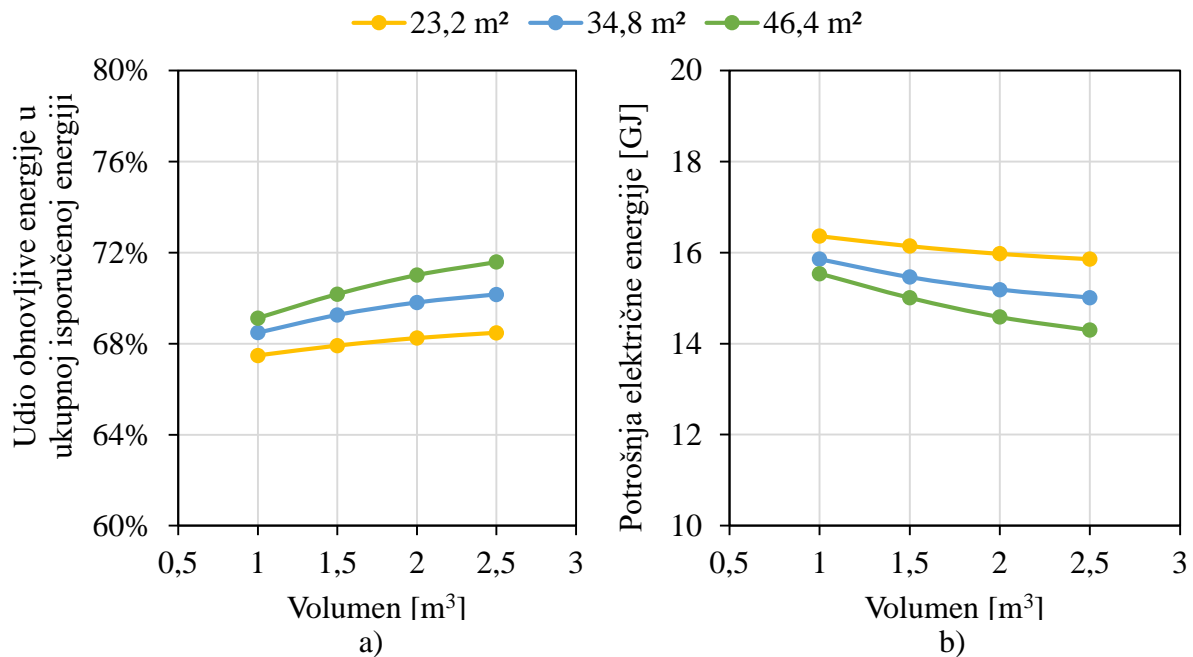
Slika 7.6 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m²

Slika 7.6 pokazuje da je povećanjem volumena latentnog spremnika topline moguće povećati iskoristivost energije sunčevog zračenja. Za volumene latentnog spremnika topline veličine od 1 m³ do 2 m³, najveća iskoristivost energije sunčevog zračenja može se postići odabirom akumulatora topline temperature taljenja 19 °C, dok je za volumen spremnika 2,5 m³ najveću iskoristivost energije sunčevog zračenja moguće postići odabirom akumulatora topline temperature taljenja 10 °C. Zbog malog udjela pogonskih u ukupnim godišnjim troškovima sustava, ne primjećuje se značajan utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na iznos ukupnih godišnjih troškova, dok se manji ukupni godišnji troškovi mogu postići uz manji volumen latentnog spremnika topline.

7.2.2 Utjecaj volumena latentnog spremnika topline

Utjecaj volumena latentnog spremnika topline na odabrane kriterije ocjene energetske učinkovitosti i troškova sustava A dodatno je prikazan na slikama 7.7-7.9, na kojima je prikazana ovisnost udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, potrošnje električne energije, ukupne pohranjene energije u latentni spremnik topline, sezonskog faktora učinkovitosti, iskoristivosti energije sunčevog zračenja i ukupnih godišnjih troškova o volumenu latentnog spremnika topline za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m²

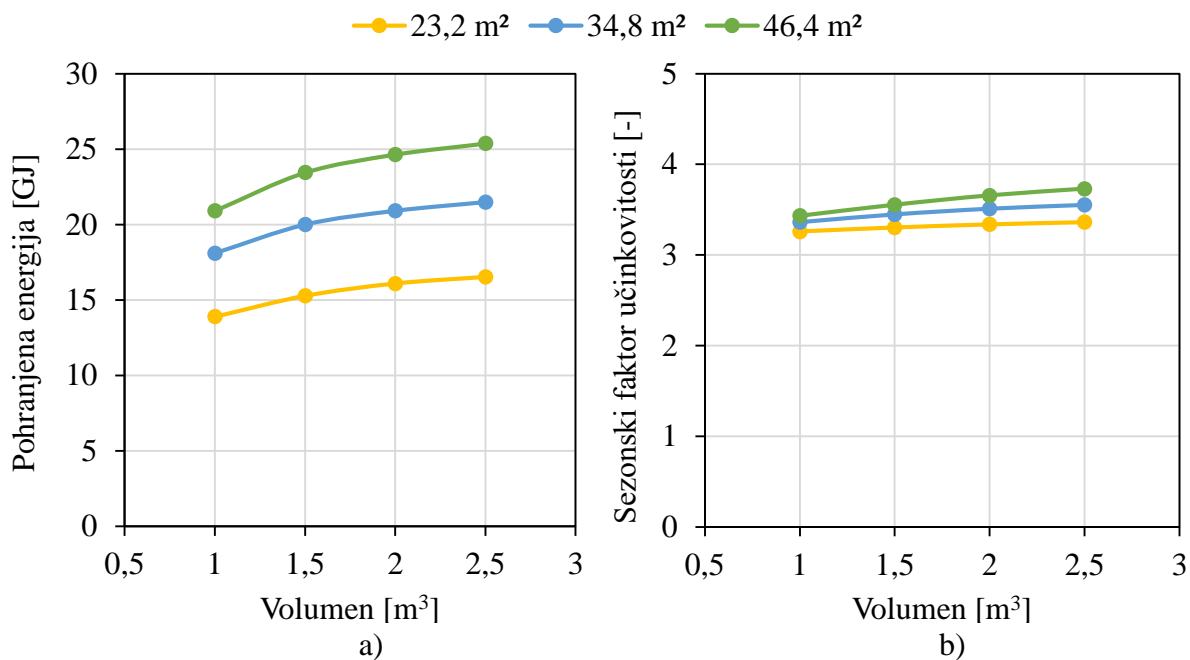
i 46,4 m². Temperatura taljenja akumulatora topline u svim analiziranim slučajevima iznosila je 19 °C.



Slika 7.7 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 19 °C

Na slici 7.7 može se vidjeti kako je veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i manju potrošnju električne energije moguće postići povećanjem volumena latentnog spremnika topline i povećanjem površine solarnih kolektora. Pri tome je povećanjem površine solarnih kolektora s 23,2 m² na dvostruko veću površinu od 46,4 m² pri volumenu latentnog spremnika topline 1 m³ moguće ostvariti 2,43 % veći udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji, dok je povećanjem volumena latentnog spremnika topline s 1 m³ na dvostruko veći volumen od 2 m³ pri površini solarnih kolektora 23,2 m² moguće povećati udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji za 1,48 %. Takve razlike ukazuju kako dvostruko povećanje površine solarnih kolektora značajnije utječe na udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji nego dvostruko povećanje volumena latentnog spremnika topline. Slično se može primijetiti i na utjecaju volumena latentnog spremnika topline na potrošnju električne energije, prikazanom na slici 7.7.

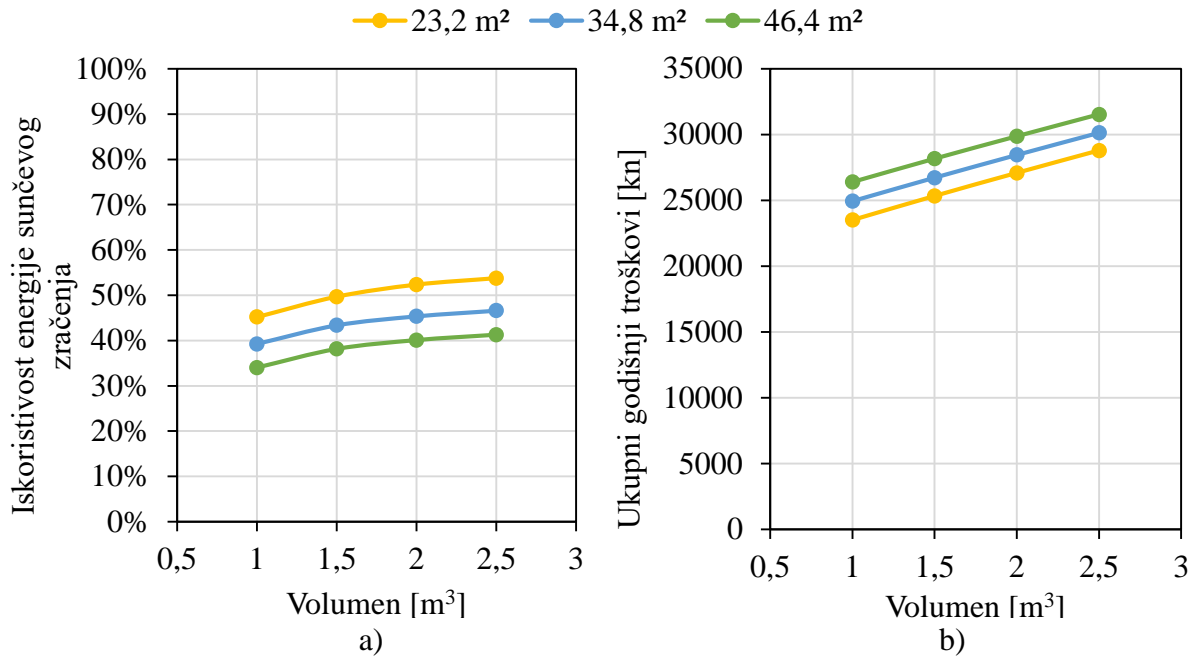
Na slici 7.8 prikazana je ovisnost ukupne pohranjene energije u latentni spremnik topline i sezonskog faktora učinkovitosti o volumenu latentnog spremnika topline za analizirane površine solarnih kolektora.



Slika 7.8 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 19 °C

Povećanjem volumena latentnog spremnika topline s 1 m³ na 2 m³, uz površinu solarnih kolektora 23,2 m² moguće je pohraniti 18,93% više energije i ostvariti 3,07% veći sezonski faktor učinkovitosti, dok je povećanjem površine solarnih kolektora s 23,2 m² na 46,4 m², uz volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³ moguće je pohraniti 53,50% više energije i ostvariti 7,57% veći sezonski faktor učinkovitosti unutar razmatranog raspona volumena latentnog spremnika topline i površina solarnih kolektora.

Na slici 7.9 prikazan je utjecaj volumena latentnog spremnika topline na iskoristivost energije sunčevog zračenja i ukupne godišnje troškove.



Slika 7.9 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 19 °C

Na slici 7.9 može se primijetiti kako je veću iskoristivost energije sunčevog zračenja moguće postići korištenjem latentnog spremnika topline većeg volumena i korištenjem solarnih kolektora manje površine. Povećanjem površine solarnih kolektora s 23,2 m² na dvostruko veću površinu 46,4 m² iskoristivost energije sunčevog zračenja se smanjila, dok se povećanjem volumena latentnog spremnika topline s 1 m³ na dvostruko veći volumen od 2 m³ iskoristivost energije sunčevog zračenja povećala za 15,7% u razmatranom rasponu volumena latentnog spremnika topline i površina solarnih kolektora. S druge strane, na slici 7.9 može se primijetiti kako volumen latentnog spremnika topline ima značajan utjecaj na iznos ukupnih godišnjih troškova. S obzirom da se latentni spremnici topline, prikladni za korištenje u sustavima s dizalicom topline u manjim zgradama još ne proizvode komercijalno u većim količinama, cijena latentnog spremnika topline je visoka i predstavlja značajnu stavku u ukupnom investicijskom trošku sustava s latentnim spremnikom topline. Ako se k tome uzme u obzir i trošak nabave akumulatora topline, može se objasniti značajan utjecaj volumena latentnog spremnika topline na ukupni iznos godišnjih troškova.

7.3 Numerička analiza Sustava B za različite radne i geometrijske parametre

7.3.1 Utjecaj temperature taljenja

Ispitan je utjecaj različitih temperatura taljenja akumulatora topline na odabrane kriterije ocjene energetske učinkovitosti u sustavu B.

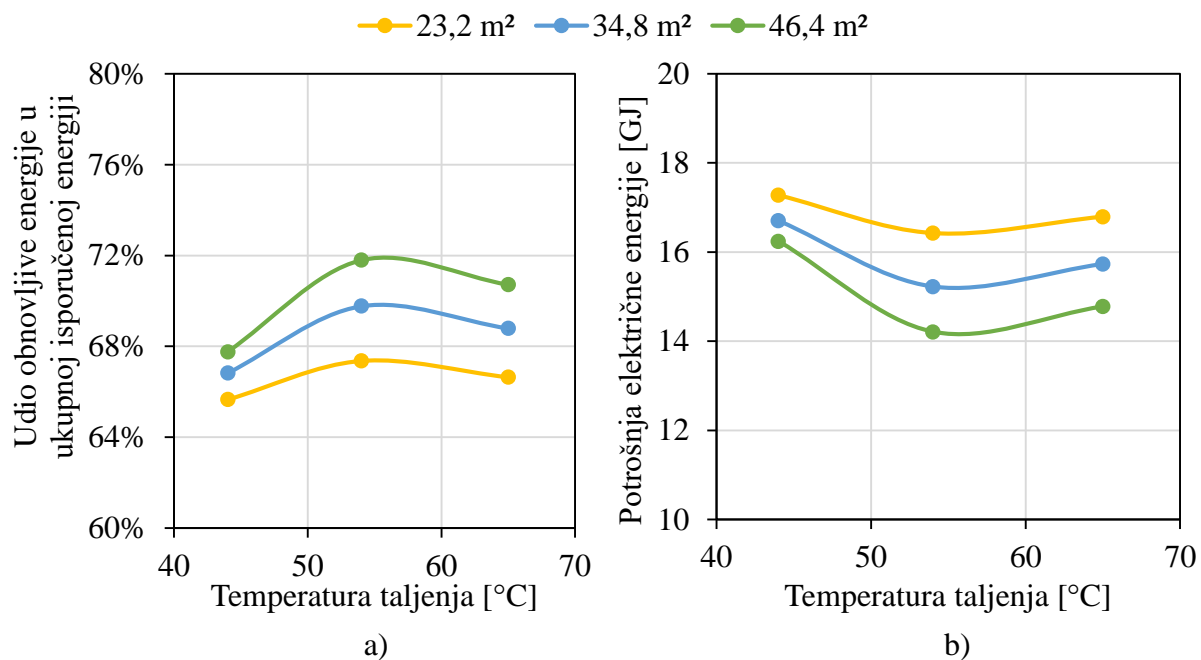
U tablici 7.2 dane su vrijednosti temperature likvidusa i solidusa te specifičnih latentnih toplina analiziranih akumulatora topline. Akumulatori topline odabrani su temeljem podataka o komercijalno dostupnim parafinima [79].

Tablica 7.2 Fizikalna svojstva razmatranih akumulatora topline u Sustavu B [79]

Parafin	T_{solidus} [°C]	T_{likvidus} [°C]	l [kJ/kg]
RT44HC	41	44	250
RT54HC	53	54	200
RT64HC	63	65	250

Vrijednosti specifičnih latentnih toplina danih u tablici 7.2 kreću se od 200 kJ/kg do 250 kJ/kg. Najveća razlika između specifičnih latentnih toplina razmatranih akumulatora topline iznosi 50 kJ/kg, odnosno 25% zbog čega utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na prikazane kriterije ocjene energetske učinkovitosti i troškove u nastavku ujedno uključuje i utjecaj različite specifične latentne topline akumulatora topline. Na ovaj način omogućeno je korištenje rezultata analiza u praktičnim proračunima jer se temelje na svojstvima komercijalno dostupnih akumulatora topline.

