Dinamička simulacija i optimizacija solarnog toplovodnog sustava u gotovo nula energetskoj zgradi

Patrčević, Filip

Master's thesis / Diplomski rad

2021

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

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:358652

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Filip Patrčević

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Damir Dović, dipl. ing.

Student:

Filip Patrčević

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Damiru Doviću, dipl. ing. i asistentima dr. sc. Ivanu Horvatu, mag. ing. i Petru Filipoviću, mag. ing. na iskazanoj pomoći, savjetima i uloženom vremenu tijekom izrade rada.

Posebno se zahvaljujem svojoj obitelji i prijateljima na pruženoj podršci tijekom studiranja.

Filip Patrčević

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodostrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: **602 - 04 / 21 - 6 / 1**	
Ur.broj: **15 - 1703 - 21 -**	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Filip Patrčević** JMBAG: 0035196115

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dinamička simulacija i optimizacija solarnog toplovodnog sustava u gotovo nula energetskoj zgradi**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Dynamic simulation and optimization of solar hot water system in nearly zero energy building**

Opis zadatka:

U sklopu diplomskog rada potrebno je razviti odgovarajući računalni program za proračun godišnje isporučene i primarne energije solarnog toplovodnog sustava za grijanje prostora i pripremu potrošne tople vode. Proračun je potrebno provesti za odabranu 'gotovo nula energetsku zgradu' na satnoj razini tijekom godine, za klimatsko područja Zagreba.
Osnovni dijelovi termotehničkog sustava su:
- podsustav predaje;
- podsustav razvoda;
- podsustav proizvodnje sa solarnim toplovodnim sustavom i toplovodnim kotlom.

Dijelove, dimenzije i toplinski učin sustava prilagoditi veličini i toplinskim potrebama zgrade te minimalnim uvjetima na 'gotovo nula energetske zgrade' iz odgovarajućih tehničkih propisa.
Za navedene proračune koristiti:
- norme iz skupine HRN EN 15316:2017;
- satnu metodu za dinamički proračun spremnika tople vode prema HRN EN 15316-5:2017 s podjelom spremnika na jedan i više volumnih dijelova.

Koristeći razvijeni računalni program potrebno je:
- izračunati ukupno isporučenu i primarnu energiju zgrade;
- odrediti troškovno optimalnu razinu energetske učinkovitosti termotehničkog sustava, pri čemu je potrebno varirati utjecajne elemente u svim prethodno navedenim podsustavima;
- dati popis mjera za poboljšanje energetske učinkovitosti termotehničkog sustava uz izražene uštede primarne energije.

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

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datumi obrane:
6. svibnja 2021.	8. srpnja 2021.	12. – 16. srpnja 2021.

Zadatak zadao:

Prof.dr.sc. Damir Dović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA V
POPIS OZNAKA VI
SAŽETAK XVI
SUMMARY XVII
1. UVOD 1
2. OPIS KORIŠTENIH METODA PRORAČUNA SUSTAVA PREMA SKUPINI NORMA EN 15316:2017 3
2.1. Priručnik EN 15316-2 [3] 4
2.1.1. Opis metode proračuna 5
2.1.2. Komentar izmjena metode proračuna 9
2.2. Priručnik EN 15316-3 [4] 11
2.2.1. Opis metode proračuna 11
2.2.2. Komentar izmjena metode proračuna 20
2.3. Priručnik EN 15316-4-3 [5] 23
2.3.1. Opis metode proračuna 24
2.3.2. Komentar izmjena metode proračuna 28
2.4. Norma prEN 15316-5:2021 [7] 29
2.4.1. Opis metode proračuna 30
2.4.1.1. Korak 0 – Definiranje ulaznih podatka 32
2.4.1.2. Korak 1 – Inicijalizacija i prikupljanje temperatura iz prethodnog vremenskog koraka 32
2.4.1.3. Korak 2 – Određivanje volumena vode koji se predaje sustavu PTV-a iz spremnika 33
2.4.1.4. Korak 3 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon predaje vode iz spremnika sustavu PTV-a 35
2.4.1.5. Korak 4 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon predaje toplinske energije spremnika sustavu PTV-a za potrebe recirkulacije 36
2.4.1.6. Korak 5 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon predaje toplinske energije spremnika sustavu grijanja prostora 37
2.4.1.7. Korak 6 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon dovođenja toplinske energije spremniku 38
2.4.1.8. Korak 7 – Preslagivanje temperature segmenata spremnika uslijed temperaturne stratifikacije 39
2.4.1.9. Korak 8 – Određivanje toplinskih gubitaka spremnika i konačnih temperatura segmenata 40
2.4.1.10. Korak 9 – Proračun izmjenjivača topline 41
2.4.2. Komentar izmjena metode proračuna 42
2.5. Priručnik EN 15316-4-1:2017 [9] 43
2.5.1. Opis metode proračuna 43
2.5.2. Komentar izmjena metode proračuna 48

3. PREGLED OSTALIH METODA KORIŠTENIH ZA PRORAČUN SUSTAVA 49
3.1. Proračun isporučene i primarne energije te emisije CO_2 49
3.2. Troškovna analiza sustava [11] 50
4. PRIKAZ TOKA SIMULACIJE SUSTAVA I RAZVIJENOG RAČUNALNOG PROGRAMA 52
5. ULAZNI PODACI PRORAČUNA 62
5.1. Opis višestambene nZEB zgrade 62
5.2. Opis termotehničkog sustava 66
5.2.1. Podsustav predaje topline te podsustavi razvoda grijanja prostora i PTV-a 67
5.2.2. Solarni kolektori 70
5.2.3. Akumulacijski spremnik 72
5.2.4. Kotao 74
6. REZULTATI PRORAČUNA 77
6.1. Troškovno optimalno rješenje termotehničkog sustava 77
6.2. Usporedba s programom *MGIPU Energetski Certifikator* 91
7. ANALIZA UTJECAJA PARAMETARA TERMOTEHNIČKOG SUSTAVA NA ENERGETSKU UČINKOVITOST SUSTAVA 97
7.1. Temperaturni režim grijanja 97
7.2. Sustav regulacije temperature grijanog prostora 99
7.3. Postavna temperatura spremnika i postavna temperatura paljenja dogrijača 101
7.4. Volumen akumulacijskog spremnika 103
7.5. Broj (površina) solarnih kolektora 104
7.6. Nagib i orijentacija solarnih kolektora 106
8. ZAKLJUČAK 109
LITERATURA 113

POPIS SLIKA

Slika 1. Podjela termotehničkog sustava grijanja i pripreme potrošne tople vode na podsustave s prikazom ulazno/izlaznih veličina [2] 4
Slika 2. Dijagram toka proračuna solarnih kolektora [5] 26
Slika 3. Koraci proračuna akumulacijskog spremnika 31
Slika 4. Shematski prikaz temperatura segmenata spremnika prije i nakon isporuke potrošne tople vode [8] 35
Slika 5. Dijagram toka simulacije – toplinski gubici podsustava razvoda PTV-a, 1. dio .. 53
Slika 6. Dijagram toka simulacije – toplinski gubici podsustava razvoda PTV-a, 2. dio .. 54
Slika 7. Dijagram toka simulacije – solarni kolektori i akumulacijski spremnik 55
Slika 8. Dijagram toka simulacije - sustav 56
Slika 9. Dijagram toka simulacije – određivanje optimalnog rješenja sustava 57
Slika 10. Unos ulaznih podataka kotla 58
Slika 11. Pregled izlaznih podataka spremnika 59
Slika 12. Pregled rezultata proračuna isporučene i primarne energije te troškovne analize simuliranog rješenja sustava 59
Slika 13. Unos varijabilnih parametara i ispis različitih rješenja sustava za koje se provodi simulacija 60
Slika 14. Rezultati simulacije različitih rješenja sustava 60
Slika 15. Višestambena nZEB zgrada s osnovnim dimenzijama [12] 63
Slika 16. Mjesečna raspodjela $Q_{H,nd}$ referentne višestambene nZEB zgrade 65
Slika 17. Dnevni profil potrošnje PTV [6] 65
Slika 18. Prosječne mjesečne vrijednosti Sunčevog zračenja i temperature zraka 66
Slika 19. Shematski prikaz termotehničkog sustava 67
Slika 20. Cijena ekspanzijske posude ovisno o volumenu posude [bez PDV-a] 71
Slika 21. Shema akumulacijskog spremnika 72
Slika 22. Površina izmjenjivača topline solarnih kolektora u ovisnosti o volumenu spremnika 73
Slika 23. Površina izmjenjivača topline kruga kotla u ovisnosti o volumenu spremnika 74
Slika 24. Cijena spremnika u ovisnosti o volumenu spremnika [bez PDV-a] 74
Slika 25. Objašnjenje identifikatora rješenja sustava 77
Slika 26. Određivanje troškovno optimalnog rješenja – odnos ukupnog troška i primarne energije sustava svedeno na jedinicu površine zgrade 78
Slika 27. Određivanje troškovno optimalnog rješenja – odnos ukupnog troška i isporučene energije sustava svedeno na jedinicu površine zgrade 79
Slika 28. Usporedba cijena optimalnih rješenja sustava za pojedinu kategoriju podsustava predaje topline i razvoda te tip kotla 80
Slika 29. Isporučena energija optimalnih rješenja sustava 81
Slika 30. Toplinski gubici podsustava predaje topline prostoru i podsustava razvoda grijanja – optimalna rješenja sustava s plinskim kondenzacijskim kotlom (Y) 82
Slika 31. Pomoćna energija – optimalna rješenja sustava s plinskim kondenzacijskim kotlom (Y) 82
Slika 32. Primarna energija optimalnih rješenja sustava 83
Slika 33. Godišnje emisije CO_2 optimalnih rješenja sustava 84
Slika 34. Udio energije iz OIE u ukupnoj isporučenoj energiji optimalnih rješenja sustava 84
Slika 35. Mjesečna raspodjela toplinske energije koju isporučuju solarni kolektori i potrebne toplinske energije za rad sustava 86
Slika 36. Udio akumulirane i isporučene toplinske energije spremnika na godišnjoj razini optimalnog rješenja sustava (BY0-1000-35/10) 86

Slika 37. Raspodjela toplinskih gubitaka podsustava razvoda PTV-a optimalnog rješenja sustava (BY0-1000-35/10) 87
Slika 38. Kretanje temperature vode u spremniku – 8. siječanj 88
Slika 39. Toplinska energija isporučena spremniku i preuzeta iz spremnika – 8. siječanj .. 88
Slika 40. Kretanje temperature vode u spremniku – 25. srpanj 89
Slika 41. Toplinska energija isporučena spremniku i preuzeta iz spremnika – 25. srpanj ... 89
Slika 42. Kretanje temperature vode u spremniku – 26. kolovoz 90
Slika 43. Toplinska energija isporučena spremniku i preuzeta iz spremnika – 26. kolovoz 90
Slika 44. Usporedba toplinske energije koju solarni kolektori isporučuju sustavu 92
Slika 45. Usporedba potrebne pomoćne energije za pogon sustava 93
Slika 46. Usporedba toplinskih gubitaka u sustavu 94
Slika 47. Usporedba toplinskih gubitaka podsustava razvoda PTV-a 95
Slika 48. Usporedba toplinskih gubitaka kotla 95
Slika 49. Usporedba toplinskih gubitaka u podsustavu predaje topline, podsustavu razvoda grijanja i podsustavu kotla za različite temperaturne režime grijanja 97
Slika 50. Usporedba isporučene toplinske energije podsustavu proizvodnje topline i ukupne isporučene pomoćne energije za različite temperaturne režime grijanja 98
Slika 51. Usporedba toplinskih gubitaka u podsustavu predaje topline, podsustavu razvoda grijanja i podsustavu kotla za različite sustave regulacije temperature prostora .. 99
Slika 52. Usporedba primarne energije i troškova pogona za različite sustave regulacije temperature grijanog prostora 100
Slika 53. Odstupanja rezultata analize postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača u odnosu na referentni slučaj 60/50°C 102
Slika 54. Odstupanja rezultata analize volumena akumulacijskog spremnika u odnosu na referentni slučaj 1000 L 104
Slika 55. Analiza utjecaja broja (površine) kolektora na troškovno optimalno rješenje solarnog toplovodnog sustava 105
Slika 56. Određivanje troškovno optimalnog rješenja solarnog toplovodnog sustava u ovisnosti o volumenu spremnika i broju (površini) solarnih kolektora, za $\gamma = 0°$ i $\beta = 35°$ 106
Slika 57. Odstupanja rezultata analize nagiba kolektora u odnosu na referentni slučaj nagiba kolektora pod kutom od 35° 107
Slika 58. Odstupanja rezultata analize orijentacije kolektora u odnosu na referentni slučaj orijentacije prema jugu ($\gamma = 0°$) 108

POPIS TABLICA

Tablica 1. Parametri zgrade korišteni za izračun $Q_{H,nd}$ 64
Tablica 2. Ulazni podaci podsustava predaje topline 69
Tablica 3. Ulazni podaci podsustava razvoda grijanja prostora 69
Tablica 4. Ulazni podaci podsustava razvoda grijanja prostora – parametri cjevovoda 70
Tablica 5. Ulazni podaci podsustava razvoda PTV-a 70
Tablica 6. Ulazni podaci podsustava razvoda PTV-a – parametri cjevovoda 70
Tablica 7. Ulazni podaci solarnih kolektora 71
Tablica 8. Ulazni podaci akumulacijskog spremnika 73
Tablica 9. Ulazni podaci kotla 75
Tablica 10. Podaci energenata 76
Tablica 11. Rezultati troškovno optimalnih rješenja sustava – energijski zahtjevi 78
Tablica 12. Rezultati troškovno optimalnih rješenja – troškovi rješenja sustava 78
Tablica 13. Rezultati optimalnog rješenja sustava – mjesečna raspodjela potrebne toplinske energije za rad sustava i sunčeve energije isporučene sustavu 85
Tablica 14. Rezultati proračuna termotehničkog sustava korištenjem razvijenog programa i programa *MGIPU Energetski Certifikator* 91
Tablica 15. Rezultati analize postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača 101
Tablica 16. Rezultati analize volumena akumulacijskog spremnika 103
Tablica 17. Rezultati analize broja (površine) solarnih kolektora 104
Tablica 18. Rezultati analize nagiba solarnih kolektora 107
Tablica 19. Rezultati analize orijentacije solarnih kolektora 108

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a_1	W/(m^{2}K)	Toplinski gubici prvog reda
a_2	W/(m^{2}K^2)	Toplinski gubici drugog reda
A_{sol}	m^2	Ukupna korisna površina solarnih kolektora
$A_{sol;mod}$	m^2	Korisna površina solarnog kolektora
b	-	Faktor pumpe
b_{gnr}	-	Faktor opterećenja kotla
C_1	-	Koeficijent za proračun toplinskog gubitka spremnika
c_1	%	Parametar za proračun učinkovitosti kotla
C_2	-	Koeficijent za proračun toplinskog gubitka spremnika
c_2	%	Parametar za proračun učinkovitosti kotla
C_3	-	Koeficijent za proračun toplinskog gubitka spremnika
c_3	%	Parametar za proračun učinkovitosti kotla
C_4	-	Koeficijent za proračun toplinskog gubitka spremnika
c_4	%	Parametar za proračun učinkovitosti kotla
C_5	-	Koeficijent za proračun toplinskog gubitka spremnika
c_5	%	Parametar za proračun učinkovitosti kotla
C_6	-	Koeficijent za proračun toplinskog gubitka spremnika
c_6	-	Parametar za proračun učinkovitosti kotla
c_7	W	Parametar za proračun pomoćne energije kotla
c_8	W	Parametar za proračun pomoćne energije kotla
c_{bu}	J/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet medija u krugu pomoćnog grijača
C_{en}	kn	Troškovi godišnje potrošnje energije
$C_{en,n}$	kn	Troškovi potrošnje energije nakon N godina
$C_{en;naknada,N}$	kn	Suma mjesečnih naknada za obračunsko mjerno mjesto kroz N godina
$C_{en;ostalo,N}$	kn	Ostali troškovi kroz N godina vezani uz isporučenu količinu energenata, na koje ne utječe porast cijene
$C_{g,el}$	Kn/kWh	Cijena električne energije
$C_{g,i}$	kn/kWh	Cijena i-tog energenta
$C_{investicija}$	kn	Investicijski troškovi sustava
C_j	-	Eksponent za proračun pada temperature u cijevima
CO_2	kg_{CO2}	Emisije CO_2
c_P	Wh/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet cijevi
$C_{p,el}$	kg_{CO2}/kWh	Faktor pretvorbe za električnu energiju
$C_{p,i}$	kg_{CO2}/kWh	Faktor pretvorbe za i-ti izvor energije
$C_{p;W}$	Wh/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet vode
C_{P1}	-	Parametar ovisan o tipu regulacije pumpe

C_{P2}	-	Parametar ovisan o tipu regulacije pumpe
C_{pogon}	kn	Pogonski troškovi sustava
c_{sol}	J/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet radnog medija u krugu solarnih kolektora
C_{uk}	kn	Ukupni trošak sustava
c_W	Wh/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet vode
D	-	Promjer spremnika, uključujući izolaciju
d_a	m	Vanjski promjer cijevi s izolacijom
d_i	m	Unutarnji promjer cijevi
$d_{p,a}$	m	Vanjski promjer cijevi bez izolacije
E_{del}	kWh	Isporučena energija zgrade
EEI	-	Indeks energetske učinkovitosti pumpe
e_p	-	Koeficijent utroška primarne energije
E_{prim}	kWh	Primarna energija zgrade
E_{ren}	kWh/a	Obnovljiva energija proizvedena na lokaciji zgrade koja umanjuje isporučenu energiju zgradi
E_{ren1}	kWh/a	Obnovljiva energija isporučena zgradi koja ne umanjuje isporučenu energiju zgradi
$f_{aux;rbl}$	-	Faktor iskoristive pomoćne energije
f_{brm}	-	Faktor temperaturne redukcije
f_c	-	Korekcijski faktor
$f_{corr;Pint}$	%/°C	Korekcijski faktor kotla pri djelomičnom opterećenju
$f_{corr;Pn}$	%/°C	Korekcijski faktor kotla pri punom opterećenju
$f_{ctr;ls}$	-	Faktor regulacije
f_{env}	-	Udio toplinskih gubitaka kroz ovojnicu kotla u stanju pripravnosti
$f_{gnr;ls;P0}$	-	Faktor toplinskih gubitaka kotla u stanju pripravnosti
$f_{H,e}$	-	Faktor učinkovitosti pumpe razvoda sustava grijanja
$f_{H;comp}$	-	Omjer otpora komponenata u razvodu cjevovoda sustava grijanja
$f_{H;corr}$	-	Korekcijski faktor za posebne projektne uvjete sustava razvoda grijanja
f_{HB}	-	Korekcijski faktor ovisan o hidrauličkom balansiranju
$f_{Hs/Hi}$	-	Omjer gornje i donje ogrjevne moći goriva
$f_{p,i}$	-	Faktor primarne energije za *i*-ti izvor energije
$f_{pe,el}$	-	Faktor primarne energije za električnu energiju
$f_{special}$	-	Korekcijski faktor
$f_{sto;conn;ls,i}$	-	Faktor toplinskog gubitka, ovisan o priključnoj cijevi spojenoj na segment *i*
$f_{vol,i}$	-	Udio volumena segmenta *i* u odnosu na ukupni volumen spremnika
$f_{W,e}$	-	Faktor učinkovitosti pumpe razvoda sustava PTV-a
$f_{W;comp}$	-	Omjer otpora komponenata u razvodu cjevovoda sustava PTV-a