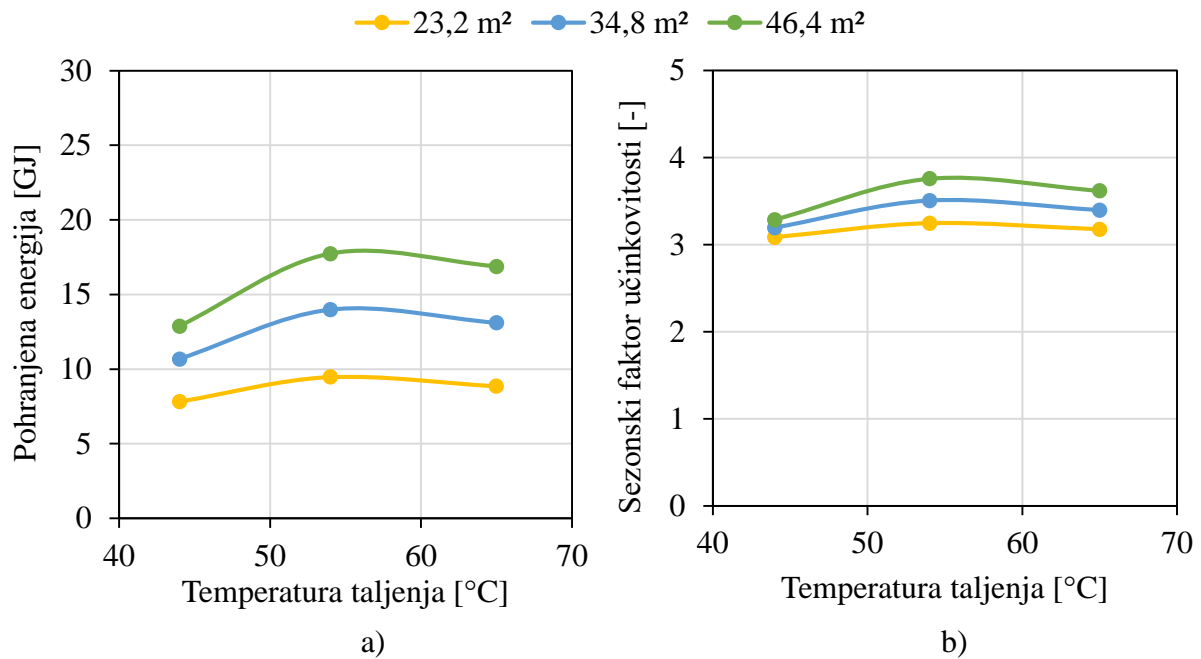
Na slici 7.10 prikazana je ovisnost udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i ukupne potrošnje električne energije o temperaturi taljenja akumulatora topline za analizirane površine solarnih kolektora koje su iznosile 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m². Volumen latentnog spremnika topline iznosio je 1,5 m³.



Slika 7.10 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³

Na slici 7.10 može se uočiti da među razmatranim akumulatorima topline različitih temperatura taljenja, sustav s akumulatorom topline temperature taljenja 54 °C može postići najveći udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji i ostvariti najmanji utrošak električne energije, usprkos tome što je specifična toplota taljenja akumulatora topline temperature taljenja 54 °C čak 25% manja od specifičnih latentnih toplota ostalih razmatranih akumulatora topline. Stoga je moguće izdvojiti temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C kao potencijalno optimalnu temperaturu taljenja akumulatora topline u smislu udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošnje električne energije, za primjenu u sustavima u kojima se pohranjena toplota može koristiti direktno za grijanje.

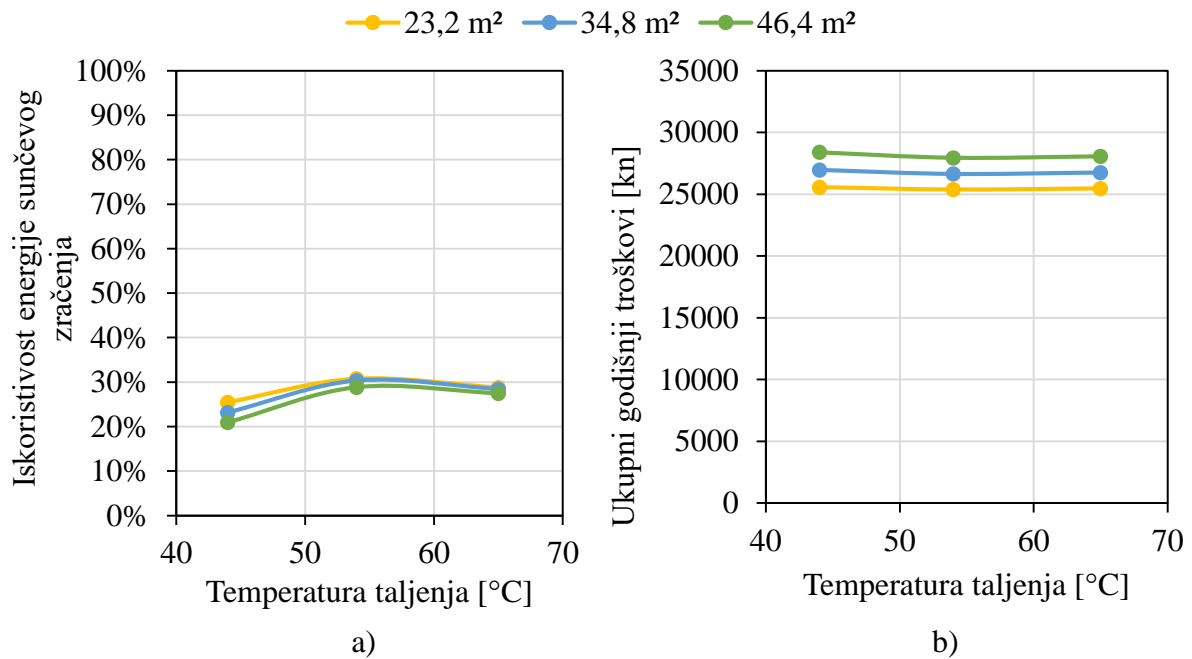
Na slici 7.11 prikazana je ovisnost ukupne pohranjene energije i sezonskog faktora učinkovitosti o temperaturi taljenja akumulatora topline u Sustavu B za analizirane površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³.



Slika 7.11 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³

Na slici 7.11 može se primijetiti kako je korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 54 °C moguće pohraniti više topline i postići veći sezonski faktor učinkovitosti nego korištenjem akumulatora topline temperatura taljenja 44 °C i 64 °C. Korištenjem veće površine solarnih kolektora također je moguće pohraniti više energije u latentni spremnik topline, kao i postići veći sezonski faktor učinkovitosti, pri čemu je razlika između odabranih pokazatelja učinkovitosti izraženija kod akumulatora topline viših temperatura taljenja.

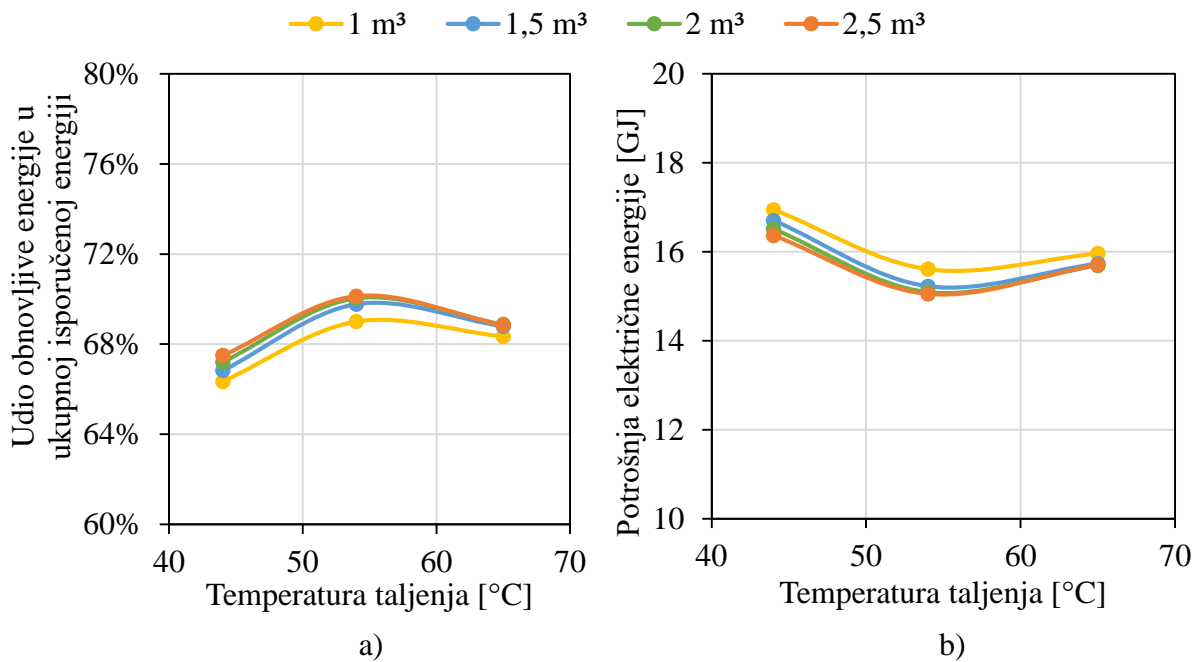
Na slici 7.12 prikazan je utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na iskoristivost energije sunčevog zračenja i ukupne godišnje troškove u Sustavu B, za različite površine solarnih kolektora.



Slika 7.12 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³

Na slici 7.12 može se vidjeti kako je najveću iskoristivost energije sunčevog zračenja, unutar odabranog raspona temperatura taljenja akumulatora topline moguće postići korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 54 °C. Također, veću iskoristivost energije sunčevog zračenja moguće je postići uz manju površinu solarnih kolektora, pri čemu se ne primjećuje značajna razlika u iskoristivosti energije sunčevog zračenja Sustava B s jednakim akumulatorima topline, a različitim površinama solarnih kolektora. Utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na ukupne godišnje troškove u Sustavu B, kao ni u Sustavu A, nije značajan zbog velike razlike u iznosu investicijskih i pogonskih troškova, pri čemu su ovi prvi značajno veći, dok je sam investicijski trošak akumulatora topline različitih temperatura taljenja približno jednak. Manje ukupne godišnje troškove moguće je postići uz manju površinu solarnih kolektora unutar razmatranog raspona površine solarnih kolektora.

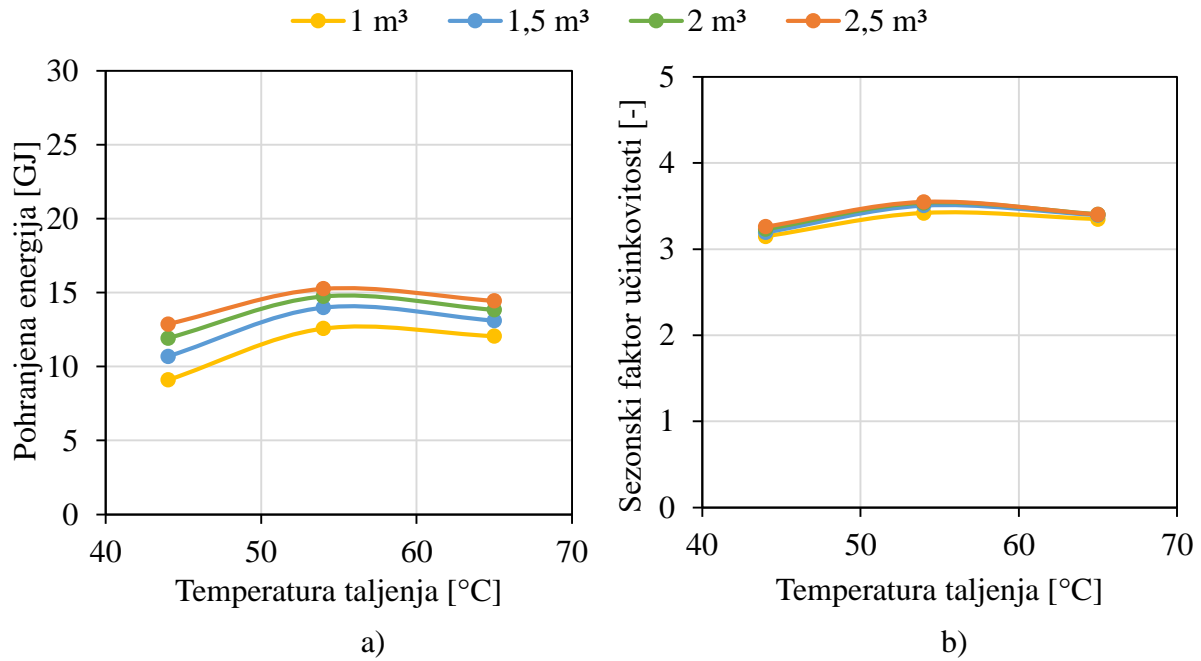
Na slikama 7.13-7.15 prikazana je ovisnost odabranih kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova o temperaturi taljenja akumulatora topline za sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³. Površina solarnih kolektora iznosila je 34,8 m².



Slika 7.13 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m²

Prikazani utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošnju električne energije na slici 7.13 upućuje kako je korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 54 °C moguće postići veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i potrošiti manje električne energije nego korištenjem akumulatora topline temperatura taljenja 44 °C i 64 °C. Veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i manju potrošnju električne energije moguće je postići i upotrebom latentnog spremnika topline većeg volumena, pri čemu je povećanjem volumena latentnog spremnika topline s 1 m³ na 1,5 m³ i korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 54 °C moguće je povećati udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji za 0,85%, dok je povećanjem volumena latentnog spremnika topline s 2 m³ na 2,5 m³ moguće povećati udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji za samo 0,14%.

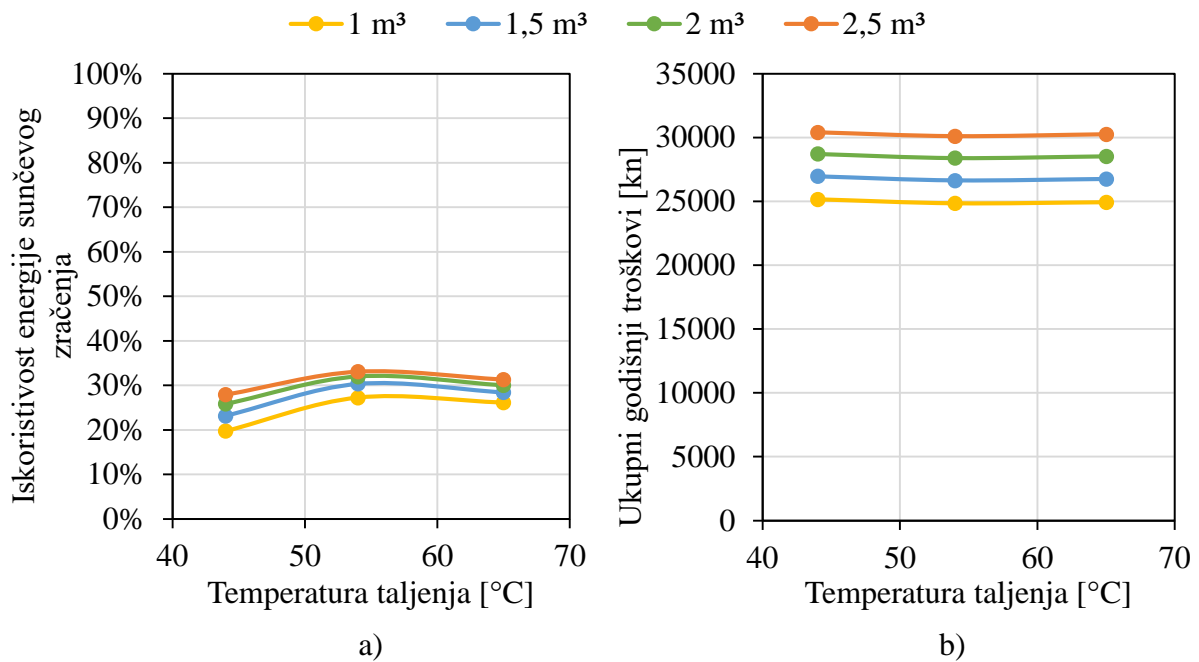
Na slici 7.14 prikazan je utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na količinu pohranjene energije i sezonski faktor učinkovitosti u Sustavu B, za različite volumene latentnog spremnika topline.



Slika 7.14 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m²

Na slici 7.14 moguće je primijetiti kako se korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 54 °C u latentni spremnik topline može pohraniti više energije nego kada se koriste akumulatori topline temperatura taljenja 44 °C i 64 °C. Za sustav B s akumulatorom topline temperature taljenja 54 °C, povećanjem volumena latentnog spremnika topline s 1 m³ na 2,5 m³ moguće je pohraniti 23,88% više energije i postići 3,80% veći sezonski faktor učinkovitosti.

Utjecaj temperature taljenja akumulatora topline na iskoristivost energije sunčevog zračenja i ukupne godišnje troškove u Sustavu B, za različite volumene latentnog spremnika topline prikazan je na slici 7.15.



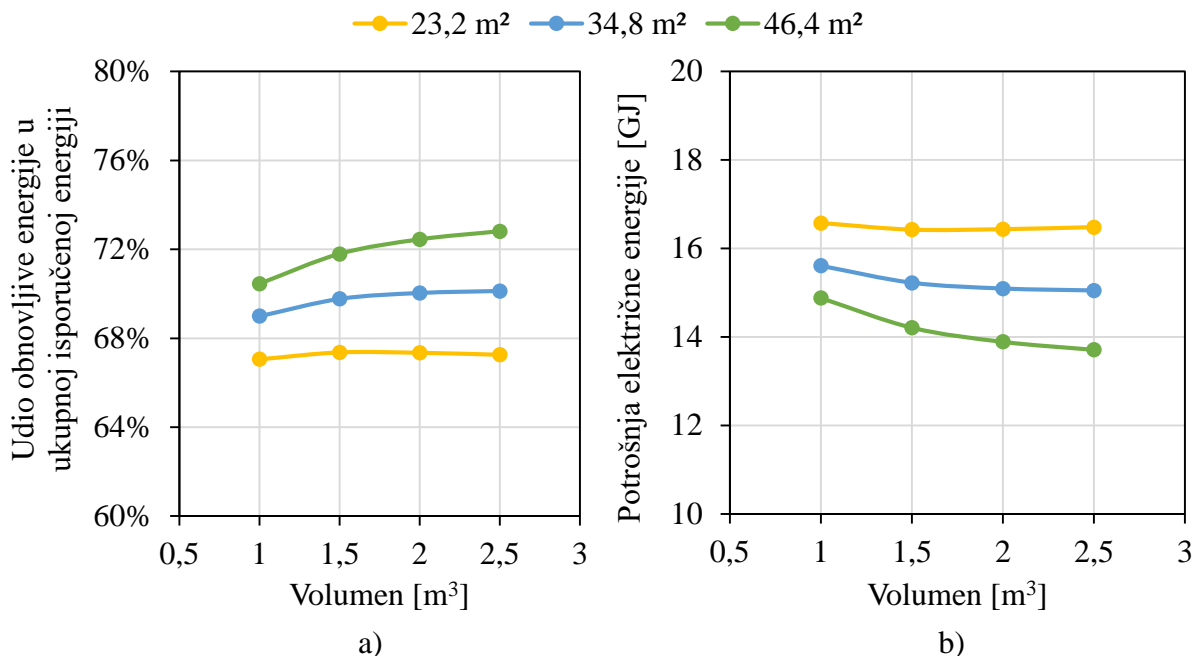
Slika 7.15 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m²

Slika 7.15 prikazuje da je korištenjem akumulatora topline temperature taljenja 54 °C i povećanjem volumena latentnog spremnika topline moguće ostvariti veću iskoristivost energije sunčevog zračenja u razmatranom rasponu temperatura taljenja akumulatora topline i volumena latentnog spremnika topline. S obzirom na visoki investicijski trošak latentnog spremnika topline, utjecaj volumena latentnog spremnika topline na ukupne godišnje troškove je značajan, dok je utjecaj temperature taljenja akumulatora topline zanemariv u odnosu na utjecaj volumena latentnog spremnika topline.

7.3.2 Utjecaj volumena latentnog spremnika topline

Utjecaj volumena latentnog spremnika topline na odabrane kriterije ocjene energetske učinkovitosti i troškova sustava B dodatno je prikazan na slikama 7.16-7.18 gdje je dan utjecaj volumena latentnog spremnika topline na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, potrošnju električne energije, ukupnu pohranjenu energiju u latentni spremnik topline, sezonski faktor učinkovitosti, iskoristivost energije sunčevog zračenja i ukupne godišnje troškove, za tri analizirane površine solarnih kolektora – 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m². Pri tome je korišten akumulator topline čija je temperatura taljenja iznosila 54 °C.

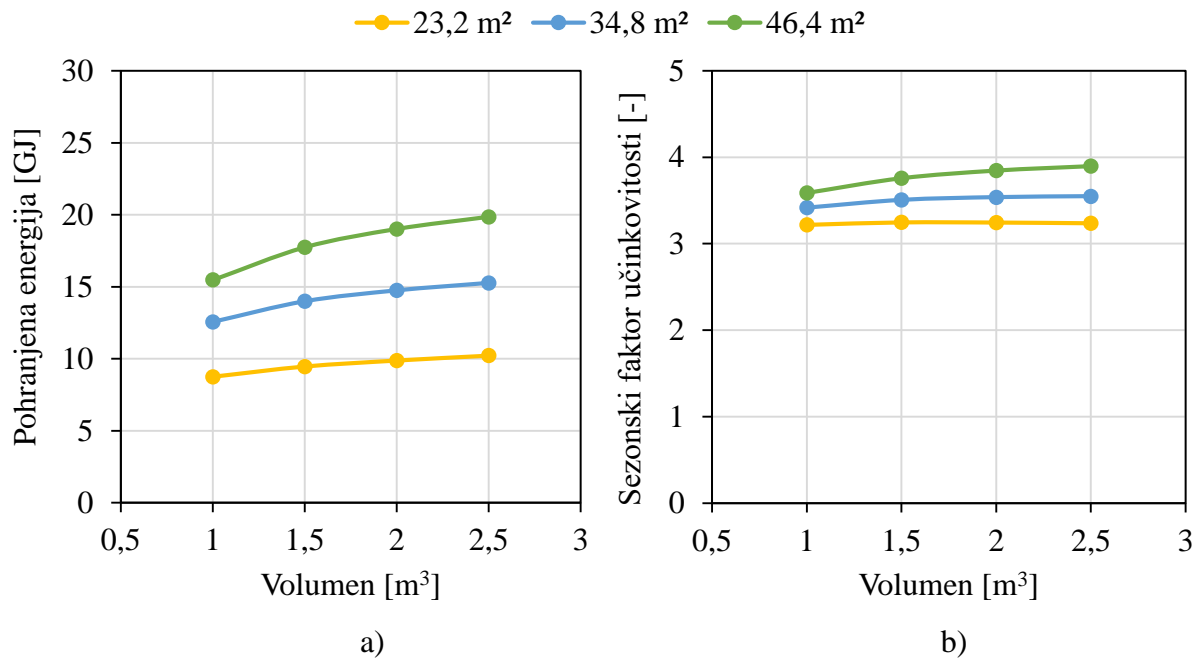
Na slici 7.16 prikazan je utjecaj volumena latentnog spremnika topline na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i na potrošnju električne energije u Sustavu B, za različite površine solarnih kolektora.



Slika 7.16 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C

Na slici 7.16 se može primijetiti kako se za površinu solarnih kolektora 23,2 m² najveći udio obnovljive energije i najmanja potrošnja električne energije mogu postići uz volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³, dok je za preostale dvije razmatrane površine solarnih kolektora najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i najmanja potrošnja električne energije mogu postići uz najveći razmatrani volumen latentnog spremnika topline 2,5 m³. Takva ovisnost prikazanih kriterija ocjene energetske učinkovitosti o volumenu latentnog spremnika topline može upućivati da se povećanjem površine solarnih kolektora, volumen latentnog spremnika topline za koji sustav može postići najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i najmanju potrošnju električne energije također povećava. Također, kod manjih površina solarnih kolektora utjecaj volumena latentnog spremnika topline na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji je vrlo mali.

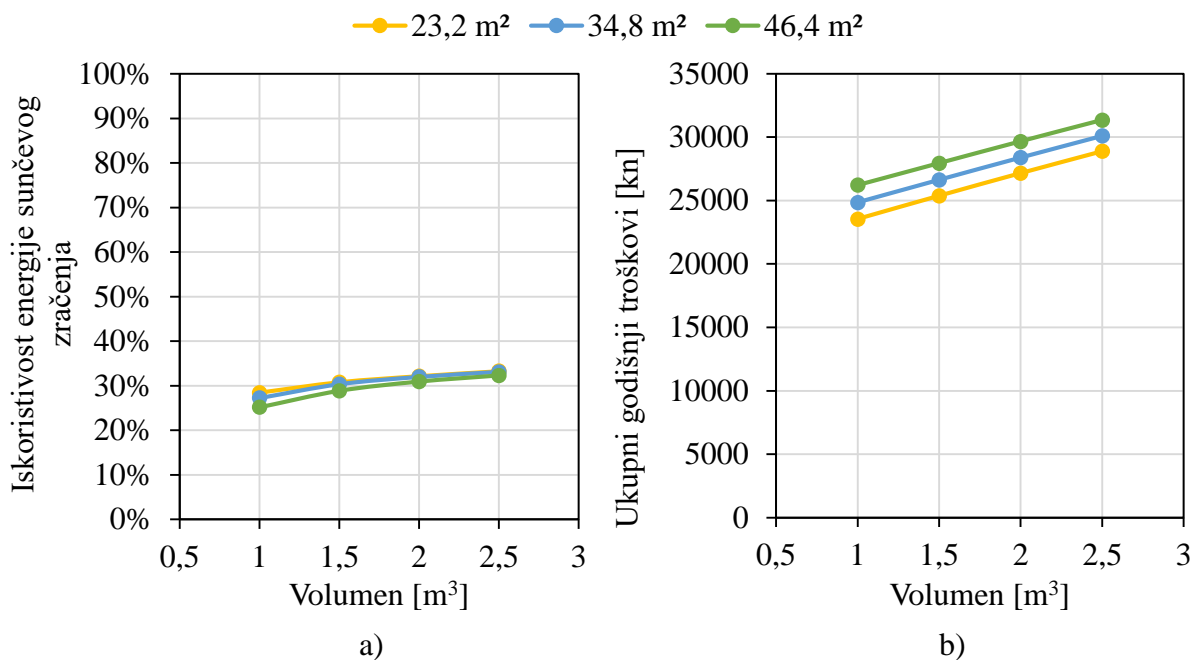
Na slici 7.17 je prikazan utjecaj volumena latentnog spremnika topline na pohranjenu energiju i sezonski faktor učinkovitosti, za različite površine solarnih kolektora.



Slika 7.17 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C

Utjecaj volumena latentnog spremnika topline na pohranjenu energiju u latentnom spremniku topline prikazan na slici 7.17, ukazuje da je korištenjem latentnog spremnika topline većeg volumena moguće pohraniti više energije. Uz površinu solarnih kolektora 23,2 m², iznos ostvarenog sezonskog faktora učinkovitosti ne mijenja se značajno u ovisnosti o volumenu latentnog spremnika topline. Korištenjem solarnih kolektora veće površine, utjecaj volumena latentnog spremnika topline je izraženiji na način da se veći sezonski faktor učinkovitosti može postići korištenjem latentnog spremnika topline većeg volumena.

Na slici 7.18 prikazan je utjecaj volumena latentnog spremnika topline na iskoristivost energije sunčevog zračenja i ukupne godišnje troškove u Sustavu B, za različite površine solarnih kolektora.



Slika 7.18 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C

Slika 7.18 prikazuje da je veću iskoristivost energije sunčevog zračenja moguće postići korištenjem latentnog spremnika topline većeg volumena. Najveća relativna razlika između iskoristivosti energije sunčevog zračenja kod volumena latentnog spremnika topline 1 m³ iznosi 7,93%, a kod volumena latentnog spremnika topline 2,5 m³ iznosi 2,78%, što može upućivati da utjecaj površine solarnih kolektora na iskoristivost energije sunčevog zračenja kod manjih volumena latentnog spremnika topline veći nego kod većih volumena latentnog spremnika topline. Unutar razmatranog raspona volumena latentnog spremnika topline, najveća relativna razlika između ukupnih godišnjih troškova sustava s različitim volumenima latentnog spremnika topline iznosi 22,75%. Zbog visokog investicijskog troška latentnog spremnika topline, utjecaj volumena latentnog spremnika topline na iznos ukupnih godišnjih troškova je značajan. Najmanji godišnji troškovi, u razmatranom rasponu volumena latentnog spremnika topline i površina solarnih kolektora, mogu se postići uz najmanji razmatrani volumen latentnog spremnika topline i najmanju razmatranu površinu solarnih kolektora.

8. OPTIMIZACIJA TERMOTEHNIČKIH SUSTAVA S LATENTNIM SPREMNIKOM TOPLINE

Optimizacija se u inženjerstvu, matematici i ekonomskim znanostima odnosi na odabir najpovoljnijih elemenata od njihovih ponuđenih mogućih vrijednosti prema nekoj postavljenoj funkciji cilja [80]. Funkciju cilja može činiti jedan cilj, ili kombinacija više različitih, a često i kontradiktornih ciljeva. Projektiranje termotehničkog sustava grijanja može se promatrati kao optimizacijski problem u kojem cilj može biti smanjenje utroška električne energije, povećanje udjela energije iz OIE ili smanjenje pogonskih i investicijskih troškova. Stoga je najprije potrebno definirati funkciju cilja optimizacije. Nakon definiranja funkcije cilja, odabiru se utjecajni parametri te se definiraju razine utjecajnih parametara među kojima se očekuju njihove optimalne vrijednosti uz koje funkcija cilja može postići traženi maksimum ili minimum. Razine utjecajnih parametara unutar kojih se očekuje njihova optimalna vrijednost mogu se odrediti iskustveno ili provođenjem parametarskih analiza, koje mogu prethoditi postupku optimizacije. Nakon odabira utjecajnih parametara i njihovih razina, ispitivanjem funkcije cilja različitih kombinacija odabranih utjecajnih parametara dobivaju se odzivi funkcije cilja. Odzivi funkcije cilja se zatim mogu aproksimirati regresijskim polinomnim funkcijama prvog, drugog ili višeg reda i uključivati različite međusobne utjecaje pojedinih parametara na vrijednost odziva. Jedan od kriterija vrednovanja, koliko dobro regresijski model opisuje odziv izračunatih ili izmjerenih podataka, je koeficijent determinacije R^2 , koji predstavlja statističku mjeru odstupanja polinomnog modela od stvarnih podataka temeljem kojih je model postavljen. Koeficijent R^2 može imati vrijednost između 0 i 1, a u inženjerstvu se smatra da polinomni model dovoljno dobro predstavlja set stvarnih podataka kada je $R^2 > 0,9$. Ovisno o tome želi li se postići što veći ili što manji odziv funkcije cilja, optimalne vrijednosti analiziranih parametara dobivaju se za maksimum ili za minimum dobivene regresijske funkcije.

8.1 Definiranje funkcije cilja i odabir raspona utjecajnih parametara

Optimalne vrijednosti utjecajnih parametara odredit će se u odnosu na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji. Postupak proračuna odabranih kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova, temeljem kojih će se kasnije usporediti optimirani sustavi, detaljnije je opisan u prethodnom poglavlju.

Optimizacija je provedena za dva geometrijska i jedan radni parametar sustava s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima: volumen latentnog spremnika

topline, površinu solarnih kolektora i temperaturu taljenja akumulatora topline. Rasponi utjecajnih parametara za Sustav A dani su u tablici 8.1, a rasponi utjecajnih parametara za Sustav B dani su u tablici 8.2. S obzirom da se specifične latentne topline također razlikuju između akumulatora topline različitih temperatura taljenja, u tablicama 8.1 i 8.2 u zagradama su dane vrijednosti specifičnih latentnih toplina razmatranih akumulatora topline.

Najmanja analizirana vrijednost volumena latentnog spremnika topline odabrana je tako da se u temperaturnom intervalu od 10 °C, unutar kojeg može doći do promjene agregatnog stanja akumulatora topline, može pohraniti dovoljna količina topline za zadovoljavanje dnevnih potreba dizalice topline pri prosječnom sezonskom toplinskom opterećenju. Volumen latentnog spremnika topline najveće razmatrane razine je dovoljan da se u latentni spremnik topline može pohraniti dovoljna količina topline za zadovoljavanje dnevnih potreba dizalice topline pri najvećem sezonskom toplinskom opterećenju.

Najmanja razmatrana površina solarnih kolektora odabrana je tako da topline koja se tijekom dana s raspoloživim sunčevim zračenjem slabijeg intenziteta može prikupiti približno odgovara količini energije koja se može pohraniti u latentnom spremniku topline najmanjeg razmatranog volumena. Rasponi temperatura akumulatora topline odabrani su posebno za provođenje postupka optimizacije Sustava A, a posebno za optimizaciju Sustava B. Uvažavanjem trenutnih znanstvenih spoznaja o temperaturama taljenja akumulatora topline prikladnim za korištenje u sustavima grijanja stambenih zgrada s dizalicom topline, ovisno o načinu korištenja latentnog spremnika topline, u Sustavu A razmatran je raspon temperatura taljenja akumulatora topline od 3 °C do 36 °C, a u Sustavu B je razmatran raspon od 44 °C do 64 °C. Temperature taljenja preuzete su iz podataka o komercijalno dostupnim parafinima, pri čemu su odabrani akumulatori topline iz HC serije parafina s poboljšanim toplinskim svojstvima.