$f_{W;corr}$	-	Korekcijski faktor za posebne projektne uvjete sustava razvoda PTV-a
H	-	Visina spremnika, uključujući izolaciju
h_a	W/(m^{2}K)	Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj strani cijevi
$H_{exh;bu}$	W/K	Koeficijent izmjene topline izmjenjivača topline pomoćnog grijača
$H_{exh;sol}$	W/K	Koeficijent izmjene topline izmjenjivača topline solarnih kolektora
H_{lev}	m	Visina kata
$\dot{H}_{pipe,i}$	W/mK	Linijski koeficijent toplinskog gubitka dionice *i*
h_R	m	Visina prostorije
$H_{sol;loop}$	W/K	Koeficijent toplinskog gubitka razvoda solarnih kolektora
$H_{sto;add;ls,i}$	W/K	Dodatni toplinski gubitak zbog termosifonske cirkulacije u cijevima priključenih na spremnik
$H_{sto;ls}$	W/K	Specifični toplinski gubitak spremnika
i	%	Godišnja stopa povećanja cijene energenta
$I_{sol;h}$	W/m^2	Globalno Sunčevo zračenje na nagnutu plohu
$k_{1,j}$	-	Udio iskoristivih toplinskih gubitaka u ovisnosti o okolišnom prostoru kroz koji dionica *j* prolazi
$k_{2,j}$	-	Udio iskoristivih toplinskih gubitaka u ovisnosti o tipu instalacije dionice *j*
$K_{hem}(50°)$	-	Faktor polukružne promjene kuta upadnog zračenja
l_c	m	Dodatna duljina cjevovoda razvoda sustava grijanja
$L_{eq,j}$	m	Ekvivalentna duljina ventila u dionici *j*
$L_{H;max}$	m	Najdulja duljina cjevovoda razvoda sustava grijanja
L_L	m	Najveća razvijena duljina zone ili zgrade
L_W	m	Najveća razvijena širina zone ili zgrade
$L_{W;max}$	m	Najdulja duljina cjevovoda razvoda sustava PTV-a
L_j	m	Duljina dionice *j*
$\dot{m}_{bu}$	kg/s	Maseni protok u krugu pomoćnog grijača
$\dot{m}_{col;h}$	kg/(sm^2)	Maseni protok medija sveden na korisnu površinu kolektora
$m_{P,j}$	kg	Masa cijevi u dionici *j*
$\dot{m}_{sol}$	kg/s	Maseni protok medija u krugu kolektora
$\dot{m}_{W,j}$	kg/h	Količina tople vode u dionici *j* u promatranom satu
$\dot{m}_{W;dis;stub,j}$	kg/h	Maseni protok vode u dionici *j* izvan cirkulacijske petlje
n	-	Eksponent sustava predaje topline
n	-	Parametar za proračun pomoćne energije kotla
N	god	Broj godina za koji se računaju troškovi energije
N_{col}	-	Broj instaliranih solarnih kolektora
n_{ctr}	-	Broj regulatora
n_{dev}	-	Broj ventilatora/dodatnih pumpi

$n_{H;aux}$	-	Broj uređaja u prostoru koji predaju i/ili proizvode toplinsku energiju koja se predaje prostoru
N_{lev}	-	Broj etaža
n_{tap}	h^{-1}	Broj potrošnje tople vode u promatranom vremenskom koraku
N_{vol}	-	Broj segmenata na koje je spremnik podijeljen
$N_{vol,bu}$	-	Segment u kojem se nalazi pomoćni grijač
$N_{vol,sh}$	-	Segment u kojem se nalazi priključak razvoda sustava grijanja
$P_{aux;Px}$	W	Potrebna pomoćna energija za pogon kotla
$P_{aux;Px}$	W	Pomoćna energija kotla pri stvarnom opterećenju kotla
P_{ctr}	W	Električna snaga sustava regulacije
P_{dev}	W	Nazivna električna snaga ventilatora/dodatne pumpe
$P_{el;pmp}$	W	Električna snaga pumpe
$P_{gnr;ls;P0;corr}$	W	Korigirani toplinski gubici kotla u stanju pripravnosti
$P_{gnr;ls;Pint;corr}$	W	Korigirani toplinski gubici kotla pri djelomičnom opterećenju
$P_{gnr;ls;Pn;corr}$	W	Korigirani toplinski gubici kotla pri punom opterećenju
$P_{gnr;ls;Px}$	W	Toplinski gubici kotla pri stvarnom opterećenju kotla
p_h	W/m^2	Specifični toplinski učin grijača
$P_{H;aux}$	W	Nazivna električna snaga uređaja koji predaje i/ili proizvodi toplinsku energiju koja se predaje prostoru
$P_{H;hydr;des}$	W	Projektna hidraulička snaga cirkulacijske pumpe razvoda sustava grijanja
$P_{H;ref}$	W	Referentna hidraulička snaga pumpe razvoda sustava grijanja
P_{int}	W	Snaga kotla pri djelomičnom opterećenju
P_n	W	Nazivna snaga kotla
$P_{sol;ctr}$	W	Električna snaga regulacije pumpe solarnih kolektora
$P_{sol;pmp}$	W	Električna snaga pumpe kruga solarnih kolektora
$P_{sto;H;bu,i}$	W	Učin pomoćnog grijača *i*
$P_{W;hydr;des}$	W	Projektna hidraulička snaga cirkulacijske pumpe razvoda sustava PTV-a
$P_{W;ref}$	W	Referentna hidraulička snaga pumpe razvoda sustava PTV
$Q_{em;aux;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici pomoćne energije koja se vraća u prostor
$Q_{em;aux;rvd}$	Wh	Vraćena pomoćna energija radnom mediju
$Q_{em;in}$	Wh	Toplinska energija na ulazu u podsustav predaje topline
$Q_{em;ls}$	Wh	Ukupni toplinski gubici podsustava predaje topline
$Q_{em;out}$	Wh	Toplinska energija na izlazu iz podsustava predaje topline
$Q_{em;out;inc}$	Wh	Toplinska energija na izlazu iz podsustava predaje pri modificiranoj postavnoj temperaturi $\vartheta_{int;inc}$
$Q_{em;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici podsustava predaje topline

$Q_{emb;ls}$	Wh	Toplinski gubici zbog ogrjevnih tijela ugrađenih u građevne elemente zone
$Q_{gen;bu}$	Wh	Deficit toplinske energije koju predaje kotao
$Q_{gen;in}$	Wh	Toplinska energija koju je gorivom potrebno isporučiti podsustavu proizvodnje topline
$Q_{gnr;aux;rbl}$	Wh	Iskoristivi gubici pomoćne energije podsustava kotla koji se predaju grijanom prostoru
$Q_{gnr;aux;rvd}$	Wh	Vraćena pomoćna energija mediju u podsustavu kotla
$Q_{gnr;ls}$	Wh	Toplinski gubici kotla
$Q_{gnr;ls;env;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici kotla kroz ovojnicu
$Q_{gnr;out}$	Wh	Toplinska energija na izlazu iz podsustava kotla
$Q_{H,sto;bu;in;nd}$	Wh	Ukupna energija potrebna da se postigne postavna temperatura spremnika
$Q_{H;dis;aux;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici pomoćne energije podsustava razvoda grijanja koji se vraćaju u prostor
$Q_{H;dis;aux;rvd}$	Wh	Pomoćna energija koja se vraća ogrjevnom mediju u podsustavu razvoda grijanja
$Q_{H;dis;in}$	Wh	Toplinska energija na ulazu u podsustav razvoda grijanja
$Q_{H;dis;ls}$	Wh	Toplinski gubici razvoda sustava grijanja
$Q_{H;dis;out}$	Wh	Toplinska energija na izlazu iz podsustava razvoda grijanja
$Q_{H;dis;rbl}$	Wh	Ukupni iskoristivi toplinski gubici razvoda grijanja
$Q_{H;nd}$	Wh	Potrebna energija za grijanje prostora zone/zgrade
$Q_{H;nd;inc}$	Wh	Potrebna energija za grijanje prostora zone/zgrade pri modificiranoj postavnoj temperaturi $\vartheta_{int;inc}$
$Q_{H;sto;bu;in;vol,Nvol,bu}$	Wh	Energija koju pomoćni grijač predaje spremniku
$Q_{H;sto;nd;in;vol,i}$	Wh	Energija koju je potrebno predati segmentu *i* da se zagrije na postavnu temperaturu spremnika
$Q_{H;sto;nsup}$	Wh	Deficit energija za potrebe podsustava razvoda grijanja
$Q_{H;sto;out}$	Wh	Energija koju spremnik predaje podsustavu razvoda grijanja
$Q_{H;sto;out;req}$	Wh	Energija koju je potrebno predati podsustavu razvoda grijanja
$Q_{H;sto;rbl;env}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici spremnika koji se predaju grijanom prostoru
$Q_{H;sto;sol;in;vol,1}$	Wh	Energija koju spremniku isporučuje sustav solarnih kolektora
$Q_{ls;rvd}$	Wh	Iskorišteni toplinski gubici sustava
Q_{rbl}	Wh	Iskoristivi toplinski gubici sustava
$Q_{sol;gen;h}$	Wh	Sunčeva energija koju solarni kolektor apsorbira
$Q_{sol;loop;ls;h}$	Wh	Toplinski gubici razvoda sustava solarnih kolektora
$Q_{sol;loop;out}$	Wh	Toplinska energija koju sustav solarnih kolektora predaje akumulacijskom spremniku
$Q_{sol;out;h}$	Wh	Toplinska energija koju solarni kolektori predaju radnom mediju
$Q_{sro;ls}$	Wh	Ukupni toplinski gubici spremnika

$Q_{sto;H;ubl}$	Wh	Ukupna iskoristiva akumulirana energija koja se može predati podsustavu razvoda grijanja
$Q_{sto;H;vol,i}$	Wh	Energija akumulirana u segmentu *i* za potrebe sustava grijanja
$Q_{sto;H;vol,i;ubl}$	Wh	Dostupna akumulirana energija segmenta *i* za potrebe sustava grijanja
$Q_{sto;ls;vol,i}$	Wh	Toplinski gubitak segmenta *i*
$Q_{sto;W;ubl}$	Wh	Ukupna akumulirana energija koja se može predati podsustavu razvoda PTV-a
$Q_{sto;W;vol,i}$	Wh	Akumulirana energija pojedinog segmenta spremnika
$Q_{sto;W;vol,i,ubl}$	Wh	Akumulirana energija koju segment *i* može predati podsustavu razvoda PTV-a
Q_{W}	Wh	Energija potrebna za pripremu potrošne tople vode
$Q_{W,sto;nsup}$	Wh	Deficit energije za potrebe podsustava razvoda PTV-a
$Q_{W,sto;out;vol,i;max}$	Wh	Maksimalna energija koju segment *i* može predati podsustavu razvoda PTV-a
$Q_{W;dis;aux;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici pomoćne energije podsustava razvoda PTV-a koji se vraćaju u prostor
$Q_{W;dis;aux;rvd}$	Wh	Pomoćna energija koja se vraća vodi u podsustavu razvoda PTV-a
$Q_{W;dis;in}$	Wh	Toplinska energija na ulazu u podsustav razvoda PTV-a
$Q_{W;dis;ls}$	Wh	Toplinski gubici cirkulacijske petlje sustava PTV-a kada pumpa radi
$Q_{W;dis;ls;total}$	Wh	Ukupni toplinski gubici razvoda sustava PTV-a
$Q_{W;dis;ncons}$	Wh	Energija koja se predaje sustavu PTV-a za pokrivanje toplinskih gubitaka cirkulacijske petlje
$Q_{W;dis;nom}$	Wh	Toplinski gubici cirkulacijske petlje sustava PTV-a kad pumpa ne radi
$Q_{W;dis;nom;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici cirkulacijske petlje razvoda PTV-a kad pumpa ne radi
$Q_{W;dis;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici cirkulacijske petlje razvoda PTV-a kad pumpa radi
$Q_{W;dis;stub}$	Wh	Toplinski gubici cjevovoda izvan cirkulacijske petlje sustava PTV-a
$Q_{W;dis;stub;rbl}$	Wh	Iskoristivi toplinski gubici razvoda PTV-a cjevovoda izvan cirkulacijske petlje
$Q_{W;dis;water,j}$	Wh	Toplina koju je voda predala okolišu uslijed hlađenja
$Q_{W;sto;out}$	Wh	Energija koja se predaje podsustavu razvoda PTV-a
$Q_{W;sto;out;req}$	Wh	Toplinska energija koju spremnik mora predati podsustavu razvoda PTV-a
$Q_{W;sto;out;vol,i}$	Wh	Stvarna energija koju segment *i* predaje podsustavu razvoda PTV-a
RF	-	Faktor zračenja grijača koji predaje toplinu zračenjem
$R_{H;max}$	kPa/m	Pad tlaka po duljini cjevovoda sustava grijanja
$r_{ren;termo}$	%	Udio obnovljivih izvora energije u ukupnoj isporučenoj energiji za rad termotehničkog sustava
$R_{W;max}$	kPa/m	Pad tlaka po duljini cjevovoda sustava PTV-a

t_{atap}	h	Vrijeme koje je prošlo od posljednje potrošnje tople vode do trenutka prije početka sljedeće potrošnje
t_{calc}	h	Proračunsko vrijeme
t_{ci}	h	Vremenski korak proračuna
t_{gnr}	h	Vrijeme rada kotla u promatranom vremenskom koraku
T_h*	Km^2/W	Reducirana temperaturna razlika kolektora
$t_{H;op}$	h/h	Vrijeme rada sustava grijanja
t_{ncons}	h/h	Period u kojem nema potrošnje vode
t_{rad}	h	Vrijeme rada ventilatora/dodatnih pumpi
t_{use}	h	Period korištenja kotla
t_{utap}	h	Vrijeme do iduće potrošnje tople vode
$t_{W;op}$	h/h	Vrijeme rada pumpe cirkulacijske petlje sustava PTV-a
$\dot{V}_{H;des}$	m^3/h	Projektni protok ogrjevnog medija u razvodu sustava grijanja
$V_{sto;tot}$	L	Volumen akumulacijskog spremnika
$V_{sto;use;W}$	L	Ukupni volumen vode koju spremnik predaje podsustavu razvoda PTV-a
$V_{sto;use;W;vol,i}$	L	Volumen vode koji segment *i* predaje podsustavu razvoda PTV-a
$V_{sto;vol,i}$	L	Volumen segmenta *i* akumulacijskog spremnika
$V_{sto;vol,k;nd,j}$	L	Volumen vode koji je potreban da se zamišljeni segment nadopuni nakon predaje vode podsustavu razvoda PTV-a
$V_{vol,j}$	L	Volumen vode koja ulazi u spremnik i vode u pojedinom segmentu
$V_{vol,j;vol,k}$	L	Volumen vode koji prolazi kroz granice između zamišljenih segmenata
$V_{W,j}$	m^3	Volumen vode u dionici *j*
$\dot{V}_{W;des}$	m^3/h	Projektni protok ogrjevnog medija u razvodu sustava PTV
$W_{bu;el}$	kWh	Električna energija koja se predaje električnom dogrijaču
W_{ctr}	Wh	Pomoćna energija za rad sustava regulacije
W_{dev}	Wh	Pomoćna energija za pogon ventilatora/dodatnih pumpi
$W_{em;ls;aux}$	Wh	Ukupna pomoćna energija podsustava predaje topline
W_{gnr}	Wh	Pomoćna energija potrebna za pogon kotla
$W_{H;dis}$	Wh	Pomoćna energija pumpe razvoda sustava grijanja za uobičajen rad
$W_{H;dis;boost}$	Wh	Pomoćna energija pumpe razvoda sustava grijanja za rad u „Boost“ modu
$W_{H;dis;hydr}$	Wh	Energija koju pumpa predaje fluidu u razvodu sustava grijanja
$W_{H;dis;setb}$	Wh	Pomoćna energija pumpe razvoda sustava grijanja za rad u „Setback“ modu
$W_{sol;aux}$	Wh	Pomoćna energija sustava solarnih kolektora

$W_{W;dis}$	Wh	Pomoćna energija pumpe razvoda sustava PTV-a za uobičajen rad
$W_{W;dis;boost}$	Wh	Pomoćna energija pumpe razvoda sustava PTV-a za rad u „Boost“ modu
$W_{W;dis;hydr}$	Wh	Energija koju pumpa predaje fluidu u razvodu sustava PTV-a
$W_{W;dis;setb}$	Wh	Pomoćna energija pumpe razvoda sustava PTV-a za rad u „Setback“ modu
z	m	Dubina ugradnje cijevi u zid
$\Delta p_{H;add}$	kPa	Pad tlaka u razvodu sustava grijanja zbog dodatnih otpora
$\Delta p_{H;des}$	kPa	Pad tlaka u razvodu sustava grijanja
$\Delta p_{W;add}$	kPa	Pad tlaka u razvodu sustava PTV-a zbog dodatnih otpora
$\Delta p_{W;des}$	kPa	Pad tlaka u razvodu sustava PTV-a
$\Delta \vartheta_{ctr}$	°C	Promjena temperature zbog regulacije
$\Delta \vartheta_{dis;des}$	°C	Razlika projektnih temperatura razvoda sustava grijanja
$\Delta \vartheta_{emb}$	°C	Promjena temperature zbog ogrjevnih tijela ugrađenih u građevne elemente zone
$\Delta \vartheta_{emb,1}$	°C	Promjena temperature temeljena na izvedbi sustava
$\Delta \vartheta_{emb,2}$	°C	Promjena temperature temeljena na specifičnim toplinskim gubicima kroz površine polaganja
$\Delta \vartheta_{exh}$	°C	Razlika temperature na izmjenjivaču topline
$\Delta \vartheta_{hydr}$	°C	Promjena temperature zbog načina hidrauličkog uravnoteženja sustava
$\Delta \vartheta_{int;inc}$	°C	Promjena postavne temperature zone zbog toplinskih gubitaka
$\Delta \vartheta_{rad}$	°C	Promjena temperature zbog zračenja
$\Delta \vartheta_{roomaut}$	°C	Promjena temperature uslijed regulacije temperature pojedinih prostorija unutar cijelog sustava
$\Delta \vartheta_{sto;vol,i}$	°C	Promjena temperature segmenta i
$\Delta \vartheta_{str}$	°C	Prostorna promjena temperature zbog stratifikacije
$\Delta \vartheta_{str,1}$	°C	Promjena temperature zbog nadtemperature medija ogrjevnog tijela
$\Delta \vartheta_{str,2}$	°C	Promjena temperature zbog položaja ogrjevnog tijela u grijanoj zoni
$\Delta \vartheta_{W}$	°C	Razlika temperature glavnog i povratnog voda cirkulacijske petlje
$\Delta \vartheta_{W;gen}$	°C	Najveća razlika temperature kroz generator
$\Phi_{em;out}$	kW	Projektno toplinsko opterećenje zone/zgrade
Φ_{Hemn}	W	Ukupni instalirani učin ogrjevnih tijela
ϑ_{brm}	°C	Temperatura prostorije u kojoj je smješten kotao
$\vartheta_{c;mn}$	°C	Srednja temperatura radnog medija u kotlu
$\vartheta_{col;avg;h}$	°C	Prosječna temperatura radnog medija u solarnom kolektoru
$\vartheta_{e;comb}$	°C	Prosječna temperatura vanjskog zraka

$\vartheta_{e;h}$	°C	Temperatura vanjskog zraka
$\vartheta_{gnr;min}$	°C	Minimalna operativna temperatura kotla
$\vartheta_{gnr;test;P0}$	°C	Prosječna temperatura vode u kotlu na ispitnim temperaturama, u stanju pripravnosti
$\vartheta_{gnr;test;Pint}$	°C	Prosječna temperatura vode u kotlu na ispitnim temperaturama, pri djelomičnom opterećenju
$\vartheta_{gnr;test;Pn}$	°C	Prosječna temperatura vode u kotlu na ispitnim temperaturama, pri punom opterećenju
$\vartheta_{H;mean}$	°C	Srednja temperatura vode u podsustavu razvoda grijanja
$\vartheta_{H;out;min}$	°C	Minimalna potrebna temperatura polaznog voda razvoda sustava grijanja
$\vartheta_{Hc;mn}$	°C	Srednja temperatura medija u izmjenjivaču topline kruga pomoćnog grijača
$\vartheta_{Hc;RT}$	°C	Temperatura medija u povratnom vodu kruga pomoćnog grijača
ϑ_{i}	°C	Temperatura prostorije
$\vartheta_{int;inc}$	°C	Modificirana (uvećana) postavna temperatura zone
$\vartheta_{int;ini}$	°C	Početna postavna temperatura zone
ϑ_{j}	°C	Temperatura volumena svježe vode i volumena vode pojedinog segmenta prije predaje vode sustavu PTV-a
$\vartheta_{m;s}$	°C	Prosječna temperatura u polaznom vodu razvoda grijanja
ϑ_{mean}	°C	Srednja temperatura vode u kotlu
$\vartheta_{r;des}$	°C	Projektna temperatura povratnog voda razvoda grijanja
$\vartheta_{r;s}$	°C	Prosječna temperatura u povratom vodu razvoda grijanja
$\vartheta_{s;des}$	°C	Projektna temperatura polaznog voda razvoda grijanja
$\vartheta_{sol;loop;in}$	°C	Temperatura radnog medija na ulazu u solarne kolektore
$\vartheta_{sol;mn}$	°C	Srednja temperatura medija u izmjenjivaču topline kruga solarnih kolektora
$\vartheta_{sto;set;on}$	°C	Postavna temperatura spremnika
$\vartheta_{sto;set;on;bu}$	°C	Postavna temperatura paljenja pomoćnog grijača
$\vartheta_{sto;vol,i}$	°C	Temperatura vode u segmentu *i*
$\vartheta_{sto;vol,k}$	°C	Temperatura segmenta *i* nakon predaje vode podsustavu razvoda PTV-a
$\vartheta_{sto;vol,Nvol,bu}$	°C	Temperatura vode u segmentu $N_{vol,bu}$
ϑ_{W}	°C	Temperatura potrošne tople vode
$\vartheta_{W;atap}$	°C	Temperatura vode na kraju perioda t_{ncons}
$\vartheta_{W;avg,j}$	°C	Prosječna temperatura tople vode u dionici *j*
$\underline{\vartheta}_{W;begin}$	°C	Temperatura vode na početku perioda t_{ncons}
$\vartheta_{W;cold}$	°C	Temperatura svježe vode
$\vartheta_{W;em;mean,j}$	°C	Srednje temperatura vode u dionici *j* izvan cirkulacijske petlje razvoda PTV-a
$\vartheta_{W;enter}$	°C	Temperatura vode na ulazu u promatrani spremnik
$\vartheta_{W;mean}$	°C	Srednja temperature vode u cirkulacijskoj petlji podsustava razvoda PTV-a