Tablica 8.1 Rasponi utjecajnih parametara Sustava A

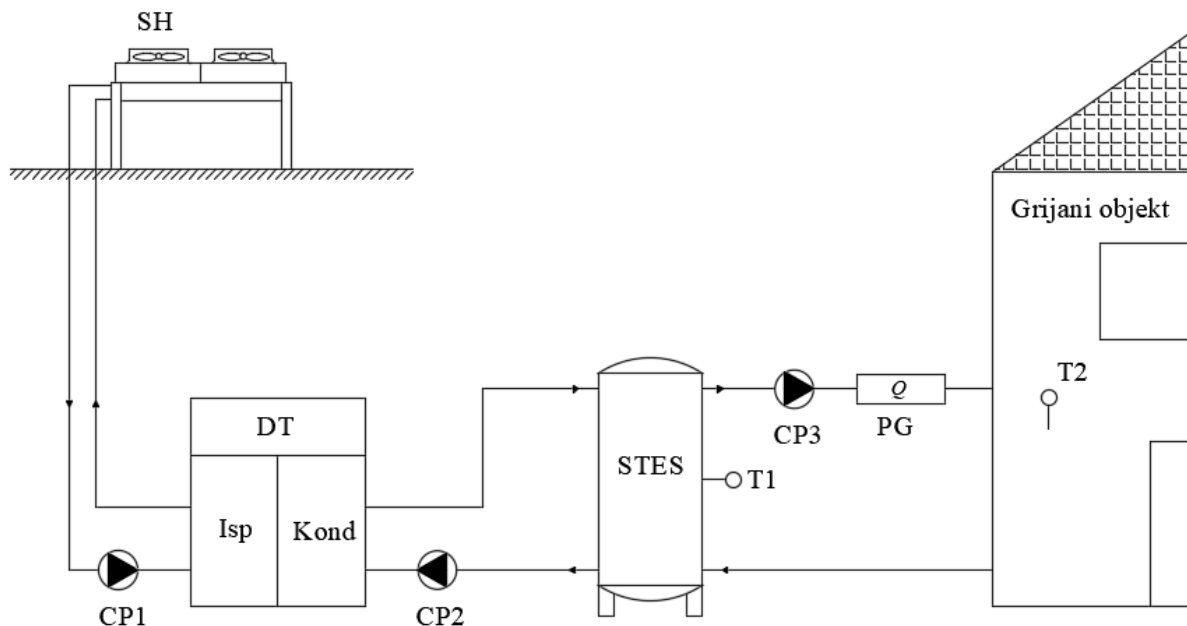
Parametar	Razina	1	2	3	4	5	6	7	8
Površina solarnih kolektora [m ²]		23,2	34,8	46,4	-	-	-	-	-
Volumen latentnog spremnika topline [m ³]		1	1,5	2	2,5	-	-	-	-
Temperatura taljenja akumulatora topline [°C] (specifična latentna topline [kJ/kg])		3 (190)	6 (250)	10 (200)	19 (260)	23 (190)	26 (210)	29 (250)	36 (240)

Tablica 8.2 Rasponi utjecajnih parametara Sustava B

Parametar	Razina	1	2	3	4
Površina solarnih kolektora [m ²]		23,2	34,8	46,4	-
Volumen latentnog spremnika topline [m ³]		1	1,5	2	2,5
Temperatura taljenja akumulatora topline [°C] (specifična latentna toplina [kJ/kg])		44 (250)	54 (200)	64 (250)	-

Za uspoređivanje vrijednosti funkcije cilja bilo koje kombinacije odabranih geometrijskih i radnih parametara, potrebno je definirati referentni sustav. Na taj način moguće je uspoređivati vrijednosti funkcija cilja sustava različitih konfiguracija kao što su Sustav A i Sustav B.

Za referentni sustav odabran je konvencionalni sustav s dizalicom topline, bez latentnog spremnika topline i bez solarnih kolektora (u nastavku Sustav C). Funkcionalna shema referentnog sustava prikazana je na slici 8.1.



Slika 8.1 Funkcionalna shema konvencionalnog sustava s dizalicom topline

Dizalica topline Sustava C prikazanog na slici 8.1 koristi toplinu iz okolišnjeg zraka kao izvor topline i nastoji održavati temperaturu u inercijskom osjetnom spremniku topline između 45 °C i 50 °C. Osjetni spremnik topline STES, volumena 300 l, ima ulogu inercijskog spremnika. Pomoćni grijač PG koristi se po potrebi, za dogrijavanje, kada je temperatura fluida prijenosnika topline u polazu prema sustavu predaje topline u zgradi manja od 42 °C.

Cirkulacijska pumpa CP3 uključuje se kada temperatura zraka unutar grijanog objekta padne ispod 22 °C ($T_2 < 22$ °C), a isključuje se kada temperatura zraka unutar grijanog objekta postigne 25 °C ($T_2 > 25$ °C). S obzirom da je u svim razmatranim sustavima korišten dinamički model zgrade opisan u 6. poglavlju disertacije i da su sustavi analizirani za istu geografsku lokaciju, toplinsko opterećenje za sve razmatrane sustave je bilo jednako.

Osim provođenja analize energetske učinkovitosti sustava s latentnim spremnikom topline, kako bi se istražila prednost korištenja latentnih spremnika topline u odnosu na osjetne spremnike topline, razmatrana su dodatna dva sustava s dizalicom topline, osjetnim spremnikom topline i solarnim kolektorima. Pri tome je prvi razmatrani sustav s osjetnim spremnikom konfiguracijski jednak Sustavu A (slika 6.5), koji je detaljnije opisan u 6. poglavlju disertacije, s iznimkom da umjesto latentnog spremnika topline, u koji se pohranjivala prikupljena energija sunčevog zračenja i koji se mogao koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline, sustav sadrži osjetni spremnik topline (u nastavku *Sustav D*). Drugi razmatrani sustav s osjetnim spremnikom topline konfiguracijski je jednak Sustavu B (slika 6.8), koji je također detaljnije opisan u 6. poglavlju disertacije, s iznimkom da umjesto latentnog spremnika topline u koji se pohranjivala prikupljena energija sunčevog zračenja i iz kojeg se toplina može koristiti direktno za grijanje, sustav sadrži osjetni spremnik topline (u nastavku *Sustav E*).

Za Sustav D i Sustav E također je provedena optimizacija, pri čemu su utjecajni parametri bili volumen osjetnog spremnika topline i površina solarnih kolektora. Odabrani rasponi volumena osjetnog spremnika topline i površine solarnih kolektora odgovarali su razmatranim razinama volumena latentnog spremnika topline i površina solarnih kolektora pri provođenju postupka optimizacije Sustava A i B, s vrijednostima danima u tablicama 8.1 i 8.2. S obzirom da se u osjetnim spremnicima topline kao akumulator topline koristi voda, temperatura taljenja nije bila jedan od utjecajnih parametara.

Kako bi se pokušalo što mjerodavnije usporediti različite termotehničke sustave temeljem odabranih kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova, usporedit će se sustavi A, B, D i E u njihovim optimalnim konfiguracijama. Dinamičke simulacije izvršene su za cijelu sezonu grijanja, prema numeričkom postupku opisanom ranije. Regresijski polinomi i optimalne vrijednosti analiziranih varijabli dobiveni su unosom svih kombinacija utjecajnih parametara i odgovarajućih odziva funkcija cilja unutar računalnog programa za statističku obradu Minitab.

8.2 Optimizacija razmatranih sustava s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji

Optimizacijska funkcija s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, za Sustav A i Sustav B može se zapisati kao:

$$f_1(x_1, x_2, x_3) = \varepsilon \quad (46)$$

a za Sustave D i E kao:

$$f_2(x_1, x_2) = \varepsilon \quad (47)$$

gdje je x_1 varijabla volumena latentnog/osjetnog spremnika topline, x_2 varijabla površine solarnih kolektora, a x_3 varijabla temperature taljenja akumulatora topline. Vrijednosti temperatura taljenja akumulatora topline uzete su prema podacima o komercijalno dostupnim parafinima, a one su povezane sa specifičnom latentnom toplinom akumulatora topline. Za Sustav A dobiveno je osam različitih kvadratnih regresijskih polinoma, za osam analiziranih temperatura taljenja akumulatora topline, a za Sustav B tri različita kvadratna regresijska polinoma za tri analizirane temperature taljenja. Kod Sustava D i E razmatrane su dvije varijable – volumen osjetnog spremnika topline i površina solarnih kolektora.

U tablici 8.3 dane su vrijednosti koeficijenata višestruke determinacije R^2 regresijskih polinoma za sustave A, B, D i E. S obzirom da je kod optimizacije sustava A i B dobiveno onoliko višestrukih kvadratnih regresijskih polinoma koliko je razmatranih razina temperatura taljenja akumulatora topline, vrijednost R^2 dana u tablici predstavlja prosječnu vrijednost koeficijenata determinacije svih regresijskih polinoma dobivenih za različite temperature taljenja akumulatora topline, a za isti razmatrani sustav.

Tablica 8.3 Vrijednosti koeficijenata višestruke determinacije regresijskih polinoma kojima su opisani odzivi funkcije s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji

Sustav	R^2
A	0,974
B	0,998
D	0,998
E	0,999

Vrijednosti svih koeficijenata determinacije danih u tablici 8.3 su unutar preporučenog intervala $0,9 \leq R^2 \leq 1$, što upućuje da dobiveni regresijski polinomi sa zadovoljavajućom točnošću predstavljaju stvarne odzive funkcija s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji.

Optimalne vrijednosti utjecajnih parametara za funkciju s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji dane su u tablici 8.4.

Tablica 8.4 Optimalne vrijednosti utjecajnih parametara za funkciju s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji

Utjecajni parametar	Sustav A	Sustav B	Sustav D	Sustav E
Volumen spremnika topline [m ³]	2,5	2,5	2,5	2,5
Površina solarnih kolektora [m ²]	46,4	46,4	46,4	46,4
Temperatura taljenja akumulatora topline [°C] (specifična toplina taljenja [kJ/kg])	19 (260)	54 (200)	-	-

Optimalni volumen latentnog spremnika topline u Sustavima A i B, kao i optimalni volumen osjetnog spremnika topline u Sustavima D i E, za funkciju s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji iznosi 2,5 m³. Optimalna površina solarnih kolektora u svim razmatranim sustavima, za funkciju s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji iznosi 46,4 m². S obzirom da troškovi nisu usvojeni kao jedan od parametara optimizacije, optimalni volumeni latentnih spremnika topline u Sustavima A i B, optimalni volumeni osjetnih spremnika topline u Sustavima D i E i optimalne površine solarnih kolektora u Sustavima A, B, D i E jednake su najvećim vrijednostima u rasponima.

Optimalna temperatura taljenja kod Sustava A, za funkciju s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji iznosi 19 °C, pri čemu se ne može zanemariti utjecaj specifične latentne topline koja je do 37% veća kod akumulatora topline temperature taljenja 19 °C od specifičnih latentnih toplina ostalih razmatranih akumulatora topline. Optimalna temperatura taljenja kod Sustava B, za funkciju s ciljem povećanja obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji iznosi 54 °C. Specifična latentna toplina akumulatora topline temperature taljenja 54 °C, 25% je manja od specifične latentne topline ostalih razmatranih akumulatora topline što može upućivati da je utjecaj temperature taljenja akumulatora topline dovoljno izražen da se ne naruši pogodnost korištenja ovog akumulatora topline koji ima manju specifičnu latentnu toplinu. Ovako dobivene optimalne konfiguracije sustava A, B, D i E

usporedit će se u nastavku temeljem različitih kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova.

8.3 Usporedba kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova optimalnih konfiguracija sustava

Kako bi se pokušalo odrediti koja je od optimalnih konfiguracija sustava A, B, C, D i E u smislu energetske učinkovitosti najbolja, provedena je usporedba različitih kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova. Uspoređeni su udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, ukupna potrošnja električne energije, sezonski faktor učinkovitosti, pohranjena energija u spremnik topline, udio dodatne energije za grijanje, iskoristivost solarnih kolektora i ukupni godišnji troškovi. Usporedba je prikazana u tablici 8.5.

Tablica 8.5 Usporedba ostvarenih vrijednosti kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova optimalnih konfiguracija sustava A, B, D i E i sustava C

Kriterij ocjene energetske učinkovitosti	Sustav A	Sustav B	Sustav C	Sustav D	Sustav E
Udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji	71,66%	72,89%	62,02%	69,74%	70,43%
Potrošnja električne energije [GJ]	14,31	13,69	19,18	15,28	14,93
Sezonski faktor učinkovitosti	3,53	3,69	2,63	3,30	3,38
Udio dodatne energije za grijanje	0,40%	0,81%	0,92%	0,47%	0,86%
Pohranjena energija [GJ]	25,32	19,84	-	21,82	15,71
Iskoristivost energije sunčevog zračenja	41%	32%	-	35%	26%
Ukupni godišnji troškovi [kn]	31.526,70	31.345,60	9.248,40	22.009,30	21.838,80

Iz usporedbe, dane u tablici 8.5 može se primijetiti da je tijekom odabranog trajanja sezone grijanja, za lokaciju Zagreb, s umjerenom kontinentalnom klimom, najveći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji postignut za Sustav B, kod kojeg se toplina pohranjena u latentnom spremniku topline može koristiti direktno za grijanje. Slijedi Sustav A u kojem se toplina pohranjena u latentnom spremniku topline može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline, a nakon njega redom Sustav E, u kojem se toplina pohranjena u

osjetnom spremniku topline može se koristiti direktno za grijanje, Sustav D, u kojem se toplina pohranjena u osjetnom spremniku topline može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline te na kraju Sustav C, konvencionalni sustav s dizalicom topline, bez spremnika topline i bez solarnih kolektora. Temeljem prikazanih rezultata, može se zaključiti da su veći udjeli obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji ostvareni u sustavima kod kojih se toplina pohranjena u spremnik topline mogla koristiti direktno za grijanje, tj. u sustavima u kojima je spremnik topline ugrađen na kondenzatorskoj strani dizalice topline, bez obzira na tip spremnika topline.

Sustavi s latentnim spremnikom topline ostvarili su veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji od sustava s osjetnim spremnikom topline, bez obzira na to koristi li se spremnik topline kao visokotemperaturni izvor topline za isparivač dizalice topline ili se toplina iz spremnika topline koristi direktno za grijanje. Najmanji udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji ostvario je Sustav C, bez spremnika topline i bez solarnih kolektora.

Za analizirane slučajeve, korištenjem latentnog spremnika topline u sustavima gdje se toplina pohranjena u latentnom spremniku topline koristi kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline (latentni spremnik topline ugrađen na strani isparivača dizalice topline), moguće je ostvariti 1,92% veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji u odnosu na udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji kod sustava s osjetnim spremnikom topline. U sustavima gdje se toplina pohranjena u latentni spremnik topline može koristiti direktno za grijanje (latentni spremnik topline ugrađen na strani kondenzatora dizalice topline) moguće je ostvariti 2,46% veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji u odnosu na sustave s osjetnim spremnikom topline. U odnosu na konvencionalni sustav s dizalicom topline bez spremnika topline i bez solarnih kolektora, sustav s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima može postići 10,87% veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji ako se toplina pohranjena u latentnom spremniku topline koristi direktno za grijanje, i 9,64% veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji ako se latentni spremnik topline koristi kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline.

Prema rezultatima danim u tablici 8.5 može se primijetiti da su najmanja potrošnja električne energije i najveći sezonski faktor učinkovitosti postignuti za Sustav B, a zatim redom za Sustave A, E, D i C.

Udio dodatne energije za grijanje manji je kod sustava A i D, kod kojih se latentni ili osjetni spremnik topline može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline, nego kod sustava B i E, kod kojih se toplina pohranjena u latentnom ili osjetnom spremniku topline

može direktno koristiti za grijanje. To se može objasniti činjenicom da u sustavima A i D, kada je temperatura u spremniku topline dovoljno visoka da se toplina iz latentnog ili osjetnog spremnika topline može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline, dizalica topline može raditi u povoljnijim uvjetima nego u sustavima B i E u kojima dizalica topline uvijek kao izvor topline koristi toplinu okolišnjeg zraka. Na taj način moguće je ostvariti manji broj ciklusa odmrzavanja uslijed kojih može doći do uključivanja pomoćnog grijača i time potrošiti manje dodatne energije za grijanje.

Pohranjena energija i iskoristivost energije sunčevog zračenja su veći kod sustava A i D nego kod sustava B i E, što se može objasniti činjenicom da se u latentnom i osjetnom spremniku topline u sustavima A i D, toplina pohranjuje na nižoj temperaturi nego u sustavima B i E. S obzirom da je temperatura fluida prijenosnika topline na ulazu u solarne kolektore kod sustava A i D niža, uslijed veće razlike temperature između fluida prijenosnika topline i površine solarnih kolektora moguće je ostvariti bolju izmjenu topline i time povećati iskoristivost energije sunčevog zračenja i pohraniti više energije u latentni i osjetni spremnik topline. Iz usporedbe sustava s latentnim spremnikom topline i sustava s osjetnim spremnikom topline slijedi da sustavi s latentnim spremnikom topline mogu ostvariti manji udio dodatne energije za grijanje, pohraniti više energije i postići veću iskoristivost energije sunčevog zračenja. Ovakvi rezultati mogu se objasniti svojstvom akumulatora topline koji se koriste u latentnim spremnicima topline, da se u njima toplina može pohranjivati na konstantnoj temperaturi, zbog čega je unutar istog temperaturnog intervala više topline moguće pohraniti u latentni spremnik topline nego u osjetni spremnik topline.

S obzirom na visoki udio investicijskih troškova u ukupnim godišnjim troškovima, godišnji troškovi sustava s latentnim/osjetnim spremnikom topline i solarnim kolektorima značajno su veći od godišnjih troškova konvencionalnog sustava s dizalicom topline, bez spremnika topline i bez solarnih kolektora.

Kako bi se dodatno istražile prednosti pojedinih sustava koji koriste latentni spremnik topline u različitim klimatskim uvjetima, u tablici 8.6 uspoređeni su odabrani kriteriji ocjene energetske učinkovitosti Sustava A i Sustava B, tijekom dva odabrana perioda s različitim temperaturama okolišnjeg zraka i različitom količinom raspoložive energije sunčevog zračenja. Ukupna dozračena energija sunčevog zračenja na horizontalnu plohu u razdoblju od 17. do 22. prosinca referentne godine iznosila je $12,2 \text{ MJ/m}^2$, a u razdoblju od 7. do 12. ožujka referentne godine, ukupna dozračena energija sunčevog zračenja na horizontalnu plohu je iznosila $34,2 \text{ MJ/m}^2$.