$\vartheta_{W;out;min}$	°C	Minimalna temperatura polaza PTV-a
$\vartheta_{X;amb,j}$	°C	Temperatura okolišnog zraka dionice *j* podsustava razvoda grijanja ili podsustava razvoda PTV-a
ϑ'_{str}	°C/m	Temperaturni gradijent zraka
Ψ	W/(mK)	Linijski koeficijent toplinskog gubitka cijevi
$\beta_{H;dis}$	-	Faktor opterećenja podsustava razvoda grijanja
β_{int}	-	Faktor opterećenja kotla pri djelomičnom opterećenju
$\beta_{W;dis}$	-	Faktor opterećenja podsustava razvoda PTV-a
$\varepsilon_{em;ls;an}$	-	Godišnji faktor izdatka
$\varepsilon_{H,dis}$	-	Faktor potrošnje energije pumpe u razvodu sustava grijanja
$\varepsilon_{W,dis}$	-	Faktor potrošnje energije pumpe u razvodu sustava PTV-a
η_0	-	Maksimalna učinkovitost kolektora
$\eta_{col;h}$	-	Stvarna učinkovitost solarnog kolektora
$\eta_{gnr;Pint}$	-	Učinkovitost kotla pri djelomičnom opterećenju kao funkcija nazivne snage kotla
$\eta_{gnr;Pint;corr}$	-	Korigirana učinkovitost kotla pri djelomičnom opterećenju
$\eta_{gnr;Pn}$	-	Učinkovitost kotla pri punom opterećenju kao funkcija nazivne snage kotla
$\eta_{gnr;Pn;corr}$	-	Korigirana učinkovitost kotla pri punom opterećenju
λ_D	W/(mK)	Toplinska vodljivost izolacije
λ_P	W/(mK)	Toplinska vodljivost cijevi
λ_{em}	W/(mK)	Toplinska vodljivost materijala dijela zida u koji je položena cijev
ρ_W	kg/m^3	Gustoća vode

SAŽETAK

U ovom radu razvijen je računalni program za simulaciju i optimizaciju solarnog toplovodnog sustava koji se koristi za potrebe grijanja prostora i pripremu potrošne tople vode. Program je temeljen na metodama proračuna prema normama iz skupine normi EN 15316:2017 i normi prEN 15316-5:2021. U navedenim normama pronađene su nepravilnosti i nedostaci te su ovim radom dani prijedlozi korekcije korištenih metoda proračuna. Proračun se provodi na satnoj razini tijekom godine za odabranu „gotovo nula energetsku zgradu“, za klimatsko područje grada Zagreba. Određuje se troškovno optimalno rješenje termotehničkog sustava te se dobiveni rezultati uspoređuju s rezultatima dobivenim u programu *MGIPU Energetski Certifikator*. Također je provedena analiza utjecaja pojedinih parametara termotehničkog sustava na energetsku učinkovitost sustava.

Ključne riječi: simulacija i optimizacija solarnog toplovodnog sustava, isporučena i primarna energija zgrade, energetska učinkovitost termotehničkog sustava, set normi EN 15316:2017, prEN 15316-5:2021, MGIPU Energetski Certifikator

SUMMARY

In this thesis, an appropriate computer program was developed for simulation and optimization of the solar hot water system, used for space heating and domestic hot water needs. The program is based on calculation methods according to the set of standards EN 15316:2017 and standard prEN 15316-5:2021. Errors and shortcomings were found in the mentioned standards and thus in this paper are given suggestions for the correction of the used calculation methods. The calculation is carried out on an hourly basis during the year for the selected "nearly zero-energy building", for the climate area of the city of Zagreb. The cost-optimal solution of thermotechnical system is determined, and the obtained results are compared with the results obtained in the *MGIPU Energetski Certifikator*. An analysis of the influence of certain parameters of the thermotechnical system on the energy efficiency of the system was also performed.

Key words: simulation and optimization of solar water heating system, delivered and primary energy of the building, energy efficiency of thermotechnical system, set of standards EN 15316:2017, prEN 15316-5:2021, MGIPU Energetski Certifikator

1. UVOD

Zgrade su odgovorne za otprilike 40% ukupne potrošnje energije u Europskoj uniji, pa tako i u Republici Hrvatskoj. Iz tog razloga su donesene mjere čiji je cilj smanjiti potrošnju energije u zgradarstvu i potaknuti korištenje energije iz obnovljivih izvora kako bi se smanjila energetska ovisnost Europske unije i emisija stakleničkih plinova. Prema direktivi 2010/31/EZ Europskog parlamenta i vijeća od država članica Europske unije se traži da od 31. prosinca 2020. godine sve nove zgrade moraju biti zgrade gotovo nulte energije. „Zgrada gotovo nulte energije“ je zgrada koja ima vrlo visoku energetsku učinkovitost i koja većinu potrebne energije preuzima iz obnovljivih izvora energije. [1]

Sunčevo zračenje jedan je od najdostupnijih obnovljivih izvora energije na Zemlji. Osim što se može koristiti za dobivanje električne energije primjenom koncentrirajućih kolektora ili fotonaponskih ćelija, sunčevo zračenje se može koristiti za direktno zagrijavanje vode i zraka primjenom solarnih kolektora koji apsorbiraju sunčevo zračenje te dobivenu energiju predaju radnom mediju. U pravilu, raspoloživost sunčeve energije je najmanja u razdoblju kada su potrebe za toplinskom energijom najveće. Zbog tog se u solarne toplovodne sustave ugrađuju akumulacijski spremnici, koji skladište višak prikupljene energije, koja se naknadno koristi u periodu kada je sunčevo zračenje slabo ili ga nema. Sustav solarnih kolektora, uključujući akumulacijski spremnik, nužno je pravilno dimenzionirati kako bi se postigla dovoljno visoka temperatura za učinkovito korištenje energije, ali ne previsoka čime se smanjuje učinkovitost i skraćuje životni vijek sustava. U pravilu se uz solarne kolektore koriste pomoćni grijači koji pokrivaju potrebu za toplinskom energijom kada ju solarni kolektori ne mogu zadovoljiti. Prilikom projektiranja solarnog toplovodnog sustava također je potrebno uzeti u obzir investicijske troškove sustava, pogonske troškove za pogon pomoćnog grijača i količinu energije koju solarni kolektori isporučuju sustavu.

Cilj rada je odrediti ukupno isporučenu i primarnu energiju odabrane gotovo nula energetske zgrade te odrediti troškovno optimalno rješenje solarnog toplovodnog sustava. Za određivanje energetske učinkovitosti zgrade, nove ili postojeće, i dimenzioniranje solarnog toplovodnog sustava provode se kompleksni proračuni prema skupini norma EN 15316. Kako bi izračun bio brži i pouzdaniji, razvijeni su razni računalni programi. U ovom radu, primjenom određenih normi iz skupine normi EN 15316:2017 te norme prEN 15316-5:2021, razvijen je računalni program prema kojem se na satnoj razini tijekom godine proračunavaju energijski zahtjevi

termotehničkog sustava te određuje troškovno optimalno rješenje sustava. U navedenim normama otkrivene su razne greške i nedostaci proračuna koje su prilikom razvijanja predmetnog programa ispravljene. Prijedlozi korekcija metoda proračuna prikazani su u ovom radu. Dobiveni rezultati su uspoređeni s rezultatima dobivenim programom *MGIPU Energetski Certifikator*. Također, u radu je ispitan utjecaj pojedinih elemenata termotehničkog sustava na energetsku učinkovitost.

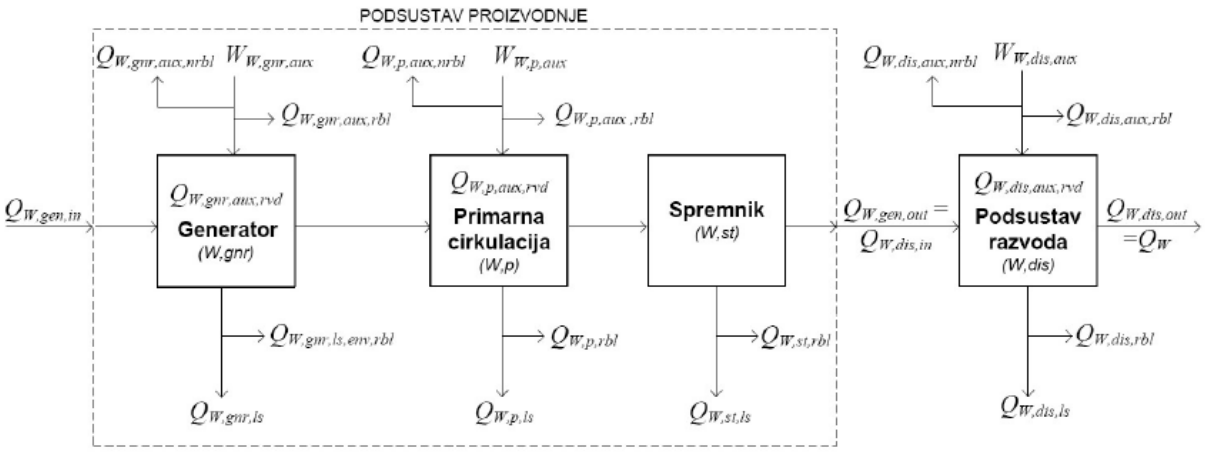
2. OPIS KORIŠTENIH METODA PRORAČUNA SUSTAVA PREMA SKUPINI NORMA EN 15316:2017

Energijski zahtjevi i energetska učinkovitost termotehničkih sustava zgrada se određuju prema proračunima opisanim u normama iz grupe EPB standarda EN 15316. Navedenim proračunima se u konačnici dobiva energija koju je potrebno dovesti termotehničkom sustavu za potrebe grijanja prostora i/ili pripremu potrošne tople vode, prema kojoj se određuje isporučena i primarna energija zgrade. U ovom radu se za potrebe dinamičke simulacije i optimizacije termotehničkog sustava zgrade koriste metode proračuna opisane u skupini priručnika CEN-CE:WP3 D3.3 baziranih na grupi norma EN 15316:2017 te normi prEN 15316:2021.

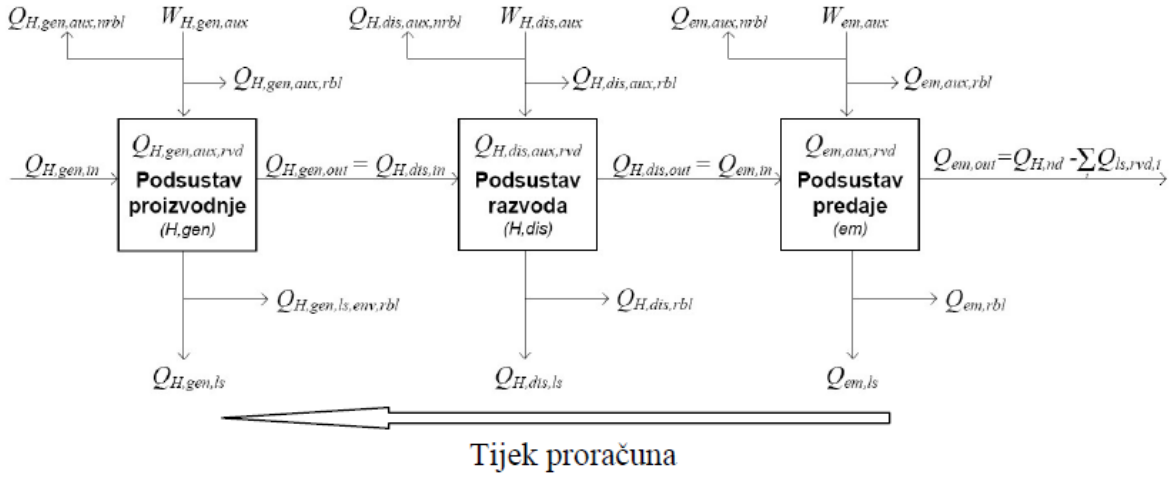
U ovom poglavlju dan je pregled korištenih proračunskih metoda prema normi EN 15316-2:2017 koja opisuje proračun podsustava predaje topline prostoru, normi EN 15316-3:2017 koja opisuje proračun podsustava razvoda sustava grijanja i PTV-a, normi EN 15316-4-1:2017 koja opisuje proračun podsustava proizvodnje topline izgaranjem (kotlovi), normi EN 15316-4-3:2017 koja opisuje proračun solarnog toplovodnog sustava i normi prEN 15316-5:2021 koja opisuje proračun akumulacijskog spremnika. Na kraju opisa svake metode dani su komentari s predloženim izmjenama postupka proračuna i jednadžba s ciljem povećanja točnosti navedenih metoda.

Slijed izraza za proračun energijskih zahtjeva i učinkovitosti termotehničkih sustava u zgradama opisan u navedenim normama načelno je formiran kako bi se omogućio kontinuiran izračun cijelog sustava. Proračun sustava prema svakoj normi započinje s izračunom toplinske energije na izlazu iz podsustava, a završava izračunom toplinske energije na ulazu u podsustav. Izračunata vrijednost toplinske energije jednog podsustava se koristi kao ulazni podatak proračuna drugog podsustava. Prema tome, proračun započinje od podsustava predaje topline prostoru, zatim slijedi podsustav razvoda te završava s podsustavom proizvodnje toplinske energije (Slika 1).

PRIPREMA PTV-a



GRIJANJE



Slika 1. Podjela termotehničkog sustava grijanja i pripreme potrošne tople vode na podsustave s prikazom ulazno/izlaznih veličina [2]

2.1. Priručnik EN 15316-2 [3]

Priručnik baziran na normi **Energy performance of buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 2: Space emission systems (heating and cooling), Module M3-5, M4-5 (EN 15316-2:2017)** [3] definira:

- potrebne ulazne podatke
- metodu proračuna za određivanje:
  - toplinskih gubitaka podsustava predaje topline sustava grijanja
  - pomoćne energije podsustava predaje topline sustava grijanja
  - povećanja unutarnje temperature uslijed toplinskih gubitaka

- energiju koju je potrebno dovesti podsustavu predaje topline prostoru

Proračun prema ovoj normi uključuje utjecaj:

- neravnomjerne raspodjele temperature u prostoriji, odnosno visine grijane prostorije
- vrste ogrjevnih tijela
- temperaturnog režima ogrjevnog medija
- vrste i načina rada sustava regulacije

Glavni ulazni podaci u proračunu podsustava predaje topline su potrebna toplinska energija za grijanje zone (zgrade) $Q_{\mathrm{H;nd}}$ i postavna temperatura zone $\vartheta_{\mathrm{int;ini}}$. Vremenski korak proračuna je jedan sat.

2.1.1. Opis metode proračuna

Proračun započinje određivanjem toplinskih gubitaka podsustava predaje topline. Ulazna veličina u proračunu je toplinska energija koju ogrjevna tijela predaju u grijani prostor $Q_{\mathrm{em,out}}$. Ova vrijednost računa se iterativno prema jednadžbi:

$$Q_{\mathrm{em;out}} = Q_{\mathrm{H;nd}} - \sum_{i} Q_{\mathrm{ls;rvd},i}\ , [\mathrm{Wh}] \qquad (1)$$

Gdje je član $\Sigma Q_{\mathrm{ls;rvd},i}$ zbroj svih iskorištenih toplinskih gubitaka sustava grijanja i pripreme potrošne tople vode, pri čemu iskorišteni gubitak $Q_{\mathrm{ls;rvd},i}$ predstavlja stvarno iskorišteni dio pojedinog iskoristivog gubitka $Q_{\mathrm{rbl},i}$. Iskorišteni gubici su u slučaju satnog proračuna jednaki iskoristivim gubicima.

Proračun započinje tako da se u prvom iterativnom koraku definira da je $Q_{\mathrm{em;out}} = \min(Q_{\mathrm{H;nd}}; \Phi_{\mathrm{Hemn}} \cdot t_{\mathrm{ci}})$, a nakon što se temeljem toga izračuna $\Sigma Q_{\mathrm{ls;rvd},i}$, u narednim iteracijama se $Q_{\mathrm{em,out}}$ računa prema izrazu (1), sve dok apsolutna razlika vrijednosti $Q_{\mathrm{em;out}}$ iz posljednja dva koraka ne bude manja od 1.

Zbog toplinskih gubitaka podsustava predaje topline dolazi do povećanja postavne temperature zone $\vartheta_{\mathrm{int;ini}}$. Promjena temperature uslijed gubitaka se određuje prema sljedećem izrazu:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{int;inc}} = \Delta\vartheta_{\mathrm{str}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{ctr}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{rad}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{hydr}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{roomaut}}, [°\mathrm{C}] \qquad (2)$$

Odnosno, modificirana (uvećana) postavna temperatura zone uslijed toplinskih gubitaka podsustava predaje topline je određena prema:

$$\vartheta_{\mathrm{int;inc}} = \vartheta_{\mathrm{int;ini}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{int;inc}}, [°\mathrm{C}] \qquad (3)$$

Gdje su:

$\vartheta_{int;ini}$ – početna postavna temperatura zone, [°C]

$\Delta\vartheta_{str}$ – prostorna promjena temperature zbog stratifikacije, [°C]

$\Delta\vartheta_{ctr}$ – promjena temperature zbog regulacije, [°C]

$\Delta\vartheta_{rad}$ – promjena temperature zbog zračenja, ovisno o vrsti sustava predaje topline, [°C]

$\Delta\vartheta_{hydr}$ – promjena temperature zbog načina hidrauličkog uravnoteženja sustava, [°C]

$\Delta\vartheta_{roomaut}$ – promjena temperature uslijed regulacije temperature pojedinih prostorija unutar cijelog sustava, [°C]

Vrijednosti pojedinih članova promjene postavne temperature dane su u priručniku [3].

Odabir podataka za određivanje $\Delta\vartheta_{str}$ i $\Delta\vartheta_{ctr}$ se vrši prema tipu ogrjevnih tijela i visini prostora. Dodatno, ovisno o visini prostorije, vrijednosti $\Delta\vartheta_{str}$ i $\Delta\vartheta_{rad}$ je potrebno odrediti računski. Tako se $\Delta\vartheta_{str}$ u slučaju kada je visina prostorije niža od ili jednaka 4 m određuje izračunom srednje vrijednosti prema podacima glavnih utjecajnih parametara: nadtemperature medija ogrjevnog tijela, $\Delta\vartheta_{str,1}$ i položaja ogrjevnog tijela u grijanoj zoni, $\Delta\vartheta_{str,2}$, prema izrazu:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{str}} = \left(\Delta\vartheta_{\mathrm{str},1} + \Delta\vartheta_{\mathrm{str},2}\right)/2, [°\mathrm{C}] \quad (4)$$

U slučaju kada je visina prostorije viša od 4 m, vrijednost $\Delta\vartheta_{str}$ se određuje prema jednadžbi:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{str}} = 10\,\frac{\vartheta'_{\mathrm{str}}}{a} \cdot (0{,}5 \cdot h_{\mathrm{R}} - b), [°\mathrm{C}] \quad (5)$$

Gdje su:

h_R – visina prostorije, [m]

ϑ'_{str} – temperaturni gradijent zraka, [°C/m]

a = 16 °C i b = 1,1 m

Vrijednost $\Delta\vartheta_{rad}$ za prostorije visine manje ili jednake 4 m iznosi 0, a u slučaju kada je visina prostorije iznad 4 m određuje se prema izrazu:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{rad}} = 10\left[\frac{0{,}36}{RF + 0{,}2} + 0{,}354 \cdot \left(\frac{70}{p_{\mathrm{h}}}\right)^{0{,}12} \cdot \left(\frac{10}{h_{\mathrm{R}}}\right)^{0{,}15} - 0{,}9\right], [°\mathrm{C}] \quad (6)$$

Gdje su:

RF – faktor zračenja grijača koji predaje toplinu zračenjem, [–]

p_h – specifični toplinski učin grijača, [W/m^2]

Pomoću određene vrijednosti modificirane postavne temperatura $\vartheta_{int;inc}$ određuje se modificirana (uvećana) vrijednost toplinske energije potrebne za grijanje prostora zone $Q_{H;nd;inc}$ prema normi HRN EN ISO 13790:2008, odnosno normi HRN EN ISO 52016-1:2017.

Napomena: U slučaju kada je $Q_{H;nd} = 0 \rightarrow Q_{H;nd;inc} = 0$.

Pomoću $Q_{H;nd;inc}$ se proračunava uvećana toplina koju ogrjevna tijela predaju grijanom prostoru uslijed povećanja unutarnje postavne temperature prema izrazu:

$$Q_{em;out;inc} = Q_{H;nd;inc} - \sum_i Q_{ls;rvd,i}\,, [\mathrm{Wh}] \tag{7}$$

U prvom koraku iterativnog proračuna se pretpostavlja da je $Q_{em;out;inc} = \min(Q_{H;nd;inc}; \Phi_{Hemn} \cdot t_{ci})$, a kasnije se iterativnim postupkom korištenjem izraza (7) proračunava sve dok apsolutna razlika vrijednosti $Q_{em;out;inc}$ u posljednja dva koraka ne bude manja od 1. Kako bi se spriječilo beskonačno izvođenje iteracije, do čega dolazi zato što vrijednosti $Q_{em;out}$ i $Q_{em;out;inc}$ ne konvergiraju, provodi se maksimalno 100 iteracija, nakon čega se uzima vrijednost dobivena u posljednjoj iteraciji.

Prije određivanja ukupnih toplinskih gubitaka podsustava predaje topline potrebno je odrediti toplinske gubitke koji se javljaju zbog ogrjevnih tijela ugrađenih u građevne elemente zone prema izrazu:

$$Q_{emb;ls} = Q_{em;out;inc} \cdot \left(\frac{\Delta\vartheta_{emb}}{\vartheta_{int;inc} - \vartheta_{e;comb}}\right), [\mathrm{Wh}] \tag{8}$$

Gdje su:

$\vartheta_{e;comb}$ – prosječna temperatura vanjskog zraka, [°C]; $\vartheta_{e;comb} = \vartheta_e$

$\Delta\vartheta_{emb}$ – promjena temperature temeljena na toplinskim gubicima ogrjevnih tijela ugrađenih u građevne elemente zone, [°C]

$$\Delta\vartheta_{emb} = (\Delta\vartheta_{emb,1} + \Delta\vartheta_{emb,2})/2, [°\mathrm{C}] \tag{9}$$

$\Delta\vartheta_{emb,1}$ – promjena temperature temeljena na izvedbi sustava, [°C]

$\Delta\vartheta_{emb,2}$ – promjena temperature temeljena na specifičnim toplinskim gubicima kroz površine polaganja, [°C]

Ukupni toplinski gubici podsustava predaje topline se računaju prema sljedećem izrazu:

$$Q_{em;ls} = \max\left(Q_{em;out;inc} - Q_{em;out} + Q_{emb;ls}; 0\right), [\mathrm{Wh}] \tag{10}$$

Iz dobivenih rezultata moguće je odrediti karakterističnu vrijednost podsustava predaje topline (godišnji faktor izdatka) prema izrazu:

$$\varepsilon_{em;ls,an} = \frac{Q_{em;out,annual} + Q_{em;ls,annual}}{Q_{em;out,annual}}, [-] \tag{11}$$

Bitno je napomenuti da povećanje unutarnje postavne temperature $\vartheta_{int;ini}$ za vrijednost $\Delta\vartheta_{int;inc}$ može dovesti do precjenjivanja toplinskih gubitaka podsustava predaje topline. Razlog tomu je

činjenica da $\Delta\vartheta_{\text{int;inc}}$ u stvarnosti može uzrokovati veće povećanje temperature zraka u zoni naspram povećanja srednje temperature površina zone. S obzirom na to da postavna temperatura zapravo predstavlja operativnu temperaturu zone (težinski osrednjena vrijednost temperature zraka zone i srednje temperature površina zone), u stvarnosti je povećanje temperature nešto manje, ali se uvedena greška zbog pojednostavljenja proračuna zanemaruje.

U drugom koraku proračuna podsustava predaje topline određuje se potrebna pomoćna energija. Za slučaj prostorija visine manje ili jednake 4 m odvojeno se određuje pomoćna energija za ventilatore/dodatne pumpe i sustav regulacije. Pomoćna energija za pogon ventilatora/dodatne pumpe se određuje prema jednadžbi:

$$W_{\text{dev}} = \sum P_{\text{dev}} \cdot n_{\text{dev}} \cdot t_{\text{rad}}\,, [\text{Wh}] \tag{12}$$

Gdje su:

P_{dev} – nazivna električna snaga ventilatora/dodatne pumpe, [W]

n_{dev} – broj ventilatora/dodatnih pumpi, [–]

t_{rad} – vrijeme rada ventilatora/dodatne pumpe, [h]; određuje se prema izrazu iz Algoritma [2]:

$$t_{\text{rad}} = \frac{Q_{\text{em;out}}}{\Phi_{\text{Hemn}}} \tag{13}$$

Φ_{Hemn} – instalirani učin ogrjevnih tijela u zoni, [W]

Pomoćna energija potrebna za rad sustava regulacije određuje se prema izrazu:

$$W_{\text{ctr}} = P_{\text{ctr}} \cdot n_{\text{ctr}} \cdot t_{\text{ci}}, [\text{Wh}] \tag{14}$$

Gdje su:

P_{ctr} – električna snaga regulatora, [W]

n_{ctr} – broj regulatora, [–]

t_{ci} – vremenski korak proračuna, [h]; t_{ci} = 1 h.

Napomena: Pretpostavlja se da sustav regulacija radi kroz cijelu godinu.

Ukupna pomoćna energija podsustava predaje topline prostoru se računa prema izrazu:

$$W_{\text{em;ls;aux}} = W_{\text{dev}} + W_{\text{ctr}}, [\text{Wh}] \tag{15}$$

U slučaju kada je visina prostorija iznad 4 m, odnosno sustava s direktnim grijanjem, ukupna pomoćna energija se računa prema sljedećem izrazu:

$$W_{\text{em;ls;aux}} = \sum P_{\text{H;aux}} \cdot n_{\text{H;aux}} \cdot t_{\text{rad}}, [\text{Wh}] \tag{16}$$

Gdje su:

$P_{H;aux}$ – nazivna električna snaga uređaja koji predaje i/ili proizvodi toplinsku energiju koja se predaje prostoru, [W]

$n_{H;aux}$ – broj uređaja, [–]

U posljednjem koraku proračuna određuju se iskoristivi toplinskih gubici koji se vraćaju u grijani prostor, vraćena pomoćna energija radnom mediju te toplinska energija koju je potrebno isporučiti podsustavu predaje topline u promatranom vremenskom koraku.

Vraćena pomoćna energija radnom mediju se određuje prema sljedećoj jednadžbi:

$$Q_{\mathrm{em;aux;rvd}} = 0{,}75 \cdot W_{\mathrm{dev}}, [\mathrm{Wh}] \quad (17)$$

Gdje je u slučaju sustava s direktnim grijanjem $W_{dev} = W_{em;ls;aux}$.

Proračun iskoristivih toplinskih gubitaka pomoćne energije koja se vraća u prostor se određuje sljedećim izrazom:

$$Q_{\mathrm{em;aux;rbl}} = 0{,}25 \cdot W_{\mathrm{dev}} + W_{\mathrm{ctr}}, [\mathrm{Wh}] \quad (18)$$

Iskoristivi toplinski gubici podsustava predaje topline iznose:

$$Q_{\mathrm{em;rbl}} = 0, [\mathrm{Wh}] \quad (19)$$

Toplinska energija koju je potrebno isporučiti podsustavu predaje topline se određuje prema sljedećem izrazu:

$$Q_{\mathrm{em;in}} = Q_{\mathrm{H;dis;out}} = Q_{\mathrm{em;out}} - Q_{\mathrm{em;aux;rvd}} + Q_{\mathrm{em;ls}}, [\mathrm{Wh}] \quad (20)$$

2.1.2. Komentar izmjena metode proračuna

Kod proračuna modificirane potrebne toplinske energije za grijanje zgrade $Q_{H;nd;inc}$ dodana je napomena da ona iznosi 0 u slučaju kada je $Q_{H;nd} = 0$. Zbog povećanja unutarnje postavne temperature, u proračunu potrebne toplinske energije za grijanje zgrade javlja se potreba za toplinskom energijom u satima kada za slučaj početne postavne temperature $\vartheta_{int;ini}$ potrebe za toplinskom energijom nema. Bez tog uvjeta bi se proračunom dobivali toplinski gubici podsustava predaje topline u satima kada sustav grijanja ne radi.

Naknadno, moguće je postaviti uvjet da ako je $Q_{H;nd} < 50$ Wh, da tada pretpostavljamo da je $Q_{em;out} = 0$. S obzirom na to da se satnom metodom proračuna potrebne toplinske energije prema normi EN ISO 13790:2008, odnosno EN ISO 52016-1:2017 $Q_{H;nd}$ određuje razlikom između postavne temperature i izračunate temperature prostora u slučaju kada ne postoji sustav grijanja, vrlo niski iznos $Q_{H;nd}$ se dobije u slučaju vrlo malih razlika navedenih temperatura. U pravilu,

sustav regulacije temperature prostora ne može detektirati male razlike u temperaturi prostora pa se može pretpostaviti da u se tim slučajevima sustav grijanja neće uključiti. Iznos od 50 Wh je iskustveno odabran. Pravilniji način eliminacije niskih vrijednosti $Q_{\mathrm{H;nd}}$ bi bio kada bi se tijekom proračuna potrebne toplinske energije za grijanje zgrade eliminirale sve vrijednosti $Q_{\mathrm{H;nd}}$ koje se javljaju pri vrlo niskim razlikama temperatura.

Kod izračuna $Q_{\mathrm{em;out}}$ i $Q_{\mathrm{em;out;inc}}$ po iterativnom postupku prema jednadžbama (1) i (7), u normi je predloženo da se iteracija vrši sve dok nije zadovoljen sljedeći uvjet:

$$\left|\frac{Q_{\mathrm{em;out};N} - Q_{\mathrm{em;out};N-1}}{Q_{\mathrm{em;out};N-1}}\right| \leq 0{,}01 \tag{21}$$

U ovom radu je predloženo da se iteracija vrši sve dok apsolutna razlika između dva iterativna koraka ne bude manja od 1, odnosno:

$$\left|Q_{\mathrm{em;out};N} - Q_{\mathrm{em;out};N-1}\right| \leq 1 \tag{22}$$

Ovime se povećava točnost rezultata i izbjegava se rijetki slučaj gdje tijekom iteracije nazivnik može postati jednak 0, uslijed čega dolazi do pojave greške tijekom proračuna sustava. Ako bi se koristio uvjet prema jednadžbi (21), problem se može riješiti postavljanjem dodatnog uvjeta pri kojem se u slučaju $Q_{\mathrm{em;out};N\text{-}1} = 0$ izlazi iz petlje iteracije za trenutni vremenski korak te uzima vrijednost $Q_{\mathrm{em;out}} = 0$. Dodatno, bitno je naglasiti da se jednadžbama (1) i (7) te uvjetom iteracije zapravo vrši provjera te se zbog toga u slučaju finalne iteracije kao konačna vrijednost $Q_{\mathrm{em;out}}$, odnosno $Q_{\mathrm{em;out;inc}}$ ne uzima vrijednost $Q_{\mathrm{em;out};N}$, već $Q_{\mathrm{em;out};N\text{-}1}$.

Kod proračuna toplinskih gubitaka podsustava predaje topline $Q_{\mathrm{em;ls}}$ prema jednadžbi (10) dodan je uvjet prema kojem se uzima maksimalna vrijednost između proračunate vrijednosti i 0. Ovaj uvjet je dodan zbog rijetkog slučaja gdje uslijed iteracije $Q_{\mathrm{em;out}}$ toplinski gubici mogu postati negativni, što utječe na konačne rezultate proračuna sustava.

Postupak proračuna potrebne pomoćne energije za pogon ventilatora/dodatnih pumpi uzimajući u obzir vrijeme rada pomoćne opreme t_{rad} preuzet je iz nacionalnog Algoritma [2]. U priručniku norme je predloženo da pomoćni uređaji i regulacija rade samo u satima kada radi sustav grijanja. U tom bi slučaju pomoćna energija za pogon uređaja bila precijenjena, a pomoćna energija regulacije podcijenjena. Predložena izmjena povećava točnost proračuna pomoćne energije u podsustavu predaje topline.

Uz navedene promjene metode proračuna, ispravljeni su pojedini tipfeleri i greške u zapisu radi lakšeg razumijevanja proračuna. S obzirom na to da se ove greške mogu lagano uočiti i nemaju značajan utjecaj na proračun, one se neće navoditi u ovom radu.

2.2. Priručnik EN 15316-3 [4]

Priručnik baziran na normi **Energy performance of buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 3: Space distribution systems (DHW, heating and cooling), Module M3-6, M4-6, M8-6 (EN 15316-3:2017)** [4] definira:

- potrebne ulazne podatke
- metodu proračuna za određivanje:
  - toplinskih gubitaka podsustava razvoda sustava grijanja i sustava potrošne tople vode
  - pomoćne energije podsustava razvoda sustava grijanja i sustava potrošne tople vode
- energiju koju je potrebno dovesti podsustavu razvoda sustava grijanja i sustava potrošne tople vode

Proračun prema ovoj normi uključuje utjecaj:

- izolacije cijevi
- duljine cjevovoda
- Postojanje cirkulacijske petlje sustava PTV-a
- Profila potrošnje PTV-a
- Regulacije pumpe

Glavni ulazni podatak u proračun podsustava razvoda grijanja je toplinska energija koju je potrebno isporučiti podsustavu predaje topline $Q_{\mathrm{em;in}}$, a glavni ulazni podatak u proračunu podsustava razvoda potrošne tople vode je potrebna toplinska energija za pripremu potrošne tople vode Q_{W}. Vrijednost $Q_{\mathrm{em;in}}$ se određuje prema postupku opisanom u normi EN 15316-2:2017, a vrijednost Q_{W} se određuje prema postupku opisanom u nacionalnom Algoritmu [2]. Vremenski korak proračuna je jedan sat.

2.2.1. Opis metode proračuna

U prvom koraku proračuna potrebno je odrediti srednju temperaturu vode u podsustavu razvoda grijanja prema sljedećoj jednadžbi:

$$\vartheta_{\mathrm{H;mean}} = \frac{\vartheta_{\mathrm{m;s}} + \vartheta_{\mathrm{m;r}}}{2}, [°\mathrm{C}] \tag{23}$$

Gdje su:

$\vartheta_{m;s}$ – prosječna temperatura ogrjevnog medija u polaznom vodu sustava grijanja u trenutnom vremenskom koraku, [°C]

$\vartheta_{m;r}$ – prosječna temperatura ogrjevnog medija u povratnom vodu sustava grijanja u trenutnom vremenskom koraku, [°C]

Napomena: U daljnjem tekstu indeks Z = s za polazni vod, Z = r za povratni vod.

Prosječna temperatura polaza i povrata ogrjevnog medija sustava grijanja u trenutnom vremenskom koraku se određuju prema postupku opisanom u nacionalnom Algoritmu [2]. Za slučaj regulacije prema unutrašnjoj temperaturi uz pomoć termostatskih ventila, sa sobnim termostatom, određuju se prema sljedećem izrazu:

$$\vartheta_{m;Z} = \left(\vartheta_{Z;des} - \vartheta_i\right) \cdot \beta_{H;dis}^{\frac{1}{n}} + \vartheta_i \tag{24}$$

Gdje su:

$\vartheta_{m;Z}$ – temperatura ogrjevnog medija u vodu Z, [°C]

$\vartheta_{Z;des}$ – projektna temperatura ogrjevnog medija voda Z, [°C]

ϑ_i – temperatura prostorije, [°C]

n – eksponent sustava predaje topline, [–]; vrijednosti dane u Algoritmu [2]

$\beta_{H;dis}$ – faktor opterećenja podsustava razvoda grijanja, [–]

$$\beta_{H;dis} = \frac{Q_{H;dis;out}}{\Phi_{Hemn} \cdot t_{ci}}, [-] \tag{25}$$

Gdje je t_{ci} [h] vremenski korak proračuna (t_{ci} = 1 h).

U slučaju regulacije u ovisnosti o vanjskoj temperaturi i konstantnoj unutrašnjoj temperaturi, prosječna temperatura polaza i povrata ogrjevnog medija sustava grijanja u trenutnom vremenskom koraku se određuju prema sljedećem izrazu:

$$\vartheta_{m;Z} = \vartheta_{Z;des} + f_c \cdot \left(\vartheta_i - \vartheta_{Z;des}\right), [°C] \tag{26}$$

Gdje f_c [–] predstavlja korekcijski faktor koji uzima u obzir vrstu regulacije (protoka ili temperature) i standardne vrijednosti temperatura tijekom perioda rada. Vrijednosti f_c se određuje prema postupku iz Algoritma [2].

Također, određuje se srednja temperatura vode u cirkulacijskoj petlji podsustava razvoda PTV-a prema jednadžbi:

$$\vartheta_{W;mean} = \vartheta_W - \frac{\Delta\vartheta_W}{2}, [°C] \tag{27}$$

Gdje je:

ϑ_W – temperatura potrošne tople vode u glavnom vodu razvoda, [°C]; projektna vrijednost ili zadana vrijednost 60°C

$\Delta\vartheta_W$ – razlika između temperature vode u glavnom vodu razvoda i temperature vode u povratnom dijelu cirkulacijske petlje, [°C]; projektna vrijednost ili zadana vrijednost 5°C

Napomena: U daljnjem tekstu indeks X = H za sustav grijanja, X = W za sustav PTV-a.

U sljedećem koraku proračuna određuju se koeficijenti toplinskih gubitaka pojedinih dionica cjevovoda. Ovisno o izvedbi razvoda i primjeni izolacije koriste se sljedeći izrazi:

a) Koeficijent toplinskog gubitka za izolirane cijevi izvan zidova

$$\Psi = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_D} \cdot \ln\frac{d_a}{d_{p,a}} + \frac{1}{h_a \cdot d_a}}, [W/(mK)] \quad (28)$$

b) Koeficijent toplinskog gubitka za neizolirane cijevi izvan zidova

$$\Psi = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_P} \cdot \ln\frac{d_{p,a}}{d_i} + \frac{1}{h_a \cdot d_{p,a}}}, [W/(mK)] \quad (29)$$

c) Koeficijent toplinskog gubitka za izolirane cijevi unutar zidova

$$\Psi = \frac{\pi}{\frac{1}{2}\left[\frac{1}{\lambda_D} \cdot \ln\frac{d_a}{d_{p,a}} + \frac{1}{\lambda_{em}} \cdot \ln\frac{4 \cdot z}{d_a}\right]}, [W/(mK)] \quad (30)$$

d) Koeficijent toplinskog gubitka za neizolirane cijevi unutar zidova

$$\Psi = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_{em}} \cdot \ln\frac{4 \cdot z}{d_{p,a}}}, [W/(mK)] \quad (31)$$

Gdje su:

λ_D – toplinska vodljivost izolacije, [W/(mK)]

λ_P – toplinska vodljivost materijala cijevi, [W/(mK)]

λ_{em} – toplinska vodljivost materijala dijela zida u koji je položena cijev, [W/(mK)]

h_a – koeficijent prijelaza topline (konvekcija + zračenje) na vanjskoj strani cijevi, [(W/(m^{2}K)]; h_a = 14 W/(m^{2}K) za neizolirane cijevi; h_a = 8 W/(m^{2}K) za izolirane cijevi (Algoritam [2])

d_a – vanjski promjer cijevi s izolacijom, [m]

$d_{p,a}$ – vanjski promjer cijevi bez izolacije, [m]

d_i – unutarnji promjer cijevi, [m]

z – dubina ugradnje cijevi u zid, [m]

Kada nisu poznate dimenzije cijevi, moguće je koristiti preporučene vrijednosti Ψ_j dane u tablicama priručnika [4].