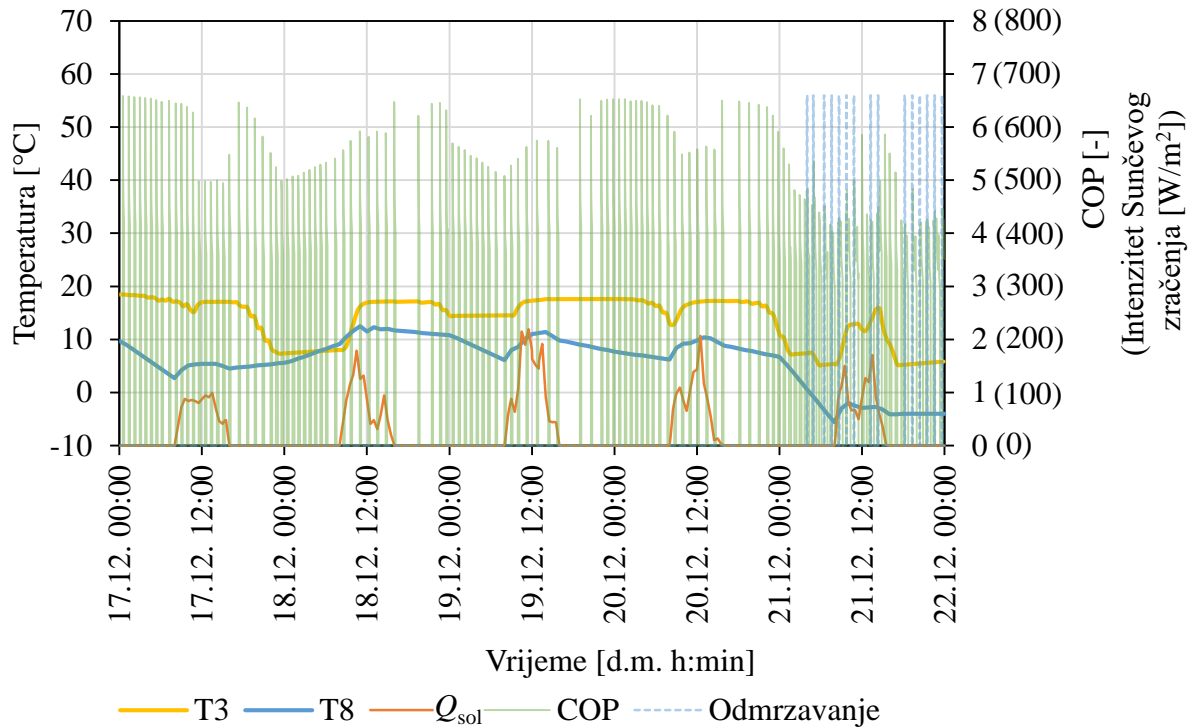
Tablica 8.6 Usporedba ostvarenih kriterija ocjene energetske učinkovitosti optimalnih konfiguracija Sustava A i B tijekom odabranih 5 dana u prosincu i tijekom odabranih 5 dana u ožujku

Kriterij ocjene energetske učinkovitosti	17.-22. prosinac $Q_{\text{Sol}} = 12,2 \text{ MJ/m}^2$		7.-12. ožujak $Q_{\text{Sol}} = 34,2 \text{ MJ/m}^2$	
	Sustav A	Sustav B	Sustav A	Sustav B
Udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji	69,94%	67,33%	76,14%	77,41%
Potrošnja električne energije [MJ]	438,51	476,19	425,30	404,05
Pohranjena energija [MJ]	322,29	80,03	845,26	384,66
Udio dodatne energije za grijanje	0,22%	0,72%	0,00%	0,77%
Iskoristivost energije sunčevog zračenja	46,64%	11,58%	48,70%	22,16%

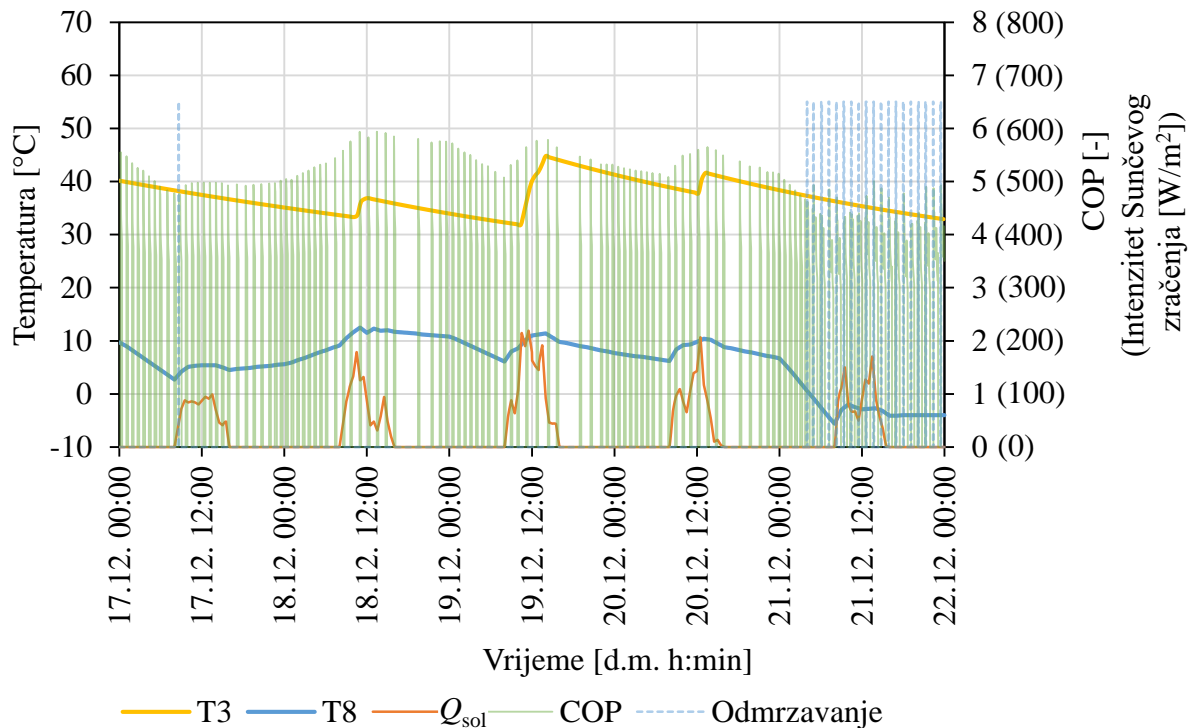
Iz rezultata kriterija ocjene energetske učinkovitosti danih u tablici 8.6 može se primijetiti kako su u razdoblju od 17. do 22. prosinca, kada je ukupna dozračena energija sunčevog zračenja iznosila $12,2 \text{ MJ/m}^2$, veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i manja potrošnja energije postignuti kod Sustava A, dok je u razdoblju od 7. do 12. ožujka, kada je ukupna dozračena energija sunčevog zračenja iznosila $34,2 \text{ MJ/m}^2$, kod Sustava B postignut veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i manja potrošnja električne energije.

S obzirom da se u Sustavu A prikupljena energija sunčevog zračenja može u latentni spremnik topline pohranjivati pri nižoj temperaturi nego u Sustavu B, u oba odabrana perioda kod Sustava A postignuta je veća iskoristivost energije sunčevog zračenja i pohranjeno je više energije. Također, kod Sustava A tijekom prosinca je postignut manji udio dodatne energije za grijanje nego kod Sustava B, dok tijekom ožujka dodatna energija za grijanje kod Sustava A nije bila uopće potrebna.

Na slikama 8.2 i 8.3 prikazane su vremenske promjene temperatura akumulatora topline (T3), temperature okolišnjeg zraka (T8), trenutnog COP-a dizalice topline u režimu grijanja (COP) i intenziteta sunčevog zračenja (Q_{Sol}) te periodi u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja suhog hladnjaka, od 17. do 22. prosinca referentne godine za Sustav A i Sustav B.



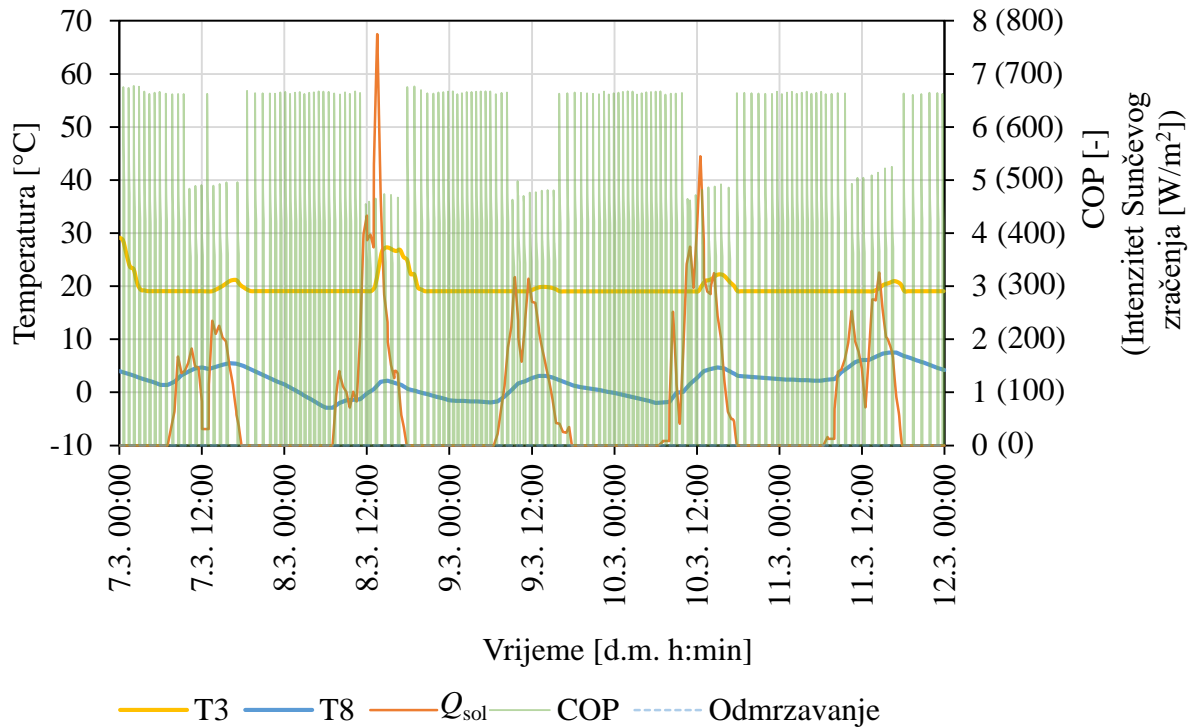
Slika 8.2 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T_3), temperature okolišnjeg zraka (T_8), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{sol}) od 17.12. do 22.12. za optimalnu konfiguraciju sustava A ($V = 2,5 \text{ m}^3$, $A = 46,4 \text{ m}^2$, $T_l = 19 \text{ }^\circ\text{C}$)



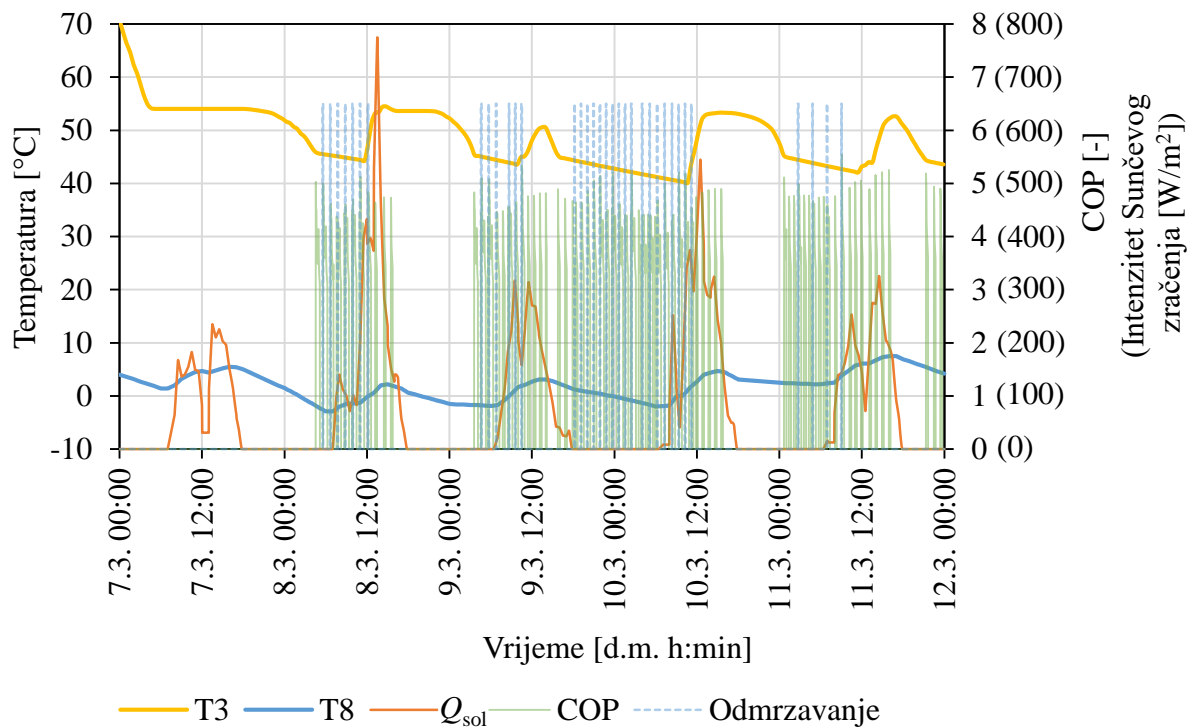
Slika 8.3 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T_3), temperature okolišnjeg zraka (T_8), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{sol}) od 17.12. do 22.12. za optimalnu konfiguraciju sustava B ($V = 2,5 \text{ m}^3$, $A = 46,4 \text{ m}^2$, $T_l = 54 \text{ }^\circ\text{C}$)

Usporedbom prikazanih vremenskih promjena trenutnog COP-a dizalice topline na slikama 8.2 i 8.3 može se primijetiti kako su vrijednosti trenutnog COP-a uglavnom veće na slici 8.2 koja se odnosi na Sustav A, nego na slici 8.3 koja se odnosi na Sustav B. To se može objasniti time što je svrha korištenja latentnog spremnika topline u Sustavu A ostvarivanje visokotemperaturnog izvora topline za dizalicu topline, s ciljem povećanja učinkovitosti dizalice topline. S druge strane, svrha korištenja latentnog spremnika topline u Sustavu B je korištenje pohranjene topline direktno za grijanje, zbog čega je potrebno toplinu pohranjivati na višim temperaturama nego kod Sustava A. Rezultati usporedbe ostvarenih vrijednosti kriterija ocjene energetske učinkovitosti Sustava A i B, dani u tablici 8.6 te slikama 8.2 i 8.3, mogu upućivati na to da je ukupna dozračena energija sunčevog zračenja tijekom prikazanih 5 dana u prosincu bila dovoljno velika da se pohrani dovoljno topline u latentnom spremniku topline u Sustavu A kako bi se mogli omogućiti povoljniji uvjeti rada dizalice topline i kako bi dizalica topline u sustavu A mogla ostvariti veću energetska učinkovitost, no nedovoljna kako bi se u latentni spremnik topline u Sustavu B pohranilo dovoljno energije koja bi se mogla koristiti direktno za grijanje te time izbjeci uključivanje dizalice topline i dodatno smanjiti potrošnju električne energije.

Na slikama 8.4 i 8.5 prikazane su vremenske promjene temperature akumulatora topline (T_3), temperature okolišnjeg zraka (T_8), trenutnog COP-a dizalice topline u režimu grijanja (COP) i intenziteta sunčevog zračenja (Q_{Sol}) te periodi u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja suhog hladnjaka, od 7. do 12. ožujka referentne godine za Sustav A i Sustav B.