Toplinski gubici razvoda sustava grijanja te toplinski gubici cirkulacijske petlje sustava PTV-a kada pumpa radi, ako postoji recirkulacija, se određuju sljedećim izrazom:

$$Q_{\mathrm{X;dis;ls}} = \sum_j \Psi_j \left(\vartheta_{\mathrm{X;mean},j} - \vartheta_{\mathrm{X;amb},j}\right) \cdot \left(L + L_{\mathrm{eq}}\right)_j \cdot t_{\mathrm{ci}} \cdot t_{\mathrm{X;op}}\,, [\mathrm{Wh}] \qquad (32)$$

Gdje su:

$\vartheta_{\mathrm{X;amb},j}$ – temperatura okolišnog zraka dionice j, [°C]

L – duljina dionice j, [m]; projektne vrijednosti ili aproksimativno određene vrijednosti prema priručniku [4]

L_{eq} – ekvivalentna duljina ventila u dionici j, [m]

$t_{\mathrm{X;op}}$ – vrijeme rada sustava grijanja i pumpe cirkulacijske petlje sustava PTV-a, [h/h]

Sustav grijanja radi ako postoji potreba za grijanjem, odnosno u promatranom vremenskom koraku za $Q_{\mathrm{H;nd}} > 0 \rightarrow t_{\mathrm{H;op}} = 1$ h. Toplinski gubici podsustava razvoda grijanja izračunati prema jednadžbi (32) su ujedno i ukupni toplinski gubici podsustava razvoda grijanja.

Kada nije poznato, vrijeme rada pumpe cirkulacijske petlje sustava PTV-a u promatranom vremenskom koraku se određuje sljedećim izrazom:

$$t_{\mathrm{W;op}} = \left(\frac{1}{0{,}07 + \frac{50}{0{,}32 \cdot L_{\mathrm{L}} \cdot L_{\mathrm{W}} \cdot H_{\mathrm{lev}} \cdot N_{\mathrm{lev}}}} \right) / 24, [\mathrm{h/h}] \qquad (33)$$

Gdje su:

L_{L} – najveća razvijena duljina zone ili zgrade, [m]

L_{W} – najveća razvijena širina zone ili zgrade, [m]

H_{lev} – visina kata,[m]

N_{lev} – broj etaža, [–]

Napomena 1: Navedene veličine se odnose samo na dijelove zgrade ili zone koje pokriva jedan krug razvoda PTV-a. (Algoritam [2])

Napomena 2: Posljednja etaža kod koje nema cjevovoda vertikala se ne ubraja u N_{lev}. [2]

Napomena 3: Kod prizemnica se uzima $N_{\mathrm{lev}} = 1$, a $H_{\mathrm{lev}} = 0{,}1$ m. [2]

Ukupni iskoristivi toplinski gubici podsustava razvoda sustava grijanja te ukupni toplinski gubici cirkulacijske petlje razvoda sustava PTV-a kada pumpa radi se određuju prema sljedećoj jednadžbi:

$$Q_{\mathrm{X;dis;rbl}} = \sum_j k_{1,j} \cdot k_{2,j} \cdot Q_{\mathrm{X;dis;ls},j}\ , [\mathrm{Wh}] \tag{34}$$

Gdje su:

$k_{1,j}$ – udio iskoristivih toplinskih gubitaka u ukupnom iznosu toplinskih gubitaka u ovisnosti o okolišnom prostoru kroz koji dionica *j* cjevovoda prolazi, [–]; priručnik [4]

$k_{2,j}$ – udio iskoristivih toplinskih gubitaka u ukupnom iznosu toplinskih gubitaka u ovisnosti o tipu instalacije dionice *j* cjevovoda, [–]; priručnik [4]

U sljedećem koraku proračuna se određuju toplinski gubici cirkulacijske petlje razvoda sustava PTV-a kada pumpa ne radi prema izrazu:

$$Q_{\mathrm{W;dis;nom}} = \sum_j \dot{m}_{\mathrm{W},j} \cdot c_{\mathrm{W}} \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{W}} - \vartheta_{\mathrm{W;atap},j}\right), [\mathrm{Wh}] \tag{35}$$

Gdje su:

c_{W} – specifični toplinski kapacitet vode, [Wh/(kgK)]

$\dot{m}_{\mathrm{W},j}$ – količina tople vode u dionici *j* u promatranom vremenskom koraku:

$$\dot{m}_{\mathrm{W},j} = \frac{V_{\mathrm{W},j} \cdot \rho_{\mathrm{W}}}{1\ [\mathrm{h}]}, [\mathrm{kg/h}] \tag{36}$$

$V_{\mathrm{W},j}$ – volumen vode u dionici *j*, [m^3]

ρ_{W} – gustoća vode, [kg/m^3]

$\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$ – temperatura vode na kraju perioda ($1 - t_{\mathrm{W;op}}$), odnosno u trenutku prije samog početka paljenja cirkulacijske pumpe, [°C]

Temperatura $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$ se računa prema izrazu:

$$\vartheta_{\mathrm{W;atap},j} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{W},j} \cdot c_{\mathrm{W}} \cdot \vartheta_{\mathrm{W}} - \left(1 - t_{\mathrm{W;op}}\right) \cdot \Psi_j \left(L + L_{\mathrm{eq}}\right)_j \cdot \left(\frac{\vartheta_{\mathrm{W}}}{2} - \vartheta_{\mathrm{W;amb},j}\right)}{\frac{1}{2}\left(1 - t_{\mathrm{W;op}}\right) \cdot \Psi_j \left(L + L_{\mathrm{eq}}\right)_j + \dot{m}_{\mathrm{W},j} \cdot c_{\mathrm{W}}}, [\mathrm{°C}] \tag{37}$$

U slučaju kada je izračunata vrijednost $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$ manja od temperature okoliša promatrane dionice $\vartheta_{\mathrm{W;amb},j}$, uzima se $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j} = \vartheta_{\mathrm{W;amb},j}$.

Iskoristivi toplinski gubici cirkulacijske petlje razvoda sustava PTV-a kada pumpa ne radi se određuju prema sljedećem izrazu:

$$Q_{\mathrm{W;dis;nom;rbl}} = \sum_j k_{1,j} \cdot k_{2,j} \cdot Q_{\mathrm{W;dis;nom},j}\ , [\mathrm{Wh}] \tag{38}$$

Nadalje, potrebno je odrediti toplinske gubitke razvoda PTV-a dionica cjevovoda koje nisu unutar cirkulacijske petlje, za vrijeme potrošnje ($Q_{\mathrm{W}} > 0$) u promatranom vremenskom koraku. Postoje dvije metode prema kojima se određuju navedeni gubici. Kada je poznat broj puštanja

vode u pojedinom vremenskom koraku n_{tap}, toplinski gubici $Q_{\text{W;dis;stub}}$ se određuju izrazom (35). U ovom slučaju, temperatura $\vartheta_{\text{W;atap},j}$ predstavlja temperaturu u trenutku prije same potrošnje tople vode te se određuje prema modificiranoj jednadžbi (37):

$$\vartheta_{\text{W;atap},j} = \frac{\dot{m}_{\text{W},j} \cdot c_{\text{W}} \cdot \vartheta_{\text{W}} - t_{\text{atap}} \cdot \Psi_j \left(L + L_{\text{eq}}\right)_j \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{W}}}{2} - \vartheta_{\text{W;amb},j}\right)}{\frac{1}{2} t_{\text{atap}} \cdot \Psi_j \left(L + L_{\text{eq}}\right)_j + \dot{m}_{\text{W},j} \cdot c_{\text{W}}}, [°\text{C}] \qquad (39)$$

Gdje t_{atap} [h/h] predstavlja vrijeme koje je prošlo od posljednje potrošnje vode do početka sljedeće potrošnje vode. Vrijeme t_{atap} se u vremenskom koraku u kojem postoji potrošnja određuje prema izrazu:

$$t_{\text{atap}} = \frac{1}{n_{\text{tap}}}, [\text{h}] \qquad (40)$$

Gdje je n_{tap} [h^{-1}] broj potrošnje tople vode u promatranom vremenskom koraku u slučaju kada je $Q_{\text{W}} > 0$. Pretpostavlja se da prva potrošnja u promatranom vremenskom koraku započinje na početku promatranog koraka. Kada postoji više potrošnji u jednom vremenskom koraku, vrijeme potrošnje tople vode je zanemareno. Svi toplinski gubici $Q_{\text{W;dis;stub}}$ izračunati u promatranom vremenskom koraku se sumiraju. Isto se čini i s proračunom iskoristivih toplinskih gubitaka spojnih cjevovoda razvoda sustava PTV-a, koji se određuju prema izrazu:

$$Q_{\text{W;dis;stub;rbl}} = \sum_j k_{1,j} \cdot k_{2,j} \cdot \dot{m}_{\text{W},j} \cdot c_{\text{W}} \cdot \left(\vartheta_{\text{W;begin},j} - \vartheta_{\text{W;atap},j}\right), [°\text{C}] \qquad (41)$$

Gdje je $\vartheta_{\text{W;begin},j}$ [°C] temperatura vode u cijevima prije početka hlađenja. Ako je $Q_{\text{W}} > 0$, onda je $\vartheta_{\text{W;begin},j} = \vartheta_{\text{W}}$.

U vremenskom koraku kada nema potrošnje ($Q_{\text{W}} = 0$) voda se hladi, ali se u tim koracima ne računaju toplinski gubici $Q_{\text{W;dis;stub}}$. U tom slučaju temperatura vode prije početka hlađenja je jednaka temperaturi na koju se voda ohladila u posljednjem vremenskom koraku, odnosno $\vartheta_{\text{W;begin},j} = \vartheta_{\text{W;atap},j;h\text{-}1}$. Kod proračuna temperature na koju se voda ohladila u promatranom periodu $\vartheta_{\text{W;atap},j}$, uzima se $t_{\text{atap}} = 1$ h. S tom temperaturom se ulazi u proračun toplinskih gubitaka $Q_{\text{W;dis;stub}}$ u sljedećem satu u kojem dolazi do potrošnje tople vode. Iako se navedeni toplinski gubici računaju s vremenskim pomakom, odnosno tek u vremenskom koraku kada dođe do potrošnje tople vode, iskoristivi toplinski gubici koji se javljaju u vremenskom koraku kada nema potrošnje tople vode se računaju za promatrani korak, prema izrazu (41).

U slučaju kada nije poznati broj potrošnje tople vode n_{tap}, primjenjuje se pojednostavljena metoda proračuna toplinskih gubitaka spojnog cjevovoda razvoda sustava PTV-a, za vrijeme potrošnje ($Q_{\text{W}} > 0$). Navedeni toplinski gubici se određuju prema jednadžbi:

$$Q_{\mathrm{W;dis;stub}} = \sum_{j} \Psi_j \left(\vartheta_{\mathrm{W;avg},j} - \vartheta_{\mathrm{W;amb},j}\right) \cdot \left(L + L_{\mathrm{eq}}\right)_j \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \quad (42)$$

Gdje je $\vartheta_{\mathrm{W;avg},j}$ [°C] prosječna temperatura PTV-a u dionici *j* te se određuje izrazom:

$$\vartheta_{\mathrm{W;avg},j} = 25 \cdot {\Psi_j}^{-0,2}, [°\mathrm{C}] \quad (43)$$

U ovom slučaju se iskoristivi toplinski gubici određuju samo u slučaju $Q_{\mathrm{W}} > 0$, primjenom sljedeće jednadžbe:

$$Q_{\mathrm{W;dis;stub;rbl}} = \sum_{j} k_{1,j} \cdot k_{2,j} \cdot Q_{\mathrm{W;dis;stub},j}\,, [\mathrm{Wh}] \quad (44)$$

Ukupni toplinski gubici razvoda sustava PTV-a su određeni izrazom:

$$Q_{\mathrm{W;dis;ls;total}} = Q_{\mathrm{W;dis;ls}} + Q_{\mathrm{W;dis;nom}} + Q_{\mathrm{W;dis;stub}}, [\mathrm{Wh}] \quad (45)$$

Ukupni iskoristivi toplinski gubici razvoda sustava PTV-a su određeni izrazom:

$$Q_{\mathrm{W;dis;ls;rbl;total}} = Q_{\mathrm{W;dis;ls;rbl}} + Q_{\mathrm{W;dis;nom;rbl}} + Q_{\mathrm{W;dis;stub;rbl}}, [\mathrm{Wh}] \quad (46)$$

Nakon što su određeni toplinski gubici i iskoristivi toplinski gubici podsustava razvoda sustava grijanja i PTV-a, određuje se potrebna pomoćna energija za pogon pumpi u pojedinom sustavu. Prvi korak određivanja pomoćne energije je izračun pada tlaka u razvodu prema izrazu:

$$\Delta p_{\mathrm{X;des}} = \left(1 + f_{\mathrm{X;comp}}\right) \cdot R_{\mathrm{X;max}} \cdot L_{\mathrm{X;max}} + \Delta p_{\mathrm{X;add}}, [\mathrm{kPa}] \quad (47)$$

Gdje su:

$f_{\mathrm{X;comp}}$ – omjer otpora komponenata u razvodu cjevovoda (ventili, koljena, račve), [–]; priručnik [4]

$R_{\mathrm{X;max}}$ – pad tlaka po duljini cjevovoda, [kPa/m]; priručnik [4]

$\Delta p_{\mathrm{X;add}}$ – pad tlaka uslijed dodatnih otpora, [kPa]

$L_{\mathrm{X;max}}$ – aproksimirana duljina cjevovoda od generatora topline ili spremnika do najdaljeg potrošača, odnosno ogrjevnog tijela, [m]:

- Za sustav PTV-a:

$$L_{\mathrm{max}} = 2 \cdot L_{\mathrm{L}} + 2.5 + N_{\mathrm{lev}} \cdot H_{\mathrm{lev}}, [\mathrm{m}] \quad (48)$$

- Za sustav grijanja:

$$L_{\mathrm{max}} = 2\left(L_{\mathrm{L}} + \frac{L_{\mathrm{W}}}{2} + N_{\mathrm{lev}} \cdot H_{\mathrm{lev}} + l_{\mathrm{c}}\right), [\mathrm{m}] \quad (49)$$

Gdje je l_{c} [m] duljina koja se dodaje u ovisnosti radi li se o dvocijevnom ili jednocijevnom sustavu, a vrijednost l_{c} se preuzima iz Algoritma [2].

Nakon određenog pada tlaka u sustavu određuje se protok ogrjevnog medija u sustavu. Za sustav grijanja protok se određuje prema izrazu:

$$\dot{V}_{\mathrm{H;des}} = \frac{\Phi_{\mathrm{em;out}}}{1{,}15 \cdot \Delta\vartheta_{\mathrm{dis;des}}}, [\mathrm{m^3/h}] \tag{50}$$

Gdje su:

$\Phi_{\mathrm{em;out}}$ – projektno toplinsko opterećenje zone/zgrade, [kW]

$\Delta\vartheta_{\mathrm{dis;des}}$ – razlika projektnih temperatura razvoda sustava grijanja:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{dis;des}} = \vartheta_{\mathrm{s;des}} - \vartheta_{\mathrm{r;des}}, [°\mathrm{C}] \tag{51}$$

Za sustav PTV-a protok vode se računa prema izrazu:

$$\dot{V}_{\mathrm{W;des}} = \frac{Q_{\mathrm{W;dis;ls}} + Q_{\mathrm{W;dis;nom}}}{1{,}15 \cdot \Delta\vartheta_{\mathrm{W;gen}} \cdot t_{\mathrm{ci}}}, [\mathrm{m^3/h}] \tag{52}$$

Gdje je $\Delta\vartheta_{\mathrm{W;gen}}$ [°C] maksimalna temperaturna razlika u generatoru topline; projektna vrijednost ili zadana vrijednost 5°C [4].

Nadalje, određuje se projektna hidraulička snaga cirkulacijske pumpe za sustav grijanja i sustav PTV-a prema jednadžbi:

$$P_{\mathrm{X;hydr;des}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{X;des}} \cdot \dot{V}_{\mathrm{X;des}}}{3{,}6}, [\mathrm{W}] \tag{53}$$

Energija koju pumpa predaje fluidu se računa izrazom:

- Za sustav grijanja

$$W_{\mathrm{H;dis;hydr}} = P_{\mathrm{H;hydr;des}} \cdot \beta_{\mathrm{H;dis}} \cdot t_{\mathrm{H;op}} \cdot f_{\mathrm{H;corr}}, [\mathrm{Wh}] \tag{54}$$

- Za sustav PTV-a

$$W_{\mathrm{W;dis;hydr}} = P_{\mathrm{W;hydr;des}} \cdot t_{\mathrm{W;op}} \cdot f_{\mathrm{W;corr}}, [\mathrm{Wh}] \tag{55}$$

Gdje su $f_{\mathrm{H;corr}}$ i $f_{\mathrm{W;corr}}$ korekcijski faktori za posebne projektne uvjete podsustava razvoda koji se određuju prema sljedećem izrazu:

$$f_{\mathrm{X;corr}} = f_{\mathrm{HB}} \cdot f_{\mathrm{special}}, [-] \tag{56}$$

Gdje je $f_{\mathrm{HB}} = 1$ za balansirane sustave, odnosno $f_{\mathrm{HB}} = 1{,}15$ za nebalansirane sustave, a $f_{\mathrm{special}} = 1$.

Za cirkulacijske pumpe računa se referentna hidraulička snaga po „EU-Regulation Nr. 622/2012“ prema izrazu:

$$P_{\mathrm{X;ref}} = 1{,}7 \cdot P_{\mathrm{X;hydr;des}} + 17 \cdot (1 - e^{-0{,}3 \cdot P_{\mathrm{X;hydr;des}}}), [\mathrm{W}] \tag{57}$$

koji vrijedi u slučaju: $1 < P_{\mathrm{X;hydr;des}} < 2500$ W.

Ako je uvjet zadovoljen, faktor učinkovitosti pumpe se određuje prema jednadžbi:

$$f_{\mathrm{X;e}} = \frac{P_{\mathrm{X;ref}}}{P_{\mathrm{X;hydr;des}}}, [-] \quad (58)$$

Za sve ostale pumpe faktor učinkovitosti se određuje prema izrazu:

$$f_{\mathrm{X;e}} = \left[1{,}25 + \left(\frac{200}{P_{\mathrm{X;hydr;des}}}\right)^{0{,}5}\right] \cdot b, [-] \quad (59)$$

Gdje je b [–] faktor koji ovisi radi li pumpa u projektnoj točki (b = 1) ili izvan nje (b = 2).

Za postojeće termotehničke sustave, moguće je s dovoljnom preciznosti aproksimativno odrediti faktor učinkovitosti korištenjem nazivne snage pumpe iz podataka proizvoda $P_{\mathrm{el;pmp}}$. U tom slučaju je faktor učinkovitosti određen izrazom:

$$f_{\mathrm{X;e}} = \frac{P_{\mathrm{el;pmp}}}{P_{\mathrm{X;hydr;des}}}, [-] \quad (60)$$

Nadalje, računa se faktor potrošnje energije pumpi u podsustavu razvoda jednadžbom:

$$\varepsilon_{\mathrm{X;dis}} = f_{\mathrm{X;e}} \cdot \left(C_{\mathrm{P1}} + C_{\mathrm{P2}} \cdot {\beta_{\mathrm{X;dis}}}^{-1}\right) \cdot \frac{EEI}{0{,}25}, [-] \quad (61)$$

Gdje su:

C_{P1} – konstanta ovisna o tipu regulacije pumpe, [–]; priručnik [4]

C_{P2} – konstanta ovisna o tipu regulacije pumpe, [–]; priručnik [4]

EEI – indeks energetske učinkovitosti pumpe, [–]; priručnik [4]

Za isprekidani rad cirkulacijskih pumpi u sustavima grijanja i sustavima PTV-a postoje tri različita načina rada prema kojima se određuje potrebna pomoćna energija za pogon pumpe:

- Uobičajen rad

$$W_{\mathrm{X;dis}} = W_{\mathrm{X;dis;hydr}} \cdot \varepsilon_{\mathrm{X;dis}}, [\mathrm{Wh}] \quad (62)$$

- Rad u „Setback“ modu

$$W_{\mathrm{X;dis;setb}} = P_{\mathrm{X;hydr;des}} \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \quad (63)$$

- Rad u „Boost“ modu

$$W_{\mathrm{X;dis;boost}} = 3{,}3 \cdot P_{\mathrm{X;hydr;des}} \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \quad (64)$$

Kada je poznat profil rada pumpe, pomoćna energija za rad pumpe se za pojedini vremenski korakk računa prema jednadžbi sukladnoj načinu rada pumpe u tom trenutku. Ako profil rada pumpe nije poznat, pomoćna energija pumpe se računa prema jednadžbi za uobičajen rad pumpe.

Iskoristivi toplinski gubici pomoćne energije podsustava razvoda koji se predaju grijanom prostoru se određuje prema sljedećem izrazu:

$$Q_{\mathrm{X;dis;aux;rbl}} = f_{\mathrm{aux;rbl}} \cdot W_{\mathrm{X;dis}}, [\mathrm{Wh}] \quad (65)$$

Gdje je $f_{\mathrm{aux;rbl}}$ [–] faktor iskoristive pomoćne energije u podsustavu razvoda koji ovisi o tome je li pumpa izolirana ili ne (vrijednost dana u priručniku [4]).

Pomoćna energija koja se vraća ogrjevnom mediju sustava grijanja, odnosno vodi sustava PTV-a se određuje sljedećim izrazom:

$$Q_{\mathrm{X;dis;aux;rvd}} = \left(1 - f_{\mathrm{aux;rbl}}\right) \cdot W_{\mathrm{X;dis;aux}}, [\mathrm{Wh}] \quad (66)$$

Na kraju proračuna se određuju toplinska energija koju je potrebno isporučiti podsustavu razvoda grijanja i podsustavu razvoda PTV-a prema sljedećim izrazima:

$$Q_{\mathrm{H;dis;in}} = Q_{\mathrm{H;dis;out}} - Q_{\mathrm{H;dis;aux;rvd}} + Q_{\mathrm{H;dis;ls}}, [\mathrm{Wh}] \quad (67)$$

$$Q_{\mathrm{W;dis;in}} = Q_{\mathrm{W}} - Q_{\mathrm{W;dis;aux;rvd}} + Q_{\mathrm{W;dis;ls;total}}, [\mathrm{Wh}] \quad (68)$$

2.2.2. Komentar izmjena metode proračuna

U priručniku nije opisan postupak prema kojem se određuje temperatura vode u polaznom i povratnom vodu sustava grijanja u trenutnom vremenskom koraku $\vartheta_{\mathrm{m;s}}$ i $\vartheta_{\mathrm{m;r}}$ (jednadžbe (24) i (26)). Postupak određivanja navedenih temperatura je preuzet iz nacionalnog Algoritma [2].

Jednadžba za određivanje koeficijenta toplinskog gubitka neizolirane cijevi unutar zida (31) je ispravljena. Član λ_{P} je zamijenjen s članom λ_{em} te je član $\ln(d_{\mathrm{p,a}} / d_{\mathrm{i}})$ zamijenjen članom $\ln(4 \cdot z / d_{\mathrm{p,a}})$. U obliku jednadžbe prema priručniku zanemaren je utjecaj zida na koeficijent prolaza topline, koji zapravo ima veći utjecaj na koeficijent naspram same cijevi čiji se utjecaj može smatrati zanemarivim. Nadalje, jednadžbe (28) i (30) za proračun koeficijenta toplinskog gubitka za izolirane cijevi izvan i unutar zida također sadrže grešku u priručniku [4] i Algoritmu [2]. U obje jednadžbe je u članu koji predstavlja utjecaj izolacije na koeficijent pribrojana debljina stijenke cijevi, odnosno u nazivniku se koristi član $\ln(d_{\mathrm{a}} / d_{\mathrm{i}})$. Zbog toga se u slučaju debljih cijevi dobivaju značajno niže vrijednosti koeficijenta toplinskih gubitaka Ψ_f. Stoga je navedeni član zamijenjen članom $\ln(d_{\mathrm{a}} / d_{\mathrm{p,a}})$, odnosno uzima se stvarna debljina izolacije.

U jednadžbi (32), prema kojoj se određuju toplinski gubici podsustava razvoda grijanja i cirkulacijske petlje sustava PTV-a u periodu kada pumpa radi, je u priručniku član $t_{\mathrm{X;op}}$ zapisan kao suma. Ova korekcija je provedena kako bi jednadžba bila jasnija. Uz to, prema priručniku se vrijeme rada sustava grijanja $t_{\mathrm{H;op}}$ određuje za cijelu godinu. S obzirom na to da se u ovom radu proračun provodi za satni vremenski korak, iznos $t_{\mathrm{H;op}}$ se određuje za svaki sat. Također je korigirana jednadžba (33), prema kojoj se određuje vrijeme rada cirkulacijske pumpe $t_{\mathrm{W;op}}$ u

podsustavu razvoda PTV-a, kako bi se prilagodila proračunu za satni vremenski korak. Jednadžbom u priručniku se određuje vrijeme rada cirkulacijske pumpe u jednom danu $t_{W;d}$ [h/dan], pomoću koje se kasnije određuje vrijeme rada cirkulacijske pumpe kroz cijelu godinu. S obzirom na to da je odabran satni vremenski korak, jednadžba kojom se određuje $t_{W;d}$ je podijeljena s 24 sata čime se dobije vrijeme rada cirkulacijske pumpe u jednom satu.

Proračun toplinskih gubitaka cirkulacijske petlje u sustavu razvoda PTV-a kada pumpa ne radi te spojnih cjevovoda izvan cirkulacijske petlje za vrijeme potrošnje je neadekvatno objašnjen i sadrži greške. Popratni tekst uz jednadžbe je u pojedinim slučajevima dvosmislen ili nepotpun pa tako, npr. nije odmah jasno opisuje li se proračun toplinskih gubitaka cirkulacijske petlje u periodu kada pumpa ne radi ili u periodu kada nema potrošnje. Izvor nejasnoće je fraza „*during operation"* (hrv. za vrijeme rada) koja se može odnositi na rad cirkulacijske pumpe ili potrošnju tople vode na izljevnom mjestu. Dodatnu konfuziju stvara jednadžba prema kojoj se određuju navedeni toplinski gubici jer sadrži član $t_{W;op}$ koji predstavlja period kada cirkulacijska pumpa radi. Nadalje, u priručniku su dana na izbor tri postupka prema kojima se određuju toplinski gubici za spojne cjevovode izvan cirkulacijske petlje. Odabir postupka koji će se koristiti za proračun navedenih gubitaka ovisi o dostupnim ulaznim podacima. Ako su poznate dimenzije cjevovoda i broj potrošnje tople vode u promatranom satu n_{tap}, toplinski gubici cjevovoda izvan cirkulacijske petlje za vrijeme potrošnje se mogu odrediti sljedećim izrazom:

$$Q_{W;dis;ls;stub,j} = \dot{m}_{W;dis;stub,j} \cdot c_W \cdot \left(\vartheta_W - \vartheta_{W;amb,j}\right) \cdot t_{ci}, \text{[Wh]} \quad (69)$$

Gdje je $\dot{m}_{W;dis;stub,j}$ maseni protok vode u dionici j izvan cirkulacijske petlje te se određuje izrazom:

$$m_{W;dis;stub,j} = V_{W,j} \cdot \rho_W \cdot n_{tap}, \text{[kg/h]} \quad (70)$$

U ovom se slučaju pretpostavlja da se voda u promatranoj dionici ohladila na temperaturu okoliša, odnosno da se ohladila ispod neke granične temperature za koju se voda više ne može smatrati iskoristivom. Ovim izrazom su navedeni toplinski gubici u pravilu precijenjeni. Jednadžba (35) je zapravo modificirana jednadžba (69).

Drugi postupak se primjenjuje za određivanje toplinski gubitaka dionica izvan cirkulacijske petlje i dionica u cirkulacijskoj petlji u periodu kada pumpa ne radi. Ovaj postupak se koristi u slučaju kada su poznate dimenzije cjevovoda i vrijeme koje je prošlo od posljednje potrošnje tople vode do trenutka prije početka iduće potrošnje t_{atap}, odnosno vrijeme koje je prošlo od prestanka rada cirkulacijske pumpe do ponovnog početka rada ($1 - t_{W;op}$). Navedenim izrazom bi se trebale dobiti preciznije vrijednosti toplinskih gubitaka jer se prema njemu određuje točna

temperatura na koju se voda ohladila. Izraz za proračun navedenih toplinskih gubitaka u priručniku ima sljedeći oblik:

$$Q_{\mathrm{W;dis;nom}} = \sum_{j} \Psi_j \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{W;avg}} - \vartheta_{\mathrm{W;amb},j}\right) \cdot \left(L + L_{\mathrm{eq}}\right) \cdot \left(1 - t_{\mathrm{W;op}}\right) \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \tag{71}$$

Gdje je član $t_{\mathrm{W;op}}$ zamijenjen članom $(1 - t_{\mathrm{W;op}})$ jer je to očigledna greška u zapisu. Za navedeni postupak se srednja temperatura vode $\vartheta_{\mathrm{W;avg}}$ određuje prema izrazu:

$$\vartheta_{\mathrm{W;avg},j} = \frac{\vartheta_{\mathrm{W}} + \vartheta_{\mathrm{W;atap},j}}{2}, [°\mathrm{C}] \tag{72}$$

Temperatura $\vartheta_{\mathrm{W;atap,j}}$ se prema priručniku određuje sljedećom jednadžbom:

$$\vartheta_{\mathrm{W;atap},j} = \vartheta_{\mathrm{W;amb},j} + \left(\vartheta_{\mathrm{W;avg;begin}} - \vartheta_{\mathrm{W;amb},j}\right) \cdot \mathrm{e}^{-C_{\mathrm{j}}} \tag{73}$$

Gdje su:

$\vartheta_{\mathrm{W;avg;begin}}$ – srednja temperatura tople vode u razvodu na kraju potrošnje, odnosno rada pumpe, [°C]; prema priručniku $\vartheta_{\mathrm{W;avg;begin}} = \vartheta_{\mathrm{W}}$

C_j – eksponent za proračun pada temperature cijevima, (–)

$$C_j = \frac{\Psi_j \cdot L_j \cdot t_{\mathrm{atap}}}{c_{\mathrm{W}} \cdot \rho_{\mathrm{W}} \cdot V_{\mathrm{W},j} + c_{\mathrm{P}} \cdot m_{\mathrm{P},j}}, [-] \tag{74}$$

Gdje su:

c_{P} – specifični toplinski kapacitet cijevi, [Wh/(kgK)]

$m_{\mathrm{P},j}$ – masa cijevi u dionici j, [kg]

t_{atap} – vrijeme nakon posljednje potrošnje vode do početka sljedeće potrošnje, [h]; prema priručniku $t_{\mathrm{atap}} = 1/n_{\mathrm{tap}}$

U priručniku je, radi pojednostavljenja, za proračun toplinskih gubitaka u cijevima izvan cirkulacijske petlje preporučeno koristiti vrijednost $t_{\mathrm{atap}} = 2$ h. U tom bi se slučaju, zbog oblika jednadžbe (74), odredila temperatura vode nakon dvosatnog hlađenja te bi se ta temperatura $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$ koristila za izračun toplinskih gubitaka nastalih u jednom proračunskom satu. Kako je u tom slučaju temperatura $\vartheta_{\mathrm{W;avg},j}$ također niža, toplinski gubici izračunati jednadžbom (71) bi bili niži nego za slučaj kada je $t_{\mathrm{atap}} = 1$ h, iako se u tom slučaju voda manje ohladila. U slučaju kada je $t_{\mathrm{atap}} = 0{,}5$ h bi pak toplinski gubici bili veći nego u slučaju za $t_{\mathrm{atap}} = 1$ h, iako se voda manje ohladila. Za očekivati bi bilo da bi se za slučaj $t_{\mathrm{atap}} = 1$ h dobile točne vrijednosti $Q_{\mathrm{W;dis;nom}}$ i $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$. Kako jednadžba (71) zapravo predstavlja toplinu izmijenjenu kroz stijenku cijevi promatrane dionice, rezultat dobiven tim izrazom za slučaj $t_{\mathrm{atap}} = 1$ h bi trebao biti jednak

rezultatu dobivenim izrazom koji predstavlja toplinu koju je voda u promatranoj dionici u predala okolišu uslijed hlađenja:

$$Q_{\mathrm{W;dis;water},j} = \dot{m}_{\mathrm{W},j} \cdot c_{\mathrm{W}} \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{W;begin},j} - \vartheta_{\mathrm{W;atap},j}\right) \cdot t_{\mathrm{ci}}, \mathrm{[Wh]} \quad (75)$$

Proračunom je pokazano da dolazi do odstupanja rezultata. Razlog odstupanja je krivi iznos temperature $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$ zbog pogrešno definirane jednadžbe za određivanje eksponenta C_j. Kako bi se dobila dobra vrijednost $\vartheta_{\mathrm{W;atap},j}$, ona se izvodi tako da se izraz (72) uvede u jednadžbu (71) te se dobiveni izraz izjednači s jednadžbom (75). Ovime je dobiven izraz (37). Usporede li se izrazi (35) i (75), može se primijetiti da su oni zapravo isti.

Zadnji opisani postupak proračuna toplinskih gubitaka dionica razvoda PTV-a izvan cirkulacijske petlje je pojednostavljena metoda opisana u poglavlju *2.2.1.* (jednadžbe (42) i (43)).

2.3. Priručnik EN 15316-4-3 [5]

Priručnik baziran na normi **Energy performance of buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-3: Heat generation systems, thermal solar and photovoltaic systems, Module M3-8-3, M8-8-3, M11-8-3 (EN 15316-4-3:2017)** [5] definira:

- potrebne ulazne podatke
- metodu proračuna za određivanje:
  - toplinske energije dobivene sustavom solarnih kolektora
  - toplinskih gubitaka u sustavu solarnih kolektora
  - iskoristivih toplinskih gubitka sustava solarnih kolektora
  - pomoćne energije potrebne za pogon sustava solarnih kolektora
  - električne energije koja se dobiva sustavom fotonaponskih panela

Glavni ulazni podaci u proračun sustava solarnih kolektora su globalno Sunčevo zračenje na nagnutu plohu $I_{\mathrm{sol};h}$ i temperatura vode na ulazu u solarne kolektore $\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in}}$. Vrijednost $I_{\mathrm{sol};h}$ određuje se iz meteoroloških podataka i prema metodi opisanoj u *Renewable energy sources: Applied solar technology – advanced part* [6], a $\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in}}$ se određuje prema postupku opisanom u prEN 15316-5:2021 [7]. Postupak određivanja $I_{\mathrm{sol};h}$ nije detaljnije elaboriran u ovom radu. Vremenski korak proračuna je jedan sat.

S obzirom na to da u razmatranom slučaju ovog rada nije korišten sustav fotonaponskih panela, metoda proračuna fotonaponskih panela nije opisana.

2.3.1. Opis metode proračuna

U prvom koraku proračuna potrebno je definirati sve ulazne podatke. Nakon odabira kolektora iz kataloga proizvođača i odabira broja kolektora, određuje se maseni protok medija u krugu kolektora prema izrazu:

$$\dot{m}_{\mathrm{sol}} = \dot{m}_{\mathrm{col},h} \cdot A_{\mathrm{sol}}, [\mathrm{kg/s}] \tag{76}$$

Gdje su:

$\dot{m}_{\mathrm{col},h}$ – maseni protok medija sveden na korisnu površinu kolektora, [kg/(sm^2)]; projektna vrijednost ili zadana vrijednost $\dot{m}_{\mathrm{col},h}$ = 0,02 kg/(sm^2)

A_{sol} – ukupna korisna površina solarnih kolektora, [m^2]

$$A_{\mathrm{sol}} = A_{\mathrm{sol;mod}} \cdot N_{\mathrm{col}}, [\mathrm{m^2}] \tag{77}$$

$A_{\mathrm{sol;mod}}$ – površina jednog solarnog kolektora, [m^2]

N_{col} – Broj instaliranih solarnih kolektora, [–].

Nadalje, ako podaci proizvoda nisu dostupni, električna snaga pumpe kruga solarnih kolektora određuje se prema sljedećem izrazu:

$$P_{\mathrm{sol;pmp}} = c_1 + c_2 \cdot A_{\mathrm{sol}}, [\mathrm{W}] \tag{78}$$

Gdje su c_1 = 25 W i c_2 = 2 W/m^2.

Ako nisu dostupni podaci proizvoda, električna snaga regulacije pumpe solarnih kolektora se određuje prema jednadžbi:

$$P_{\mathrm{sol;ctr}} = c_1 \cdot A_{\mathrm{sol}}, [\mathrm{W}] \tag{79}$$

Gdje je c_1 = 2 W/m^2.

Ako su poznate karakteristike razvoda sustava solarnih kolektora, moguće je izračunati koeficijent toplinskog gubitka razvoda kao sumu koeficijenata toplinskih gubitaka pojedinih dijelova dionica razvoda prema izrazu:

$$H_{\mathrm{sol;loop}} = \sum_{i=1}^{n} L_i \cdot \dot{H}_{\mathrm{pipe},i}, [\mathrm{W/K}] \tag{80}$$

Gdje su:

L_i – duljina dionice i, [m]

$\dot{H}_{\mathrm{pipe},i}$ – koeficijent toplinskog gubitka dionice i, [W/(mK)]

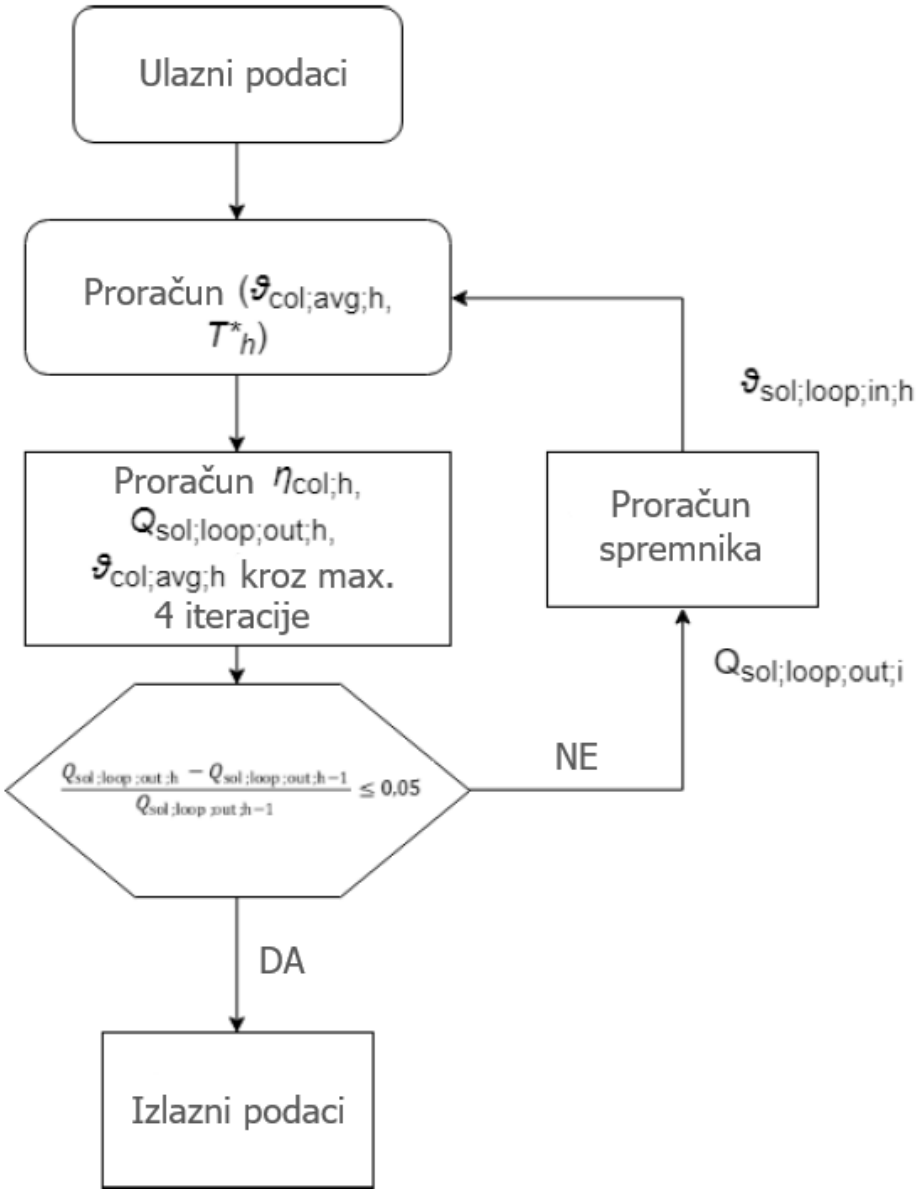
Ako karakteristike razvoda nisu poznate, koeficijent toplinskog gubitka razvoda sustava solarnih kolektora moguće je aproksimativno odrediti sljedećim izrazom:

$$H_{\mathrm{sol;loop}} = c_1 + c_2 \cdot A_{\mathrm{sol}}, \mathrm{[W/K]} \tag{81}$$

Gdje su c_1 = 5 W/K i c_2 = 0,5 W/Km^2.