Slika 8.4 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T3), temperature okolišnjeg zraka (T8), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{sol}) od 7.3. do 12.3. za optimalnu konfiguraciju sustava A ($V = 2,5 \text{ m}^3$, $A = 46,4 \text{ m}^2$, $T_l = 19 \text{ }^\circ\text{C}$)



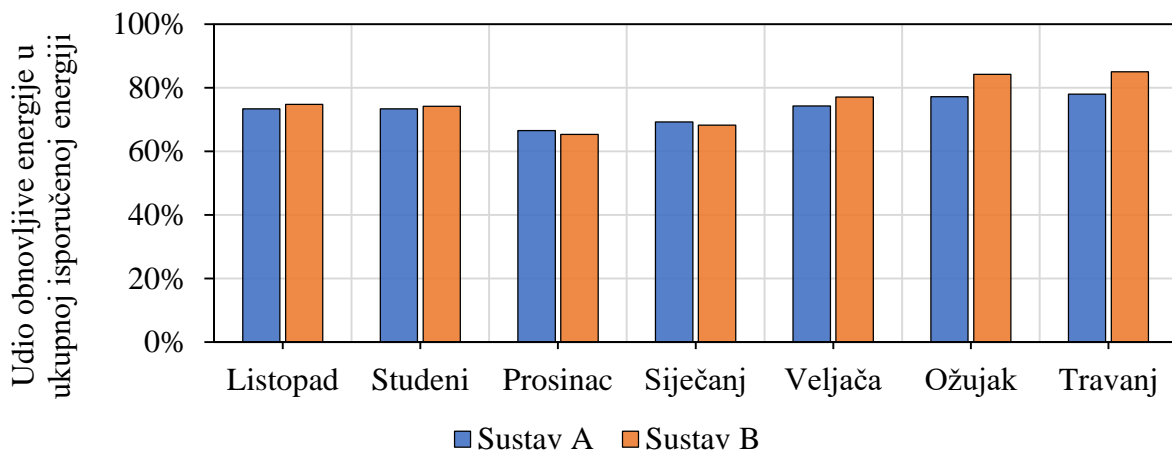
Slika 8.5 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T3), temperature okolišnjeg zraka (T8), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{sol}) od 7.3. do 12.3. za optimalnu konfiguraciju sustava B ($V = 2,5 \text{ m}^3$, $A = 46,4 \text{ m}^2$, $T_l = 54 \text{ }^\circ\text{C}$)

Na slici 8.4 može se primijetiti kako je COP dizalice topline u Sustavu A tijekom odabranog perioda uglavnom veći od 6, što upućuje da dizalica topline kao izvor topline koristi toplinu iz latentnog spremnika topline. S obzirom da je regulacija Sustava A i B izvedena na način da pohranjivanje energije u latentni spremnik topline ima prednost pred korištenjem energije iz latentnog spremnika topline, tijekom najvećih dnevnih intenziteta energije sunčevog zračenja dizalica topline u Sustavu A koristi okolišnji zrak kao izvor topline, uslijed čega ostvaruje nešto niži COP.

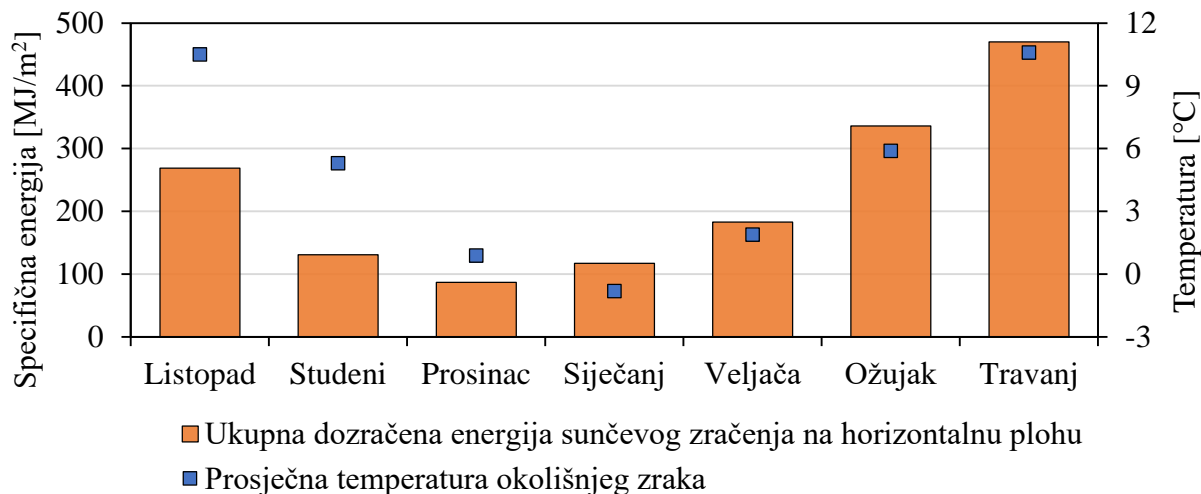
Dizalica topline odabrana je tako da njezin toplinski učin u uvjetima najvećeg toplinskog opterećenja bude dovoljan za održavanje željenog toplinskog stanja u zgradi tijekom najvećeg toplinskog opterećenja. No, kada dizalica topline prijeđe u režim odmrzavanja, tijekom većih toplinskih opterećenja može se dogoditi da se potrebna energija za grijanje mora namiriti radom pomoćnog grijača. Činjenica da je kod Sustava A tijekom razdoblja s niskim temperaturama okolišnjeg zraka i s dovoljno raspoložive energije sunčevog zračenja moguće potpuno izbjeći pojavu ciklusa odmrzavanja i izbjeći uključivanje pomoćnog grijača, ukazuje na moguću prednost korištenja latentnog spremnika topline u sustavima s dizalicom topline gdje se toplina iz latentnog spremnika može koristiti kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline. Na slici 8.5 može se primijetiti kako se tijekom cijelog prvog dana i tijekom polovice drugog dana u prikazanom periodu od 7. do 12. ožujka dizalica topline u Sustavu B nije uključivala. Iz prikaza vremenske promjene temperature akumulatora topline može se zaključiti kako je tijekom tih dana količina pohranjene energije bila dovoljno velika da se željeno toplinsko stanje u zgradi održava korištenjem pohranjene topline iz latentnog spremnika topline. Nadalje, uslijed niskih temperatura vanjskog zraka u prikazanom razdoblju od 7. do 12. ožujka referentne godine, tijekom rada dizalice topline može se primijetiti pojava ciklusa odmrzavanja suhog hladnjaka. Iako je kod Sustava B pohranjeno manje energije sunčevog zračenja u latentni spremnik topline i iako je utrošena dodatna električna energija za grijanje, ukupna potrošena električna energija u razdoblju od 7. do 12. ožujka referentne godine bila je manja, a udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji je bio veći u odnosu na ukupnu potrošenu električnu energiju i udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji kod Sustava A. To se može objasniti činjenicom da se tijekom gotovo svih od prikazanih 5 dana s dovoljnom količinom raspoložive energije sunčevog zračenja, tijekom nekoliko sati u danu sva potrebna toplina za grijanje koristila direktno iz latentnog spremnika topline, tijekom kojih se dizalica topline u Sustavu B nije uključivala, zbog čega je ukupna potrošnja električne energije, tijekom prikazanog razdoblja bila manja, a udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji veći nego kod sustava A.

Podatci o ostvarenim vrijednostima kriterija ocjene energetske učinkovitosti tijekom cijele sezone grijanja, dani u tablici 8.5 mogu ukazivati da za odabranu lokaciju s umjerenom kontinentalnom klimom, Sustav B može postići veću godišnju energetska učinkovitost od Sustava A. Usporedba ostvarenih kriterija ocjene energetske učinkovitosti tijekom dva karakteristična perioda s različitim temperaturama okolišnjeg zraka i različitom količinom raspoložive energije sunčevog zračenja pokazuje da ovisno o količini raspoložive energije sunčevog zračenja, veću energetska učinkovitost mogu ostvariti i Sustav A i Sustav B.

Da bi se usporedila pogodnost korištenja latentnog spremnika u različitim sustavima s dizalicom topline, na slici 8.6 prikazane su mjesečne prosječne vrijednosti ostvarenih udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji Sustava A i Sustava B, tijekom cijele sezone grijanja, a na slici 8.7 dane su vrijednosti mjesečnih prosječnih temperatura okolišnjeg zraka i ukupnih mjesečnih količina dozračene energije sunčevog zračenja tijekom trajanja sezone grijanja.



Slika 8.6 Usporedba prosječnih mjesečnih vrijednosti udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji Sustava A i Sustava B



Slika 8.7 Mjesečne prosječne temperature okolišnjeg zraka i ukupnih mjesečnih količina dozračene energije Sunčevog zračenja tijekom trajanja sezone grijanja

Usporedba mjesečnih udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji na slici 8.6 pokazuje kako je udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji Sustava B tijekom većeg dijela sezone grijanja veći od udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji Sustava A, dok je Sustav A ostvario veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji tijekom prosinca i siječnja. Na to utječu temperatura zraka, čije su mjesečne prosječne vrijednosti prikazane na slici 8.7 i dozračena energija sunčevog zračenja, čije su ukupne mjesečne vrijednosti također prikazane na slici 8.7.

Konačno, veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji i manju potrošnju električne energije, za cijelu sezonu grijanja postigao je sustav u kojem se toplina pohranjena u latentnom spremniku topline mogla koristiti direktno za grijanje. Sustavi s latentnim spremnikom topline postigli su veći udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji u odnosu na sustave s osjetnim spremnikom topline bez obzira na to je li se toplina pohranjena u latentnom/osjetnom spremniku topline koristila kao visokotemperaturni izvor topline za dizalicu topline ili direktno za grijanje.

Korištenjem latentnog spremnika topline moguće je povećati udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, smanjiti potrošnju električne energije te na taj način povećati energetske učinkovitost sustava s dizalicom topline.

9. ZAKLJUČAK

U disertaciji je provedena analiza energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima, tijekom sezone grijanja. Zbog veće gustoće pohranjene energije, u odnosu na osjetne spremnike topline i zbog mogućnosti pohranjivanja topline na konstantnoj ili približno konstantnoj temperaturi, latentni spremnici topline mogu pogodovati radu dizalice topline korištenjem pohranjene topline kao visokotemperaturnog izvora topline za dizalicu topline ili mogu pomoći u prevladavanju neistovremenosti razdoblja najvećeg intenziteta sunčevog zračenja u danu i razdoblja najvećih dnevnih toplinskih opterećenja.

U svrhu provođenja numeričkih analiza energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s latentnim spremnikom topline, definiran je matematički model latentnog spremnika topline koji opisuje nestacionarni problem izmjene topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline u latentnom spremniku topline, pri promjeni agregatnog stanja akumulatora topline, prema entalpijskoj metodi. Za numeričko rješavanje matematičkog modela korištena je metoda kontrolnih volumena, a u programskom jeziku Fortran napisan je računalni program temeljem kojeg je izrađen novi računalni model latentnog spremnika topline koji se može koristiti unutar računalnih programa za dinamičko simuliranje termotehničkih sustava.

U programskom paketu Trnsys, izrađeni su dinamički simulacijski modeli koji uključuju zgradu i tehnički sustav s dizalicom topline, latentnim spremnikom topline i solarnim kolektorima, na kojima se mogu provoditi cjelovite analize energetske učinkovitosti, uvažavajući međusobnu interakciju zgrade, tehničkog sustava i promjenjivih rubnih uvjeta.

Provjera valjanosti računalnog modela latentnog spremnika topline, dinamičkog simulacijskog modela tehničkog sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline i numeričkih postupaka izvršena je usporedbom numeričkih rezultata s rezultatima provedenih eksperimentalna mjerenja na sustavu s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline. Usporedbom je utvrđeno dobro poklapanje između numeričkih i eksperimentalnih rezultata.

Provjereni dinamički simulacijski modeli korišteni su za provođenje parametarske analize energetske učinkovitosti različitih sustava s latentnim spremnikom topline kojima je istražen utjecaj volumena latentnog spremnika topline, površine solarnih kolektora i temperature taljenja akumulatora topline na razne kriterije ocjene energetske učinkovitosti i troškova.

Provedena je optimizacija termotehničkih sustava s latentnim spremnikom topline i sustava s osjetnim spremnikom topline za sezonu grijanja, čime su dobivene najpovoljnije vrijednosti ispitivanih parametara. Time je pokazano da je pravilnim odabirom utjecajnih parametara

moгуće postići povećanje energetske učinkovitosti termotehničkih sustava s latentnim spremnicima topline.

Usporedbom kriterija ocjene energetske učinkovitosti potvrđen je potencijal latentnih spremnika topline za povećanje energetske učinkovitosti sustava s dizalicom topline u odnosu na sustave s dizalicom topline i osjetnim spremnicima topline i u odnosu na konvencionalni sustav s dizalicom topline.

Ukazano je na prednosti korištenja latentnog spremnika topline kao visokotemperaturnog izvora topline za dizalicu topline i na prednosti korištenja latentnog spremnika topline za prevladavanje vremenskog raskoraka između razdoblja raspoloživosti energije sunčevog zračenja i potrebe za grijanjem.

Računalni model latentnog spremnika topline, razvijen u disertaciji, može omogućiti provedbu daljnjih analiza termotehničkih sustava temeljem energetske, ekonomske i ekološke pokazatelja. Daljnja istraživanja mogu biti usmjerena na primjenu analiziranih dinamičkih simulacijskih modela za analizu energetske učinkovitosti u drugim klimatskim uvjetima, kao i na analizu energetske učinkovitosti tijekom sezone hlađenja.

LITERATURA

- [1] Our World in Data, Dostupno na web stranici: <https://ourworldindata.org/co2-emissions#:~:text=In%201950%20the%20world%20emitted,yet%20to%20reach%20their%20peak> (zadnji pristup 25.10.2021.)
- [2] Konferencija stranaka, *Usvajanje Pariškog sporazuma*, Oznaka dokumenta: FCCC/CP/2015/L.9/Rev/1, 2015.
- [3] Konferencija stranaka, *Okvirna konvencija Ujedinjenih naroda o klimatskim promjenama*, Oznaka dokumenta: 21994A0207(02), 1992.
- [4] Europska komisija, *Komunikacija komisije europskom parlamentu, vijeću, Europskom gospodarskom i socijalnom odboru i odboru regija*, Oznaka dokumenta: COM(2020) 562, 2020.
- [5] Statistički ured Europske unije, *Energy, transport and environment statistics*, Europska komisija, 2020.
- [6] Europska komisija, *Direktiva (EU) 2018/2001 Europskog parlamenta i vijeća o promicanju uporabe energije iz obnovljivih izvora*, Oznaka dokumenta: L328/82, 2018.
- [7] Y. Lin, Y. Fan, M. Yu, L. Jiang i X. Zhang, *Performance investigation on an air source heat pump system with latent heat thermal energy storage*, *Energy* 239 (1), 121898, 2022.
- [8] P. Moreno, C. Solé, A. Castell i L. F. Cabeza, *The use of phase change materials in domestic heat pump and air-conditioning systems for short term storage: A review*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39, 1-13, 2014.
- [9] I. Dincer, *On thermal energy storage systems and applications in buildings*, *Energy and Building* 34, 377-388, 2002.
- [10] T. Khadiran, M. Z. Hussein, Z. Zainal i R. Rusli, *Advanced energy storage materials for building applications and their thermal performance characterization: a review*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57, 916–928, 2016.
- [11] A. A. Pardiñas, M. Justo Alonso, R. Diz i Husevåg, *State-of-the-art for the use of phase-change materials in tanks coupled with heat pumps*, *Energy and Buildings* 140 (1), 28-41, 2017.

- [12] W. Streicher, J. Schultz, C. Solé, L. Cabeza, J. Bony i S. Citherlet, *Final report of subtask C "phase change materials, Report C7, IEA SHC Task 32, International Energy Association, 2008.*
- [13] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames i M. Smyth, *A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS), Renewable & Sustainable Energy Reviews 14 (2), 615–628, 2010.*
- [14] Y. Dutil, D. R. Rousse, N. B. Salah i S. Lassue, *A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (1), 120-130, 2011.*
- [15] M. Kirinčić, A. Trp i K. Lenić, *Influence of natural convection during melting and solidification of paraffin in a longitudinally finned shell-and-tube latent thermal energy storage on the applicability of developed numerical models, Renewable Energy 179, 1329-1344, 2021.*
- [16] M. Kirinčić, A. Trp i K. Lenić, *Numerical evaluation of the latent heat thermal energy storage performance enhancement by installing longitudinal fins, Journal of Energy Storage 42, 103085, 2021.*
- [17] C. Leonhardt i D. Müller, *Modelling of Residential Heating Systems using a Phase Change Material Storage System, Proceedings 7th Modelica Conference, Como, Italy, 2009.*
- [18] G. Feng, M. Liu, K. Huang, X. Qiang i Q. Chang, *Development of a math module of shell and tube phase-change energy storage system used in TRNSYS, Energy 183, 428-436, 2019.*
- [19] J. P. da Cunha i P. Eames, *Compact latent heat storage decarbonization potential for domestic hot water and space heating applications in the UK, Applied Thermal Engineering, 134, 396-406, 2018.*
- [20] J. F. Belmonte, P. Eguia, A. E. Molina, J. A. Almendros-Ibanez i R. Salgado, *A simplified method for modeling the thermal performance of storage tanks containing PCMs, Applied Thermal Engineering, 95, 394-410, 2016.*
- [21] H. Schranzhofer i A. Heinz, *Validation of TRNSYS simulation model for PCM energy storages and PCM wall construction elements, Ecstock Conference, Pomona, USA, 2006.*

- [22] S. Maaraoui, D. Clodic i P. Dalicieux, *Heat Pump with a Condenser Including Solid-Liquid Phase Change Material*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2012.
- [23] H. Chen, Y. Wang, J. Li, B. Cai, F. Zhang, L. Tao, L. Yang, Y. Zhang i J. Zhou, *Experimental research on a solar air-source heat pump system with phase change energy storage*, Energy and Buildings 228, 110451, 2020.
- [24] O. Comakli, K. Kaygusuz i T. Ayhan, *Solar-assisted heat pump and energy storage for residential heating*, Solar Energy 51 (5), 357-366., 1993.
- [25] K. Kaygusuz i T. Ayhan, *Experimental and theoretical investigation of combined solar heat pump system for residential heating*, Energy Conversion and Management 40, 1377-1396, 1999.
- [26] S. Qu, F. Ma, R. Ji, D. Wand i L. Yang, *System design and energy performance of a solar heat pump heating system with dual-tank latent heat storage*, Energy and Buildings 105, 294-301, 2015.
- [27] W. Youssef, Y. T. Ge i S. A. Tassou, *Effects of latent heat storage and controls on stability and performance of a solar assisted heat pump system for domestic hot water production*, Solar Energy 150, 394-407, 2017.
- [28] F. X. Niu, L. Ni, M. L. Qu, Y. Yao i S. M. Deng , *A study on a novel environmental control system with a triple sleeve energy storage exchanger*, Applied Thermal Engineering 54, 1-6, 2013.
- [29] N. J. Kelly, P. G. Tuohy i A. D. Hawkes, *Performance assesment of tariff-based air source heat pump load shifting in a UK detached dwelling featuring phase change enhanced buffering*, Applied Thermal Engineering 71 (2), 809-820, 2013.
- [30] J. Lu, Y. Tang , Z. Li i G. He, *Solar heat pump configuration for water heating system in China*, Applied Thermal Engineering 187, 116570, 2021.
- [31] Z. Han, M. Zheng, F. Kong, F. Wang, Z. Li i T. Bai, *Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area*, Applied Thermal Engineering 28, 1427-1436, 2008.
- [32] M. T. Pytaria, C. Tzivanidis, E. Bellos i A. A. Antonopoulos, *Energetic investigation of solar assisted heat pump underfloor heating systems with and without phase change materials*, Energy Conversion and Management 173, 626-639, 2018.