Također, potrebno je odrediti temperaturu zraka koji okružuje razvod sustava kolektora $\vartheta_{\mathrm{sol;amb};h}$. Za slučaj kada razvod prolazi kroz grijani prostor uzima se temperatura grijanog prostora, ako prolazi kroz vanjski okoliš uzima se temperatura vanjskog okoliša iz meteoroloških podataka, a ako se nalazi u negrijanom prostoru uzima se srednja vrijednost temperature između temperature grijanog prostora i temperature vanjskog okoliša.

Proračun sustava solarnih kolektora prema metodi opisanoj u priručniku je iterativan i povezan je s proračunom akumulacijskog spremnika. Postupak je iterativan zato što učinkovitost kolektora ovisi o temperaturi vode u akumulacijskom spremniku, koja pak ovisi o učinkovitosti kolektora. Stoga se iterativnim postupkom određuju konačne vrijednosti učinkovitosti kolektora, toplinske energije koju sustav solarnih kolektora predaje spremniku i srednja temperatura medija u solarnim kolektorima. Iteracija se provodi četiri puta ili sve dok uvjet iteracije nije zadovoljen. Dijagram toka proračuna solarnih kolektora prikazan je na Slika 2.



Slika 2. Dijagram toka proračuna solarnih kolektora [5]

Uvjet iteracije definiran je sljedećim izrazom:

$$\frac{Q_{\text{sol;loop;out;}N} - Q_{\text{sol;loop;out;}N-1}}{Q_{\text{sol;loop;out;}N-1}} \leq 0{,}05 \tag{82}$$

Gdje je $Q_{\text{sol;loop;out}}$ toplinska energija koju sustav solarnih kolektora predaje akumulacijskom spremniku. Indeks N označava vrijednost dobivenu o trenutnoj iteraciji, a indeks $N-1$ označava vrijednost dobivenu u prethodnom koraku iteracije.

U prvoj iteraciji se aproksimativno određuje vrijednost prosječne temperature medija u solarnim kolektorima, s pretpostavkom da je efikasnost kolektora 40%, prema sljedećem izrazu:

$$\vartheta_{\mathrm{col;avg};h} = \vartheta_{\mathrm{sol;loop;in};h-1} + \frac{0{,}4 \cdot I_{\mathrm{sol};h} \cdot A_{\mathrm{sol}}}{\dot{m}_{\mathrm{sol}} \cdot c_{\mathrm{sol}} \cdot 2}, [°\mathrm{C}] \quad (83)$$

Gdje su:

$\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in};h\text{-}1}$ – temperatura radnog medija na ulazu u solarne kolektore (izlaz iz spremnika) u prethodnom vremenskom koraku, [°C]; na početku proračuna vrijednost temperature je jednaka pretpostavljenoj inicijalnoj temperaturi volumena vode na dnu akumulacijskog spremnika

$I_{\mathrm{sol};h}$ – globalno Sunčevo zračenje na nagnutu plohu, [W/m^2]

c_{sol} – specifični toplinski kapacitet radnog medija u krugu solarnih kolektora, [J/(kgK)]

Napomena: Indeks h označava trenutni vremenski korak, a indeks h–1 označava prethodni vremenski korak.

Daljnje jednadžbe koriste se u svim koracima iteracije. Nakon određivanja srednje temperature medija u solarnim kolektorima, određuje se reducirana razlika temperature kolektora prema jednadžbi:

$$T_h^* = \frac{\vartheta_{\mathrm{col;avg};h} - \vartheta_{\mathrm{e};h}}{I_{\mathrm{sol};h}}, [\mathrm{Km}^2/\mathrm{W}] \quad (84)$$

Gdje je $\vartheta_{\mathrm{e};h}$ [°C] temperatura vanjskog zraka preuzeta iz meteoroloških podataka.

Stvarna učinkovitost kolektora se određuje prema sljedećem izrazu:

$$\eta_{\mathrm{col};h} = \max\left(\eta_0 \cdot K_{\mathrm{hem}}(50°) - a_1 \cdot T_h^* - a_2 \cdot (T_h^*)^2 \cdot I_{\mathrm{sol};h}; 0\right), [-] \quad (85)$$

Gdje su:

η_0 – maksimalna učinkovitost kolektora, [–]

a_1 – toplinski gubici prvog reda, [W/(m^{2}K)]

a_2 – toplinski gubici drugog reda, [W/(m^{2}K^2)]

$K_{\mathrm{hem}}(50°)$ – faktor polukružne promjene kuta upadnog zračenja, [–]

Toplinska energija koju kolektor apsorbira se računa sljedećom jednadžbom:

$$Q_{\mathrm{sol;gen};h} = \eta_0 \cdot I_{\mathrm{sol};h} \cdot A_{\mathrm{sol}} \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \quad (86)$$

Toplinska energija koju kolektor predaje radnom mediju se određuje izrazom:

$$Q_{\mathrm{sol;out};h} = \eta_{\mathrm{col};h} \cdot I_{\mathrm{sol};h} \cdot A_{\mathrm{sol}} \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \quad (87)$$

Toplinski gubici razvoda sustava solarnih kolektora se određuju prema jednadžbi:

$$Q_{\mathrm{sol;loop;ls};h} = H_{\mathrm{sol;loop}} \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{col;avg};h} - \vartheta_{\mathrm{sol;amb};h}\right) \cdot t_{\mathrm{ci}}, [\mathrm{Wh}] \quad (88)$$

Toplinska energija koju sustav solarnih kolektora predaje akumulacijskom spremniku je izračunata prema:

$$Q_{\mathrm{sol;loop;out};h} = Q_{\mathrm{sol;out};h} - Q_{\mathrm{sol;loop;ls};h}, [\mathrm{Wh}] \quad (89)$$

Napomena: Ako je $Q_{\mathrm{sol;loop;out};h} \leq P_{\mathrm{sol;pmp}} \cdot 3 \cdot t_{\mathrm{ci}}$ onda je $Q_{\mathrm{sol;loop;out};h} = 0$.

Srednja temperatura radnog medija u kolektoru određuje se iterativno sljedećim izrazom:

$$\vartheta_{\mathrm{col;avg};h} = \frac{\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in};h-1} + \vartheta_{\mathrm{sol;loop;in};h}}{2} + \frac{Q_{\mathrm{sol;loop;out};h}}{\dot{m}_{\mathrm{sol}} \cdot c_{\mathrm{sol}} \cdot 2}, [°\mathrm{C}] \quad (90)$$

S novo određenom srednjom temperaturom radnog medija u kolektoru ponovno se ulazi u proračun kolektora prema jednadžbama (84) – (89) sve dok jedan od uvjeta iteracije nije zadovoljen.

U zadnjem koraku proračuna određuju se pomoćna energija potrebna za pogon sustava solarnih kolektora i iskoristivi toplinski gubici. Pomoćna energija sustava solarnih kolektora se računa prema:

$$W_{\mathrm{sol;aux};h} = \left(P_{\mathrm{sol;ctr}} + P_{\mathrm{sol;pmp}}\right) \cdot t_{\mathrm{ci}} \quad (91)$$

Napomena: $P_{\mathrm{sol;pmp}} = 0$ u slučaju ako je $Q_{\mathrm{sol;loop;out};h} = 0$.

Iskoristivi toplinski gubici razvoda sustava solarnih kolektora su jednaki 0, osim u slučaju kada se razvod nalazi u grijanom prostoru te tada iznose:

$$Q_{\mathrm{sol;loop;rbl};h} = Q_{\mathrm{sol;loop;ls};h} \quad (92)$$

2.3.2. Komentar izmjena metode proračuna

Kod proračuna stvarne učinkovitosti kolektora prema jednadžbi (85) dodan je uvjet da vrijednost ne može biti manja od 0. Ovime je spriječeno da u određenim meteorološkim uvjetima učinkovitost kolektora bude negativna, zbog čega u daljnjem proračunu može doći do pojave negativne vrijednosti $Q_{\mathrm{sol;loop;out}}$. Također, ista jednadžba je ispravljena dodavanjem kvadrata nad članom T_h^* kod toplinskih gubitaka kolektora drugog reda.

U priručniku je također dan postupak proračuna temperature vode na izlazu iz solarnih kolektora ako je postignuta temperatura stagnacije. S obzirom na to da je cilj u ovom radu odrediti optimalno rješenje termotehničkog sustava za pravilno dimenzioniran sustav solarnih kolektora (stagnacija u kolektorima mora biti izbjegnuta), navedeni postupak nije detaljno razrađen u ovom radu.

2.4. Norma prEN 15316-5:2021 [7]

Norma **Energy performance of buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 5: Space heating and DHW storage systems (not cooling), Module M3-7, M8-7 (prEN 15316-5:2021) [7]** definira:

- potrebne ulazne podatke
- metodu proračuna za određivanje:
  - toplinskih gubitaka akumulacijskog spremnika
  - iskoristivih toplinskih gubitaka akumulacijskog spremnika
  - akumulirane toplinske energije
  - izlazne temperature iz akumulacijskog spremnika
  - toplinske energije isporučene iz akumulacijskog spremnika razvodu sustavu grijanja prostora i PTV-a

Ova norma nema opisan postupak dimenzioniranja akumulacijskog spremnika (pretpostavlja se da je dimenzioniranje pravilno provedeno). U normi su opisane dvije metode proračuna akumulacijskog spremnika. *Metoda A* uzima u obzir temperaturnu stratifikaciju vode unutar spremnika te se njena primjena preporučuje kod analize sustava sa solarnim kolektorima. U jednostavnijoj *metodi B* se pretpostavlja da je temperatura vode u cijelom spremniku jednolika te se njena primjena preporučuje kod analize sustava bez solarnih kolektora. Ove metode se mogu primijeniti samo za satni vremenski korak (ili manji). S obzirom na to da se u slučaju ovog rada razmatra samo sustav sa solarnim kolektorima, proračun prema *metodi B* nije opisan. Dodatno, norma omogućuje proračun sustava s više spremnika (povezani serijski ili paralelno), ali se u razmatranom slučaju ovog rada proračun vrši za samo jedan spremnik.

Glavni ulazni podaci u ovu normu su toplinska energija koja se mora iz spremnika isporučiti podsustavu razvoda grijanja prostora $Q_{H,dis,in}$, odnosno PTV-a $Q_{W,dis,in}$ te toplinska energija koja se predaje spremniku od strane solarnih kolektora $Q_{sol;loop;out}$.

Norma prEN 15316-5:2021 je korištena umjesto priručnika baziranog na normi EN 15316-5:2017 [8] zato što priručnik sadrži veći broj grešaka i nejasnoća koje su ispravljene u ovoj normi.

2.4.1. Opis metode proračuna

Metoda A pretpostavlja model spremnika podijeljenog u više segmenata (slojeva) homogene temperature podijeljenih po visini spremnika zbog temperaturne stratifikacije vode. Bazirana je na energetskoj jednadžbi koja se postavlja na segment:

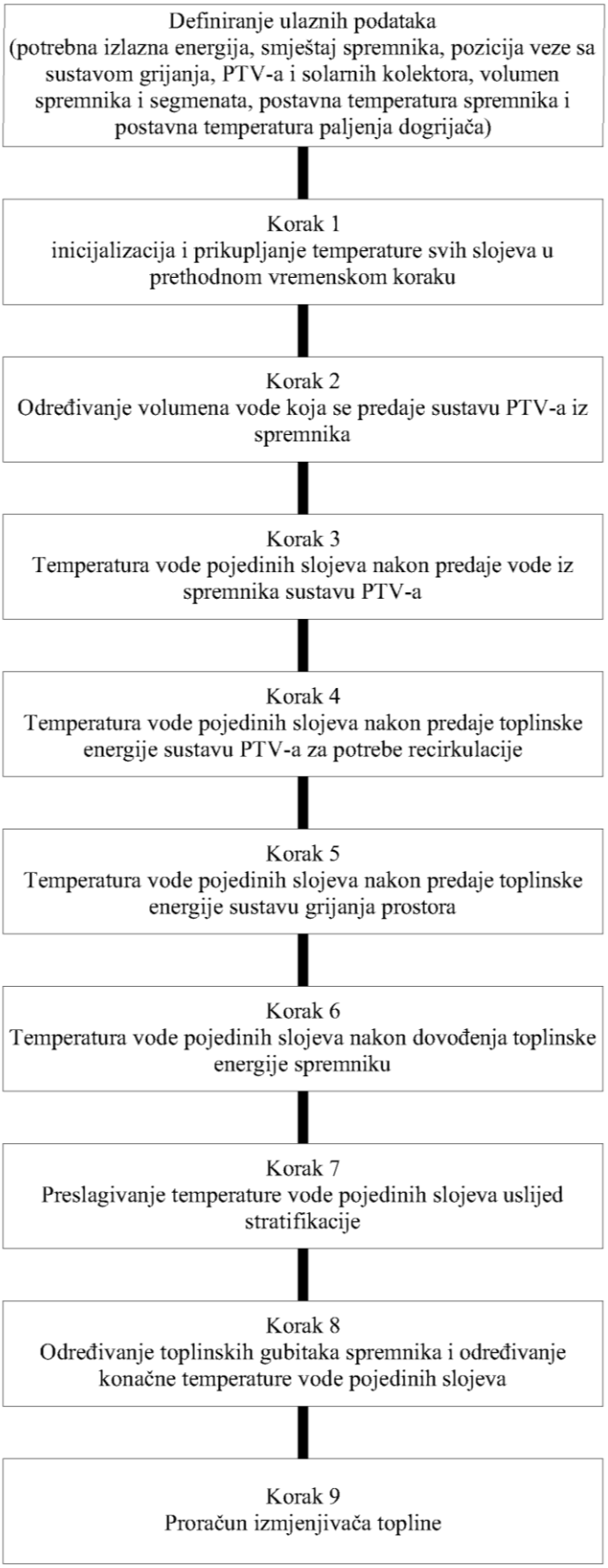
$$m_i c_\mathrm{p}\left(\vartheta_{\mathrm{t}+1,i} - \vartheta_{\mathrm{t},i}\right) = Q_{\mathrm{t}+1,i} + \Delta m_\mathrm{t} c_\mathrm{p}\left(\vartheta_{\mathrm{t},i-1} - \vartheta_{\mathrm{t},i}\right) + Q_{\mathrm{sto;ls},i} \tag{93}$$

Član s lijeve strane jednakosti jednadžbe (93) predstavlja vremensku promjenu entalpije segmenta *i* spremnika, prvi član s desne strane jednakosti predstavlja dovedenu ili odvedenu energiju segmentu *i* preko izmjenjivača topline, drugi član predstavlja vremensku promjenu entalpije segmenta *i* zbog izmjene tvari sa segmentima s kojima segment *i* graniči, a posljednji član opisuje toplinske gubitke segmenta *i* prema okolišu. Ovim modelom je zanemarena izmjena topline provođenjem između susjednih segmenata. Važno je naglasiti da se pretpostavlja da su svojstva vode u spremniku u proračunu konstantna.

Proračun prema *metodi A* opisan je u 9 koraka (Slika 3). S obzirom na to da je spremnik povezan sa sustavom solarnih kolektora, proračun je iterativan. Razlog iterativnog proračuna i uvjeti za konvergenciju su opisani u poglavlju proračuna sustava solarnih kolektora *2.3.1*.

Metoda proračuna omogućuje proizvoljan odabir broja segmenata, uz uvjet da se ne odabere manji broj segmenata od minimalno preporučenog s obzirom na izvedbu sustava. Preporučene vrijednosti dane su u *Aneksu B* norme [7].

Metoda također predviđa mogućnost provjere jesu li izvori topline uspjeli spremniku predati dovoljnu količinu toplinske energije. Manjak energije moguće je prikazati u izlaznim podacima (kao deficit energije koju je potrebno dovesti drugim sustavima) ili je moguće postaviti uvjet da se nedostupna energija u trenutnom satu dodaje potrebi energije u idućem satu. Ako u narednih N_ch sati dolazi do nedostatka energije, proračun se zaustavlja (pretpostavlja se da sustav nije dobro dimenzioniran). Vrijednost N_ch dana je u *Aneksu B* norme [7].



Slika 3. Koraci proračuna akumulacijskog spremnika

2.4.1.1. Korak 0 – Definiranje ulaznih podatka

Prije početka proračuna spremnika potrebno je definirati sve ulazni podatke proračuna. Potrebna izlazna energija iz spremnika koja se predaje razvodu sustava grijanja i PTV-a određena je proračunom prema normi EN 15316-3:2017 [4], koja je detaljno opisana u poglavlju *2.2.1.* Nadalje, potrebno je definirati postavnu temperaturu spremnika, odnosno temperaturu na koju pomoćni grijači zagrijavaju vodu te postavnu temperaturu pri kojoj dolazi do paljenja dogrijača. Vrijednosti postavnih temperatura moguće je mijenjati u svakom satu. Nakon što se odredi broj segmenata na koje se spremnik volumena $V_{\text{sto;tot}}$ dijeli, potrebno je odrediti u kojim segmentima se nalaze priključci s ostalim dijelovima termotehničkog sustava. Segmenti se mogu podijeliti na jednake volumene ili je u slučaju odabira podjele spremnika na 4 segmenta moguće volumen pojedinog segmenta odrediti prema sljedećem izrazu:

$$V_{\text{sto;vol},i} = f_{\text{vol},i} \cdot V_{\text{sto;tot}}, \text{[L]} \tag{94}$$

Gdje je $f_{\text{vol},i}$ [–] udio volumena segmenta i čija je vrijednost dana u *Aneksu B* norme [7].

Napomena: Segmenti se indeksiraju od najnižeg do najvišeg, odnosno indeks $i = 1$ označava najniži segment, a indeks $i = N_{\text{vol}}$ označava najviši segment (gdje je N_{vol} broj segmenata na koje je spremnik podijeljen).

Također, određuje se specifični toplinski gubitak spremnika:

$$H_{\text{sto;ls}} = \frac{1000}{C_4 \cdot C_5} \cdot C_1 + C_2 \cdot {V_{\text{sto;tot}}}^{C_3}, \text{[W/K]} \tag{95}$$

Gdje su C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 koeficijenti čija je vrijednost dana u *Aneksu B* norme [7].