- [33] Z. Wang, Y. Zheng, F. Wang, M. Song i Z. Ma, *Study on performance evaluation of CO₂ heat pump system integrated with thermal energy storage for space heating*, Energy Procedia 158, 1380-1389, 2019.
- [34] B. Delač, B. Pavković i K. Lenić, *Design, monitoring and dynamic model development of a solar heating and cooling system*, Applied Thermal Engineering 142, 489-501, 2018.
- [35] F. Agyenim i N. Hewitt, *The development of a finned phase change material (PCM) storage system to take advantage of off-peak electricity tariff for improvement in cost of heat pump operation*, Energy and Building 42 (9), 1552-1560, 2010.
- [36] R. Koželj, U. Mlakar, E. Zavrl, U. Stritih i R. Stropnik, *An experimental and numerical analysis of an improved thermal storage tank with encapsulated PCM for use in retrofitted buildings for heating*, Energy and Buildings 248, 111196, 2021.
- [37] J. Y. Long i D. S. Zhu, *Numerical and experimental study on heat pump water heater with PCM for thermal storage*, Energy and Buildings 40, 666-672, 2008.
- [38] M. Esen, *Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump*, Solar Energy 69, 15-25, 2000.
- [39] Q. Minglu, X. Liang, S. Deng i J. Yiqiang, *Improved indoor thermal comfort during defrost with a novel reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps*, Building and Environment 45, 2354-2361, 2010.
- [40] E. Osterman i U. Stritih, *Review on compression heat pump systems with latent thermal energy storage for heating and cooling of buildings*, Journal of Energy Storage 39, 102569, 2021.
- [41] J. P. da Cunha i P. Eames, *Thermal energy storage for low and medium temperature applications using phase change materials – A review*, Applied Energy 177, 227-238, 2016.
- [42] V. R. Voller, M. Cross i N. C. Markatos, *An enthalpy method for convection/diffusion phase change*, International Journal for Numerical Methods in Engineering 24, 271-284, 1987.
- [43] A. D. Brent, V. R. Voller i K. J. Reid, *Enthalpy-porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: application to the melting of a pure metal*, Numerical Heat Transfer 13 (3), 297-318, 1988.

- [44] D. Helms, D. H. Blum, S. M. Dutton i V. P. Carey, *Development and validation of a latent thermal energy storage model using Modelica*, *Energies* 14 (1), 194-210, 2021.
- [45] H. L. Wu, Y. Gong i X. Zhu, *Air flow and heat transfer in louver-fin round-tube heat exchangers*, *Journal of Heat Transfer* 129 (2), 200-210, 2007.
- [46] D. G. Kroger, *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*, Tulsa, PennWell Corporation, 2004.
- [47] S. Kakac, R. K. Shah i W. Aung, *Handbook of single-phase convective heat transfer*, New York, Wiley, 1987.
- [48] X. Xiao i P. Zhang, *Numerical and experimental study of heat transfer characteristics of a shell-tube latent heat storage system: Part I – charging process*, *Energy* 79, 337-350, 2015.
- [49] M. Zukowski, *Mathematical modeling and numerical simulation of a short term thermal energy storage system using phase change material for heating applications*, *Energy Conversion and Management* 48, 155-165, 2007.
- [50] H. A. Adine i H. E. Qarnia, *Numerical analysis of the thermal behavior of a shell-and-tube heat storage unit using phase change materials*, *Applied Mathematical Modelling* 33, 2132-2144, 2009.
- [51] H. K. Versteeg i W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Essex, England, Longman Scientific and Technical, 1995.
- [52] T. Strmečki, *Matematika 1 - Udžbenik za kolegij Matematika 1 na preddiplomskim stručnim studijima informatike i računarstva*, Tehničko veleučilište u Zagrebu, Zagreb 2021.
- [53] M. Narayanan, A. F. de Lima i A. de Azevedo Dantas, *Development of a coupled TRNSYS-MATLAB simulation framework for model predictive control of integrated electrical and thermal residential renewable energy system*, *Energies* 13 (21), 5761, 2020.
- [54] P. Dolado, A. Lazaro, J. M. Marin i B. Zalba, *Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation*, *Energy Conversion and Management*, 52, 1890-1907, 2011.
- [55] Z. Khan, Z. A. Khan i A. Ghafoor, *A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility*, *Energy Conversion and Management* 115, 132-158, 2016.

- [56] M. Kirinčić, *Eksperimentalna i numerička analiza povećanja učinkovitosti latentnog spremnika topline*, Doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka, 2021.
- [57] J. R. Taylor, *An Introduction to Error Analysis - The Study of Uncertainties in Physical Measurements*, Sausalito, California: University Science Books, 1997.
- [58] ...: *Evaluation of measured data - Guide to the expression of uncertainty in measurement*, JCGM, 100, 2008.
- [59] *NI 9216 Datasheet*, National Instruments, 2016.
- [60] *Multical 403 data sheet*, Kamstrup, 2014.
- [61] A. Gil, G. Peiro, E. Oro i L. F. Cabeza, *Experimental analysis of the effective thermal conductivity enhancement of PCM using finned tubes in high temperature bulk tanks*, Applied Thermal Engineering 142, 736-744, 2018.
- [62] Z. Khan i Z. A. Khan, *An experimental investigation of discharge/solidification cycle of paraffin in novel shell and tube with longitudinal fins based latent heat storage system*, Energy Conversion and Management 154, 157-167, 2017.
- [63] A. Trp, *An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent thermal energy storage unit*, Solar Energy 79, 648-660, 2005.
- [64] A. Trp, K. Lenić i B. Franković, *Analysis of the influence of operating conditions and geometric parameters on heat transfer in water-paraffin shell-and-tube latent thermal energy storage unit*, Applied Thermal Engineering 26, 1830-1839, 2006.
- [65] A. Agarwal i R. M. Sarviya, *An experimental investigation of shell and tube latent heat storage for solar dryer using paraffin wax as heat storage material*, Engineering Science and Technology, an International Journal 19 (1), 619-631, 2016.
- [66] M. K. Rathod i J. Banerjee, *Thermal performance enhancement of shell and tube latent heat storage unit using longitudinal fins*, Applied Thermal Engineering 75, 1084-1092, 2015.
- [67] *TESSLibs 17 - Volume 06 - HVAC Library Mathematical Reference*, T. E. S. Specialists, Trnsys.
- [68] G. P. Mitalas, *Transfer function method of calculation cooling loads, heat extraction and space temperature*, ASHRAE journal 14 (12), 54-56, 1973.

- [69] Fond za zaštitu okoliša, *Priručnik za energetske certificiranje zgrada*, Program Ujedinjenih naroda za razvoj - UNDP, Zagreb, 2010.
- [70] Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, *Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i oplinskoj zaštiti u zgradama*, Narodne novine, Zagreb, 2015.
- [71] V. Soldo, *Algoritam za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790*, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.
- [72] *Mitsubishi Electric*, Mitsubishi, Dostupno na web stranici: https://www.mitsubishi-les.info/database/servicemanual/files/201803_ATW_DATABOOK.pdf (zadnji pristup 14.1.2022.)
- [73] T. Kropas, G. Streckiene i J. Bielskus, *Experimental investigation of frost formation influence on an air source heat pump evaporator*, *Energies* 14 (18), 5737, 2021.
- [74] Y. Yao, Y. Jiang, S. Deng i Z. Ma, *A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit*, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 3745-3756, 2004.
- [75] S. Mengjie, D. Shiming, D. Chaobin, M. Ning i W. Zhihua, *Review on improvement for air source heat pump units during frosting and defrosting*, *Applied Energy* 211, 1150-1170, 2018.
- [76] K. Lenić, *Analiza izmjene topline i tvari pri stvaranju leda na lamelnim izmjenjivačima topline*, doktorska disertacija, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Rijeka, 2006.
- [77] *Viessman Vitosol katalog*, Viessman, Dostupno na web stranici https://www.viessmann.hr/content/dam/vi-brands/HR/PDF-Prospekti/KP_Vitosol%20200-FM_100-M%2003-2016_HR_web.pdf/_jcr_content/renditions/original.media_file.download_attachment.file/KP_Vitosol%20200-FM_100-FM%2003-2016_HR_web.pdf (zadnji pristup 16.10.2021.)
- [78] *Air Cooled Dry Coolers 09GF, data sheet*, Dostupno na web stranici: <http://www.acare.eu/CarrierCD/Litt/10907.pdf>, (zadnji pristup 29.9.2021.)
- [79] *PCM RT-line*, Rubitherm Phase Change Material, 2022. Dostupno na web stranici: <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/organische-pcm-rt> (zadnji pristup 30.10.2021.)
- [80] J. S. Arora, *Introduction to optimum design*, Elsevier, Iowa, 2004.

Popis oznaka

Latinični simboli

A	površina granice kontrolnog volumena, m^2
A_{hx}	vanjska površina cijevi i lamela u dodiru s akumulatorom topline, m^2
B	širina lamela, m fizikalna karakteristika akumulatora topline, kgK/J
C	trošak, kn
c	specifični toplinski kapacitet, J/kgK
D	unutarnji promjer plašta latentnog spremnika topline, m
d	promjer cijevi, m
E	energija, J
g	gravitacijsko ubrzanje, m/s^2
H	specifična entalpija, J/kg
k	koeficijent prolaza topline, W/m^2K
L	visina latentnog spremnika topline, m
l	specifična latentna toplina, J/kg
m	masa, kg maseni protok, kg/s
n_l	broj lamela, -
n_t	broj cijevi, -
\dot{P}	električna snaga, W
Q	toplina, J
\dot{Q}	toplinski učin, W
Q_{Sol}	intenzitet sunčevog zračenja, W/m^2
R	toplinski otpor, K/W koeficijent višestruke determinacije, -
S	izvorni član u jednadžbi očuvanja energije, W/m^3
T	termodinamička temperatura, K temperatura, $^{\circ}C$
t	vrijeme, s
t_p	udaljenost između osi susjednih cijevi, m

w	brzina, m/s
x	prostorna koordinata, m varijabla u optimizacijskom postupku

Grčki simboli

α	koeficijent prijelaza topline konvekcijom, W/m ² K
β	koeficijent toplinskog istežanja, 1/K
γ	udio kapljevite faze, -
δ_l	debljina lamele, m
δ_p	debljina plašta latentnog spremnika topline, m
δx	visina kontrolnog volumena, m
ε	udio obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji, %
φ	relativna vlažnost, %
η	dinamička viskoznost, Pa s
λ	koeficijent toplinske vodljivosti, W/mK
ν	kinematska viskoznost, m ² /s
ψ	procijenjena vrijednost neposredno mjerene veličine
ω	procijenjena vrijednost posredno mjerene veličine
ρ	gustoća, kg/m ³
Δt	vremenski korak, s
ΔT_m	srednja logaritamska razlika temperatura, K

Popis indeksa

c	cijev
c,u	cijev, iznutra
c,v	cijev, izvana
DT	dizalica topline
el	električna energija
l	lamela
gub	toplinski gubitci
HTF	fluid prijenosnik topline
izl	izlaz
liquidus	temperaturna granica taljenja

ok	okolina
PCM	akumulator topline
PG	pomoćni grijač
solidus	temperaturna granica skrućivanja
ul	ulaz

Popis slika

<i>Slika 1.1 Porast ukupne godišnje emisije CO₂ tijekom 20. i početkom 21. stoljeća [1]</i>	<i>1</i>
<i>Slika 1.2 Vremenski raskorak između maksimalne temperature okolišnjeg zraka i maksimalnog potrebnog toplinskog učina za grijanje (lijevo) i vremenski raskorak između maksimalnog intenziteta raspoloživog sunčevog zračenja i maksimalnog potrebnog toplinskog učina za grijanje (desno)</i>	<i>3</i>
<i>Slika 2.1 Shematski prikaz rasporeda cijevi u latentnom spremniku topline konfiguracije snop cijevi u plaštu</i>	<i>17</i>
<i>Slika 3.1 Shematski prikaz domene jednodimenzijskog matematičkog modela latentnog spremnika topline u konfiguraciji snop cijevi u plaštu, podijeljene na kontrolne volumene i izdvojeni središnji kontrolni volumen</i>	<i>20</i>
<i>Slika 3.2 Presjek reprezentativnog isječka akumulatora topline i cijevi s lamelama koje akumulator topline okružuje, s izdvojenim detaljem na kojem su prikazani pojedini toplinski otpori izmjene topline između fluida prijenosnika topline i akumulatora topline</i>	<i>23</i>
<i>Slika 4.1 Kontrolni volumen s označenim središnjim čvorom P, granicama kontrolnog volumena n i s te susjednim čvorovima N i S</i>	<i>28</i>
<i>Slika 4.2 Dijagram toka proračuna promjene specifične entalpije i temperature akumulatora topline</i>	<i>32</i>
<i>Slika 4.3 Usporedba numerički dobivenih vremenskih promjena temperatura akumulatora topline u kontrolnom volumenu u sredini latentnog spremnika topline, za podjele latentnog spremnika topline na 31, 35, 39 i 41 kontrolni volumen, za proces taljenja pri protoku fluida prijenosnika topline 620 l/h, ulaznoj temperaturi fluida prijenosnika topline 37 °C i početnoj temperaturi akumulatora topline 15 °C</i>	<i>33</i>
<i>Slika 4.4 Usporedba numerički dobivenih vremenskih promjena temperatura akumulatora topline u kontrolnom volumenu u sredini latentnog spremnika topline, korištenjem vremenskih koraka veličine 30 s, 1 min, 2 min i 5 min, za proces taljenja pri protoku fluida prijenosnika topline 620 l/h, ulaznoj temperaturi fluida prijenosnika topline 37 °C i početnoj temperaturi akumulatora topline 15 °C</i>	<i>34</i>
<i>Slika 5.1 Ispitni sustav – dizalica topline i inercijski osjetni spremnici topline (lijevo) i latentni spremnik topline (desno)</i>	<i>36</i>
<i>Slika 5.2 Ispitni sustav – suhi hladnjaci</i>	<i>36</i>
<i>Slika 5.3 Horizontalni presjek eksperimentalnog latentnog spremnika topline</i>	<i>37</i>

<i>Slika 5.4 Regulacijska armatura ulazne temperature fluida prijenosnika topline u latentni spremnik topline</i>	<i>39</i>
<i>Slika 5.5 Shematski prikaz ispitne linije.....</i>	<i>40</i>
<i>Slika 5.6 Mjerna oprema korištena za mjerenje temperatura i protoka fluida prijenosnika topline u krugovima isparivača i kondenzatora dizalice topline</i>	<i>41</i>
<i>Slika 5.7 Mjerenje električne snage za pogon kompresora dizalice topline mjernim uređajem METREL 2092.....</i>	<i>41</i>
<i>Slika 5.8 Modularni sustavi za akviziciju mjerenih temperatura i protoka radnih medija.....</i>	<i>42</i>
<i>Slika 5.9 Računalo povezano sa sustavima za akviziciju korišteno za praćenje i pohranjivanje mjerenih temperatura i protoka vode i temperatura parafina</i>	<i>43</i>
<i>Slika 5.10 Sučelje razvijenog virtualnog instrumenta za mjerenje i pohranjivanje temperatura i protoka fluida prijenosnika topline</i>	<i>43</i>
<i>Slika 5.11 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 i temperatura vode na poziciji T7 na izlazu iz latentnog spremnika topline tijekom procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 42 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 13 °C</i>	<i>48</i>
<i>Slika 5.12 Usporedba vrijednosti pohranjene energije dobivenih numerički i eksperimentalno tijekom procesa pohranjivanja topline u latentni spremnik topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 42 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 13 °C</i>	<i>49</i>
<i>Slika 5.13 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura parafina na pozicijama T9, T10 i T11 i temperatura vode na poziciji T7 na izlazu iz latentnog spremnika topline tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 7 °C , protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 35 °C</i>	<i>50</i>
<i>Slika 5.14 Usporedba vrijednosti iskorištene energije dobivenih numerički i eksperimentalno tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline, za temperaturu vode na ulazu u latentni spremnik topline 7 °C, protok vode 620 l/h i početnu temperaturu parafina 35 °C</i>	<i>51</i>
<i>Slika 5.15 Shema dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline, izrađenog u svrhu provjere valjanosti korištenog modela dizalice topline</i>	<i>52</i>
<i>Slika 5.16 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode na ulazima i izlazima isparivača i kondenzatora za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h i početnu temperaturu vode 23 °C.....</i>	<i>54</i>

<i>Slika 5.17 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena trenutnih učina kondenzatora (\dot{Q}) i isparivača (\dot{Q}_0) i trenutne snage kompresora (\dot{P}) za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h i početnu temperaturu vode 23 °C</i>	55
<i>Slika 5.18 Usporedba izmijenjenih toplina u kondenzatoru (Q), isparivaču (Q_0) i utrošenih električnih energija za pogon dizalice topline (P) dobivenih numeričkim i eksperimentalnim putem za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h i početnu temperaturu vode 23 °C</i>	56
<i>Slika 5.19 Shema dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline</i>	58
<i>Slika 5.20 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode na izlazima iz kondenzatora ($T1$) i isparivača ($T3$) i vremenska promjena temperature vanjskog zraka tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h, protok vode kroz latentni spremnik topline 830 kg/h, početnu temperaturu parafina 30 °C i početnu temperaturu vode u sustavu 13 °C</i>	60
<i>Slika 5.21 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperatura vode i parafina na pozicijama $T7$, $T9$, $T10$ i $T11$, tijekom procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h, protok vode kroz latentni spremnik topline 830 kg/h, početnu temperaturu parafina 30 °C i početnu temperaturu vode u sustavu 13 °C</i>	60
<i>Slika 5.22 Usporedba numerički i eksperimentalno dobivenih vremenskih promjena temperature vode na pozicijama $T1$, $T3$ i $T7$ i parafina na poziciji $T10$ tijekom odabranog vremenskog intervala procesa korištenja topline iz latentnog spremnika topline u trajanju od 2 sata, za protok vode kroz kondenzator 4700 kg/h, protok vode kroz isparivač 9620 kg/h, protok vode kroz latentni spremnik topline 830 kg/h, početnu temperaturu parafina 30 °C i početnu temperaturu vode u sustavu 13 °C</i>	61
<i>Slika 6.1 Vremenske promjene temperature (T) i relativne vlažnosti (ϕ) okolišnjeg zraka te trenutnog intenziteta Sunčevog zračenja na horizontalnu plohu (Q_{sol}) za lokaciju Zagreb, od 25. listopada do 6. travnja</i>	64
<i>Slika 6.2 Vremenska promjena temperature okolišnjeg zraka u razdoblju od 15. do 28. listopada</i>	65

<i>Slika 6.3 Vremenska promjena temperature okolišnjeg zraka u razdoblju od 29. ožujka do 11. travnja</i>	<i>65</i>
<i>Slika 6.4 Vremenska promjena trenutnog potrebnog toplinskog učina za grijanje modela zgrade za odabranu lokaciju, tijekom sezone grijanja.....</i>	<i>67</i>
<i>Slika 6.5 Funkcionalna shema Sustava A, u kojem se pohranjena topline iz latentnog spremnika topline može koristiti kao izvor topline za isparivač dizalice topline</i>	<i>70</i>
<i>Slika 6.6 Shematski prikaz dinamičkog simulacijskog modela Sustava A u Trnsys simulacijskom okruženju</i>	<i>71</i>
<i>Slika 6.7 Vremenske promjene temperatura fluida prijenosnika topline na ulazima u isparivač (T1) i kondenzator (T2) dizalice topline i na izlazu iz solarnih kolektora (T5); vremenske promjene temperature akumulatora topline (T3) i okolišnjeg zraka (T8); vremenske promjene trenutnog COP-a u režimu grijanja i razdoblja u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja – Sustav A</i>	<i>72</i>
<i>Slika 6.8 Funkcionalna shema Sustava B, u kojem se pohranjena topline iz latentnog spremnika topline može koristiti za grijanje.....</i>	<i>73</i>
<i>Slika 6.9 Shematski prikaz dinamičkog simulacijskog modela Sustava B u Trnsys simulacijskom okruženju</i>	<i>75</i>
<i>Slika 6.10 Vremenske promjene temperatura fluida prijenosnika topline na ulazima u isparivač (T1) i kondenzator (T2) dizalice topline i na izlazu iz solarnih kolektora (T5); vremenske promjene temperature akumulatora topline (T3) i okolišnjeg zraka (T8); vremenske promjene trenutnog COP-a u režimu grijanja i razdoblja u kojima dizalica topline radi u režimu odmrzavanja – Sustav B</i>	<i>76</i>
<i>Slika 7.1 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³.....</i>	<i>82</i>
<i>Slika 7.2 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³</i>	<i>83</i>
<i>Slika 7.3 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³</i>	<i>84</i>

<i>Slika 7.4 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².....</i>	85
<i>Slika 7.5 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².....</i>	86
<i>Slika 7.6 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav A, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².....</i>	87
<i>Slika 7.7 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 19 °C.....</i>	88
<i>Slika 7.8 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 19 °C.....</i>	89
<i>Slika 7.9 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav A, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 19 °C.....</i>	90
<i>Slika 7.10 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³.....</i>	92
<i>Slika 7.11 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³.....</i>	93
<i>Slika 7.12 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za volumen latentnog spremnika topline 1,5 m³.....</i>	94

<i>Slika 7.13 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².....</i>	<i>95</i>
<i>Slika 7.14 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².....</i>	<i>96</i>
<i>Slika 7.15 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o temperaturi taljenja akumulatora topline za Sustav B, za različite volumene latentnog spremnika topline 1 m³, 1,5 m³, 2 m³ i 2,5 m³ i za površinu solarnih kolektora 34,8 m².....</i>	<i>97</i>
<i>Slika 7.16 Ovisnost udjela energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji (a) i potrošnje električne energije (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C.....</i>	<i>98</i>
<i>Slika 7.17 Ovisnost pohranjene energije u latentnom spremniku topline (a) i sezonskog faktora učinkovitosti (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C.....</i>	<i>99</i>
<i>Slika 7.18 Ovisnost iskoristivosti energije sunčevog zračenja (a) i ukupnih godišnjih troškova (b) o volumenu latentnog spremnika topline za Sustav B, za različite površine solarnih kolektora 23,2 m², 34,8 m² i 46,4 m² i za temperaturu taljenja akumulatora topline 54 °C.....</i>	<i>100</i>
<i>Slika 8.1 Funkcionalna shema konvencionalnog sustava s dizalicom topline</i>	<i>103</i>
<i>Slika 8.2 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T₃), temperature okolišnjeg zraka (T₈), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{Sol}) od 17.12. do 22.12. za optimalnu konfiguraciju sustava A (V = 2,5 m³, A = 46,4 m², T_l = 19 °C)</i>	<i>111</i>
<i>Slika 8.3 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T₃), temperature okolišnjeg zraka (T₈), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{Sol}) od 17.12. do 22.12. za optimalnu konfiguraciju sustava B (V = 2,5 m³, A = 46,4 m², T_l = 54 °C)</i>	<i>111</i>
<i>Slika 8.4 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T₃), temperature okolišnjeg zraka (T₈), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{Sol})</i>	<i>111</i>

<i>od 7.3. do 12.3. za optimalnu konfiguraciju sustava A ($V = 2,5 \text{ m}^3$, $A = 46,4 \text{ m}^2$, $T_l = 19 \text{ °C}$)</i>	<i>113</i>
<i>Slika 8.5 Vremenske promjene temperature akumulatora topline (T_3), temperature okolišnjeg zraka (T_8), trenutnog COP-a dizalice topline i trenutnog intenziteta sunčevog zračenja (Q_{Sol})</i>	
<i>od 7.3. do 12.3. za optimalnu konfiguraciju sustava B ($V = 2,5 \text{ m}^3$, $A = 46,4 \text{ m}^2$, $T_l = 54 \text{ °C}$)</i>	<i>113</i>
<i>Slika 8.6 Usporedba prosječnih mjesečnih vrijednosti udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji Sustava A i Sustava B.....</i>	<i>115</i>
<i>Slika 8.7 Mjesečne prosječne temperature okolišnjeg zraka i ukupnih mjesečnih količina dozračene energije Sunčevog zračenja tijekom trajanja sezone grijanja</i>	<i>116</i>

Popis tablica

<i>Tablica 5.1 Vrijednosti geometrijskih parametara razmatranog latentnog spremnika topline</i>	37
<i>Tablica 5.2 Fizikalna svojstva parafina RT25</i>	38
<i>Tablica 5.3 Računalni modeli korištenih komponenti za izradu dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline</i>	53
<i>Tablica 5.4 Računalni modeli korišteni za izradu dinamičkog simulacijskog modela sustava s dizalicom topline i latentnim spremnikom topline</i>	59
<i>Tablica 6.1 Koeficijenti prolaza topline kroz pojedine dijelove vanjske ovojnice modelirane zgrade</i>	66
<i>Tablica 7.1 Fizikalna svojstva razmatranih akumulatora topline u Sustavu A [79]</i>	81
<i>Tablica 7.2 Fizikalna svojstva razmatranih akumulatora topline u Sustavu B [79]</i>	91
<i>Tablica 8.1 Rasponi utjecajnih parametara Sustava A</i>	102
<i>Tablica 8.2 Rasponi utjecajnih parametara Sustava B</i>	103
<i>Tablica 8.3 Vrijednosti koeficijenata višestruke determinacije regresijskih polinoma kojima su opisani odzivi funkcije s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji</i>	105
<i>Tablica 8.4 Optimalne vrijednosti utjecajnih parametara za funkciju s ciljem povećanja udjela obnovljive energije u ukupnoj isporučenoj energiji</i>	106
<i>Tablica 8.5 Usporedba ostvarenih vrijednosti kriterija ocjene energetske učinkovitosti i troškova optimalnih konfiguracija sustava A, B, D i E i sustava C</i>	107
<i>Tablica 8.6 Usporedba ostvarenih kriterija ocjene energetske učinkovitosti optimalnih konfiguracija Sustava A i B tijekom odabranih 5 dana u prosincu i tijekom odabranih 5 dana u ožujku</i>	110

PODATCI O AUTORU

Fran Torbarina rođen je 6. lipnja 1992. u Rijeci. Osnovnu školu završio je 2007., a opću gimnaziju 2011., nakon čega upisuje studij strojarstva na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Zvanje sveučilišnog prvostupnika inženjera strojarstva stječe 2014., a zvanje magistra inženjera strojarstva 2016., obranom diplomskog rada pod nazivom *Projekt dizalice topline glikol – voda s radnom tvari R717*, pod mentorstvom prof. dr. sc. Branimira Pavkovića. Iste godine upisuje poslijediplomski sveučilišni (doktorski) studij iz tehničkih znanosti, polje strojarstvo, modul termoenergetika.

Od rujna 2016. radi kao asistent na Zavodu za termodinamiku i energetiku na Tehničkom fakultetu. Sudjeluje u nastavi iz kolegija *Termodinamika I*, *Termodinamika II*, *Numeričko modeliranje u termodinamici*, *Termodinamika BG* te *Termodinamika i energetika* na sveučilišnim studijima i *Toplina* na stručnim studijima. Bio je i jest suradnik na znanstvenim projektima istraživačke potpore Sveučilišta u Rijeci *Istraživanje i razvoj komponenata obnovljivih izvora energije* (2016.-2017.) i *Akumulacija i izmjena toplinske energije u sustavima obnovljivih izvora energije* (2019.-2021.) te na znanstvenom projektu Hrvatske zaklade za znanost *Povećanje energetske učinkovitosti izmjenjivača topline (HEXENER)* (2017.-2021.), voditeljica kojih je prof. dr. sc. Anica Trp.

Bio je član organizacijskog odbora i uređivačkog odbora zbornika konferencije za doktorande *My First Conference*, održane 27. rujna 2017. na Tehničkom fakultetu u Rijeci.

Od 2019. sudjeluje u administrativno-tehničkim poslovima časopisa *Engineering Review* kojeg izdaju Tehnički i Građevinski fakultet.

U listopadu 2019. pohađao je naprednu školu toplinskih mjerenja *METTI7: Advanced Autumn School in Thermal Measurements & Inverse Techniques* na Porquerollesu u Francuskoj. Od ožujka do srpnja 2021. boravio je na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani u sklopu znanstvenog usavršavanja.

Aktivno se služi engleskim jezikom u govoru i pismu.

Koautor je dvaju znanstvenih članaka objavljenih u časopisima, od kojih jedan pripada prvom kvartilu (Q1) i jedan pripada drugom kvartilu (Q2), prema SJR-u, pet kongresnih priopćenja prezentiranih na međunarodnim skupovima te četiri priopćenja prezentiranih na ostalim skupovima.

POPIS OBJAVLJENIH RADOVA AUTORA

1. Torbarina, Fran; Lenić, Kristian; Trp, Anica: *Computational Model of Shell and Finned Tube Latent Thermal Energy Storage Developed as a New TRNSYS Type*, *Energies*, 15 (7), 2434, 2022.
2. Torbarina, Fran; Trp, Anica; Lenić, Kristian: *Numerical Analysis of Geometry Influence on Heat Transfer in a Slotted Fin and Tube Heat Exchanger*, *Heat transfer engineering*, 01457632, DOI: 10.1080/01457632.2022.2068218
3. Torbarina, Fran; Lenić, Kristian; Trp, Anica; Kirinčić, Mateo; Delač, Boris: *Modelling of Heat Pump System with Air and Solar Heat Sources Including Latent Thermal Energy Storage*, *Sustainable Energy Development and Innovation, Selected Papers from the World Renewable Energy Congress (WREC) 2020*, Springer Nature Switzerland AG, Cham, Switzerland, 2022.
4. Kirinčić, Mateo; Trp, Anica; Lenić, Kristian; Torbarina, Fran: *Latent thermal energy storage charging and discharging: a numerical study*, *Book of Abstracts of the ENERSTOCK 2021, 15th International Virtual Conference on Energy Storage*, Ljubljana, Slovenia, 82-83, 9.-11.6.2021.
5. Kirinčić, Mateo; Trp, Anica; Lenić, Kristian; Torbarina, Fran: *Experimental analysis of latent thermal energy storage charging and discharging*, *Proceedings of the ISES EuroSun 2020 Conference – 13th International Conference on Solar Energy for Buildings and Industry*, Athens, Greece, 678-686, 1.-3.9.2020.
6. Batista, Josip; Lenić, Kristian; Trp, Anica; Torbarina, Fran: *A comparison study of sensible and latent thermal energy storage used in domestic hot water solar heating system*, *Proceedings of the 14th International Renewable Energy Storage Conference (IRES2020)*, Duesseldorf, Njemačka: Atlantis Press, 2020.
7. Torbarina, Fran; Lenić, Kristian; Bonefačić, Igor: *Thermodynamic Analysis of an Air Source Compression Heat Pump*, *Book of Abstracts of the 4th annual conference for doctoral students of engineering and technology My First Conference*, University of Rijeka, Faculty of Engineering, Rijeka, Croatia, 24.9.2020.
8. Glažar, Vladimir; Trp, Anica; Lenić, Kristian; Torbarina, Fran: *Numerical analysis of heat transfer in air-water heat exchanger with microchannel coil*, *E3S Web of Conferences*, 95, (2019), *The 3rd International Conference on Power, Energy and Mechanical Engineering (ICPEME 2019)*

9. Torbarina, Fran; Lenić, Kristian; Wolf, Igor: *High Efficiency Domestic Hot Water System Powered by Solar Energy*, Book of Abstracts of the 3rd annual conference for doctoral students of engineering and technology My First Conference, University of Rijeka, Faculty of Civil Engineering, Rijeka, Croatia, 12.9.2019.
10. Torbarina, Fran; Trp, Anica: *Numerical Modelling of the Air-Side Flow and Heat Transfer Characteristics of Slotted Fin and Tube Heat Exchanger*, Book of Abstracts of the 2nd annual conference for doctoral students of engineering and technology My First Conference, University of Rijeka, Faculty of Maritime Studies, Rijeka, Croatia, 27.9.2018.
11. Torbarina, Fran; Lenić, Kristian: *Heat Transfer Fluid Storage in the Solar Collection Loop – The Storage Volume Impact on the Work Performance of a Solar Absorption Cooling System*, Book of Abstracts of the 2nd annual conference for doctoral students of engineering and technology My First Conference, University of Rijeka, Faculty of Engineering, Rijeka, Croatia, 28.9.2017.