Nadalje, određuju se specifični toplinski gubici pojedinog segmenta spremnika prema izrazu:

$$H_{\text{sto;ls},i} = \begin{Bmatrix} \frac{\frac{D}{4} + f_{\text{vol},i} \cdot H}{\frac{D}{2} + H} \cdot H_{\text{sto;ls}} & \text{u slučaju najvišeg i najnižeg sloja} \\ \frac{f_{\text{vol},i} \cdot H}{\frac{D}{2} + H} \cdot H_{\text{sto;ls}} & \text{u slučaju svih ostalih slojeva} \end{Bmatrix}, \text{[W/K]} \tag{96}$$

Gdje su:

D – promjer spremnika (uključujući izolaciju), [m]

H – visina spremnika (uključujući izolaciju), [m]

2.4.1.2. Korak 1 – Inicijalizacija i prikupljanje temperatura iz prethodnog vremenskog koraka

Na početku proračuna potrebno je pretpostaviti početnu temperaturu svih segmenata. Temperatura segmenata koje pomoćni grijač zagrijava (segment u kojem se nalazi dogrijač i svi segmenti iznad) jednaka je postavnoj temperaturi na koju pomoćni grijač zagrijava

spremnik, dok su temperature segmenata ispod pomoćnog grijača jednake temperaturi svježe vode. Kako bi se dobile točne temperature segmenata u početnom satu proračunskog perioda, provodi se postupak inicijalizacije proračuna. Proračun započinje minimalno 2 tjedna prije prvog sata u godini (za period inicijalizacije se uzimaju podaci u satima na kraju godine). Vrijednosti temperatura segmenata u zadnjem satu perioda inicijalizacije se koriste kao ulazni podaci za prvi vremenski korak proračuna razmatranog perioda. Rezultati dobiveni u periodu inicijalizacije se ne uzimaju u konačne izlazne podatke proračuna. U ostalim satima proračuna se uzimaju izračunate vrijednosti iz prethodnih sati.

2.4.1.3. Korak 2 – Određivanje volumena vode koji se predaje sustavu PTV-a iz spremnika

Volumen vode koji je potrebno predati sustavu PTV-a određuje se prema energiji koju je potrebno predati u podsustav razvoda PTV-a, uz uvjet da je temperatura vode koja se predaje viša od minimalne potrebne temperature PTV-a na izljevnom mjestu, $\vartheta_{W;out;min}$.

Napomena: Ako postoji potreba za sustav grijanja prostora i PTV-a, prioritet se daje sustavu PTV-a.

U proračunu se pretpostavlja da se voda početno odvodi od najvišeg segmenta spremnika u kojem se nalazi priključak na podsustav razvoda PTV-a, a kad taj volumen nije dovoljan, voda se oduzima iz sljedećeg segmenta ispod, pod uvjetom da je temperatura vode u segmentu viša od minimalne potrebne $\vartheta_{W;out;min}$. Postupak se ponavlja za svaki sljedeći volumen sve dok potreba nije zadovoljena, odnosno sve dok vrijedi uvjet minimalne temperature vode.

Na početku *koraka 2* određuje se akumulirana energija pojedinog segmenta prema izrazu:

$$Q_{sto;W;vol,i} = \frac{\rho_w \cdot C_{p;w} \cdot V_{sto;vol,i} \cdot \left(\vartheta_{sto;vol,i} - \vartheta_{W;cold}\right)}{1000}, \text{[Wh]} \quad (97)$$

Gdje su:

ρ_w – gustoća vode, [kg/m^3]

$C_{p;w}$ – specifični toplinski kapacitet vode, [Wh/(kgK)]

$\vartheta_{sto;vol,i}$ – temperatura vode u segmentu i, [°C]

$\vartheta_{W;cold}$ – temperatura svježe vode, [°C]

Nadalje, određuje se može li pojedini segment predati akumuliranu toplinsku energiju podsustavu razvoda PTV-a:

$$Q_{sto;W;vol,i;ubl} = \begin{cases} Q_{sto;W;vol,i} & \text{ako je } \vartheta_{sto;vol,i} \geq \vartheta_{W;out;min} \\ 0 & \text{ako je } \vartheta_{sto;vol,i} < \vartheta_{W;out;min} \end{cases}, \text{[Wh]} \quad (98)$$

Gdje je $\vartheta_{W;out;min}$ [°C] minimalna potrebna temperatura PTV-a.

Ukupna akumulirana toplinska energija koja se može predati podsustavu razvoda PTV-a:

$$Q_{\mathrm{sto;W;ubl}} = \sum_{i=1}^{N_{\mathrm{vol}}} Q_{\mathrm{sto;W;vol},i;\mathrm{ubl}}\,, [\mathrm{Wh}] \tag{99}$$

Energija koja se isporučuje podsustavu razvoda PTV-a određuje se prema izrazu:

$$Q_{\mathrm{W;sto;out}} = \min\left(Q_{\mathrm{W;sto;out;req}}; Q_{\mathrm{sto;W;ubl}}\right), [\mathrm{Wh}] \tag{100}$$

Gdje je $Q_{\mathrm{W;sto;out;req}} = Q_{\mathrm{W,dis,in}}$.

Napomena: $Q_{\mathrm{W,sto;out;req}} = Q_{\mathrm{W,dis,in}}$ ako je $Q_{\mathrm{W}} > 0$. U suprotnom $Q_{\mathrm{W;sto;out;req}} = 0$.

Maksimalna toplinska energija koju svaki sloj može predati podsustavu razvoda PTV-a iznosi:

$$Q_{\mathrm{W;sto;out;vol},i;\mathrm{max}} = \left\{\begin{matrix} Q_{\mathrm{W;sto;out}} & \text{ako je } i = N_{\mathrm{vol}} \\ Q_{\mathrm{W;sto;out;vol},i+1;\mathrm{max}} - Q_{\mathrm{W;sto;out;vol},i+1} & \text{ako je } i = [1, N_{\mathrm{vol}} - 1] \end{matrix}\right\}, [\mathrm{Wh}] \tag{101}$$

Stvarna toplinska energija koju pojedini segment predaje podsustavu razvoda PTV-a se određuje prema:

$$Q_{\mathrm{W;sto;out;vol},i} = \min\left(Q_{\mathrm{W;sto;out;vol},i;\mathrm{max}}; Q_{\mathrm{sto;W;vol,i;ubl}}\right), [\mathrm{kWh}] \tag{102}$$

Napomena: Jednadžbe (101) i (102) se rješavaju sloj po sloj, počevši od sloja $i = N_{\mathrm{vol}}$.

Volumen vode koji se preuzima iz svakog segmenta za potrebe podsustava razvoda PTV-a:

$$V_{\mathrm{sto;use;W;vol},i} = \frac{Q_{\mathrm{W;sto;out;vol},i} \cdot 1000}{\rho_{\mathrm{w}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i} - \vartheta_{\mathrm{W;cold}}\right)}, [\mathrm{L}] \tag{103}$$

Odnosno, ukupni volumen vode koja se predaje iz spremnika podsustavu razvoda PTV-a:

$$V_{\mathrm{sto;use;W}} = \sum_{i=1}^{N_{\mathrm{vol}}} V_{\mathrm{sto;use;W;vol},i}\,, [\mathrm{L}] \tag{104}$$

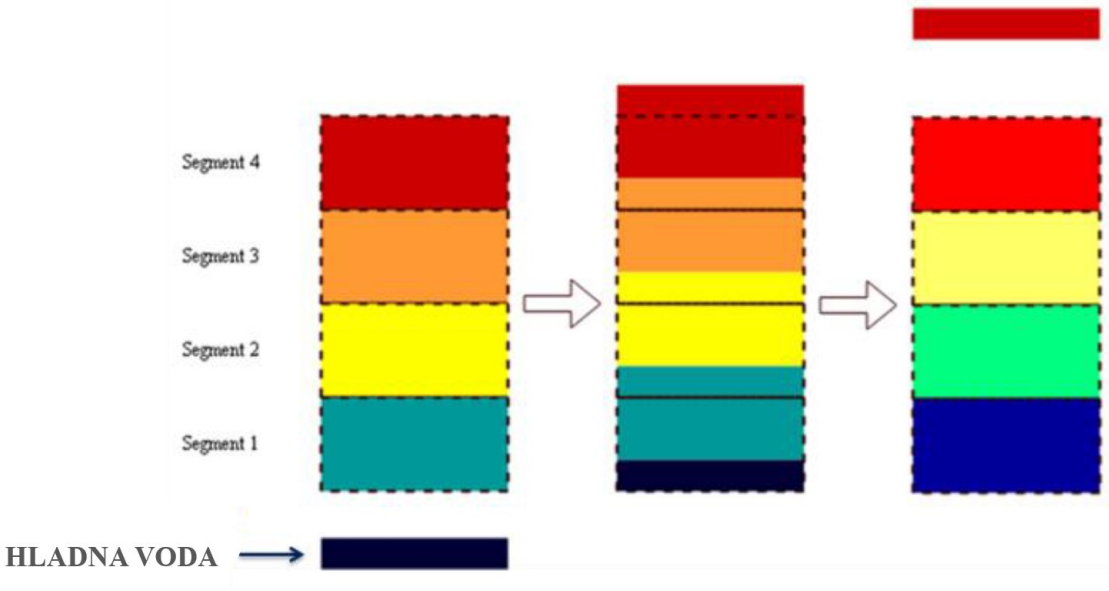
Deficit toplinske energije za potrebe podsustava razvoda PTV-a se određuje prema izrazu:

$$Q_{\mathrm{W;sto;nsup}} = Q_{\mathrm{W;sto;out;req}} - Q_{\mathrm{W;sto;out}}, [\mathrm{Wh}] \tag{105}$$

Izračunata vrijednost deficita energije se prikazuje u izlaznim podacima kao energija koju je potrebno dovesti sustavu PTV-a nekim drugim sustavima. Ako ne postoje drugi sustavi, izračunati deficit energije se dodaje potrebnoj energiji koju je potrebno predati podsustavu razvoda PTV-a $Q_{\mathrm{W;sto;out;req}}$ u idućem satu. Ako N_{ch} sati za redom dođe do pojave do deficita energije, proračun završava jer sustav nije pravilno dimenzioniran.

2.4.1.4. Korak 3 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon predaje vode iz spremnika sustavu PTV-a

Pretpostavljeno je da se cjelokupni preostali volumen vode u spremniku, nakon predaje volumena vode $V_{\text{sto;use;W}}$ sustavu PTV-a, pomiče prema vrhu spremnika, dok se ostatak volumena na dnu spremnika nadopunjuje svježom vodom temperature $\vartheta_{\text{W;cold}}$. Odnosno, ako je spremnik povezan u seriji s drugim spremnikom, voda iz drugog spremnika temperature $\vartheta_{\text{W;enter}}$. Pri tome voda koja završi u svakom zamišljenom, prostorno fiksiranom, segmentu spremnika *i* poprima temperaturu nastalu adijabatskim miješanjem vode u segmentu *i*. Opisani proces je shematski prikazan na Slika 4.



Slika 4. Shematski prikaz temperatura segmenata spremnika prije i nakon isporuke potrošne tople vode [8]

Napomena: U nastavku indeks *j* predstavlja volumen vode, dok indeks *k* predstavlja volumen zamišljenog segmenta spremnika.

U prvom koraku potrebno je definirati volumen vode koji ulazi u spremnik i volumen vode u pojedinom segmentu prije potrošnje:

$$V_{\text{vol},j} = \begin{Bmatrix} V_{\text{sto;use;W}} & \text{ako je } j = 0 \\ V_{\text{sto;vol},j} & \text{ako je } j = [1, N_{\text{vol}}] \end{Bmatrix}, [\text{L}] \tag{106}$$

Volumen vode koji je potreban da se zamišljeni segment nadopuni nakon predaje vode podsustavu razvoda PTV-a se računa na sljedeći način:

$$V_{\text{sto;vol},k;\text{nd},j} = \begin{Bmatrix} V_{\text{sto;vol},k} & \text{ako je } j = 0 \\ V_{\text{sto;vol},k;\text{nd},j-1} - V_{\text{vol},j-1;\text{vol},k} & \text{ako je } j = [1, N_{\text{vol}}] \end{Bmatrix}, [\text{L}] \tag{107}$$

Nadalje, određuje se volumen vode koji prolazi kroz granice između zamišljenih segmenata:

$$V_{\mathrm{vol},j;\mathrm{vol},k} = \begin{cases} \min(V_{\mathrm{vol},j}; V_{\mathrm{sto;vol},k;\mathrm{nd},j}) & \text{ako je } k = 1 \\ \min(V_{\mathrm{vol},j} - \sum_{i=1}^{k-1} V_{\mathrm{vol},j;\mathrm{vol},i}\,; V_{\mathrm{sto;vol},k;\mathrm{nd},j}) & \text{ako je } k = [2, N_{\mathrm{vol}}] \end{cases}, [\mathrm{L}] \quad (108)$$

Također, potrebno je definirati temperaturu volumena svježe vode i volumena vode svakog segmenta prije predaje vode sustavu PTV-a:

$$\vartheta_j = \begin{cases} \vartheta_{\mathrm{W;enter}} & \text{ako je } j = 0 \\ \vartheta_{\mathrm{sto;vol},j} & \text{ako je } j = [1, N_{\mathrm{vol}}] \end{cases}, [°\mathrm{C}] \quad (109)$$

Gdje je $\vartheta_{\mathrm{W;enter}}$ temperatura vode koja ulazi u promatrani spremnik. U slučaju da se razmatra jedan spremnik ili prvi spremnik u sustavu serijski spojenih spremnika $\vartheta_{\mathrm{W;enter}} = \vartheta_{\mathrm{W;cold}}$.

Temperatura svakog segmenta nakon predaje vode podsustavu razvoda PTV-a se računa prema sljedećem izrazu:

$$\vartheta_{\mathrm{sto;vol},k} = \frac{\sum_{j=0}^{N_{\mathrm{vol}}} V_{\mathrm{vol},j;\mathrm{vol},k} \cdot \vartheta_j}{V_{\mathrm{sto;vol},k}}, [°\mathrm{C}] \quad (110)$$

2.4.1.5. Korak 4 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon predaje toplinske energije spremnika sustavu PTV-a za potrebe recirkulacije

U ovom koraku uzimaju se u obzir toplinski gubici cirkulacijske petlje sustava PTV-a u slučaju kada nema potrošnje tople vode. U nastavku je pretpostavljeno da je povratni vod cirkulacijske petlje povezan s najvišim segmentom spremnika N_{vol}. Pretpostavlja se da je ovaj postupak proračuna dovoljno točan i za slučaj kada je povratni vod cirkulacijske petlje spojen na neki od nižih segmenata.

Pad temperature uzrokovan predajom toplinske energije sustavu PTV-a za potrebe rada cirkulacijske petlje kada nema potrebe za potrošnom toplom vodom se računa prema:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i} = \begin{cases} \dfrac{Q_{\mathrm{W;dis;ncons}} \cdot 1000}{\rho_{\mathrm{w}} C_{\mathrm{p;w}} V_{\mathrm{sto;vol},i}} & \text{ako je } i = N_{\mathrm{vol}} \\ 0 & \text{ako je } i \neq N_{\mathrm{vol}} \end{cases}, [°\mathrm{C}] \quad (111)$$

Gdje je $Q_{\mathrm{W;dis;ncons}}$ toplinska energija koja se predaje sustavu PTV-a za pokrivanje toplinskih gubitaka cirkulacijske petlje. Bitno je napomenuti da je $Q_{\mathrm{W;dis;ncons}} = Q_{\mathrm{W,dis,in}}$ u slučaju ako je $Q_{\mathrm{W}} = 0$. U suprotnom je $Q_{\mathrm{W;dis;ncons}} = 0$.

Temperatura segmenta nakon promjene temperature se određuje prema jednadžbi:

$$\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol},i} - \Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i}, [°\mathrm{C}] \quad (112)$$

Gdje je $\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i}$ s desne strane jednakosti jednadžbe temperatura segmenta *i* prije promjene temperature, odnosno prije izmjene toplinske energije.

2.4.1.6. Korak 5 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon predaje toplinske energije spremnika sustavu grijanja prostora

Toplinska energija akumulirana u svakom segmentu za potrebe sustava grijanja se određuje prema izrazu:

$$Q_{\mathrm{sto;H;vol},i} = \max\left(\frac{\rho_{\mathrm{w}} \cdot c_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol},i} \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i} - \vartheta_{\mathrm{H;out;min}}\right)}{1000}; 0\right), [\mathrm{Wh}] \quad (113)$$

Gdje je $\vartheta_{\mathrm{H;out;min}}$ minimalna potrebna temperatura polaznog voda razvoda sustava grijanja. Pretpostavlja se da je $\vartheta_{\mathrm{H;out;min}} = \vartheta_{\mathrm{m;s}}$, gdje je $\vartheta_{\mathrm{m;s}}$ određen prema metodi proračuna podsustava razvoda grijanja prostora, opisana u poglavlju *2.2.1.*

Nadalje, određuje se dostupna akumulirana energija za potrebe sustava grijanja svakog segmenta spremnika:

$$Q_{\mathrm{sto;H;vol},i;\mathrm{ubl}} = \begin{Bmatrix} Q_{\mathrm{sto;H;vol},i} & \text{ako je } i \leq N_{\mathrm{vol,sh}} \\ 0 & \text{ako je } i > N_{\mathrm{vol,sh}} \end{Bmatrix}, [\mathrm{Wh}] \quad (114)$$

Gdje je $N_{\mathrm{vol,sh}}$ segment u kojem se nalazi priključak razvoda sustava grijanja.

Ukupna iskoristiva akumulirana toplinska energija koja se može predati podsustavu razvoda grijanja:

$$Q_{\mathrm{sto;H;ubl}} = \sum_{i=1}^{N_{\mathrm{vol}}} Q_{\mathrm{sto;H;vol},i;\mathrm{ubl}}, [\mathrm{Wh}] \quad (115)$$

Energija koju spremnik predaje podsustavu razvoda grijanja se određuje sljedećim izrazom:

$$Q_{\mathrm{H;sto;out}} = \min\left(Q_{\mathrm{H;sto;out;req}}; Q_{\mathrm{sto;H;ubl}} + \sum_{i} P_{\mathrm{sto;H;bu},i} \cdot t_{\mathrm{ci}}\right), [\mathrm{Wh}] \quad (116)$$

Član $Q_{\mathrm{H;sto;out;req}}$ predstavlja toplinsku energiju koju je potrebno predati podsustavu razvoda grijanja i ona je jednaka $Q_{\mathrm{H,dis,in}}$. Zadnji član jednadžbe (116) predstavlja maksimalnu dostupnu energiju koja se pomoćnim grijačima može dovesti spremniku u trenutnom vremenskom koraku. Time je omogućeno da se u proračunu iz spremnika odvede toplinska energije veća od $Q_{\mathrm{sto;H;ubl}}$ uzimajući u obzir da je dio energije dobavljen od strane grijača. Pritom se može postaviti uvjet tijekom proračuna da u određenom periodu pojedini grijači nisu dostupni.

Pad temperature uzrokovan predajom toplinske energije podsustavu razvoda grijanja prostora se određuje prema jednadžbi:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol},i} = \begin{Bmatrix} \dfrac{Q_{\mathrm{H;sto;out}} \cdot 1000}{\rho_{\mathrm{w}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol},i}} & \text{ako je } i = N_{\mathrm{vol,sh}} \\ 0 & \text{ako je} i \neq N_{\mathrm{vol,sh}} \end{Bmatrix}, [°\mathrm{C}] \quad (117)$$

Temperatura svakog segmenta nakon predaje toplinske energije podsustavu razvoda grijanja prostora računa se prema jednadžbi (112).

Također, određuje se deficit energije za potrebe podsustava razvoda grijanja:

$$Q_{\mathrm{H;sto;nsup}} = Q_{\mathrm{H;sto;out;req}} - Q_{\mathrm{H;sto;out}}, [\mathrm{Wh}] \quad (118)$$

Kao i u slučaju s deficitom energije kod sustava PTV-a, izračunata vrijednost deficita energije može se prikazati u izlaznim rezultatima kao iznos energije koji se mora nadomjestiti nekim drugim sustavom ili se može dodati potrebnoj toplinskoj energiji za grijanje prostora $Q_{\mathrm{H;sto;out;req}}$ u idućem satu. U tom slučaju, ako N_{ch} sati za redom dođe do pojave deficita energije, proračun završava jer sustav nije pravilno dimenzioniran.

2.4.1.7. Korak 6 – Određivanje temperature segmenata spremnika nakon dovođenja toplinske energije spremniku

U šestom koraku proračuna spremnika određuje se toplinska energija koju spremniku isporučuju solarni kolektori i pomoćni grijač/i. Svakom izmjenjivaču topline potrebno je definirati položaj u spremniku.

U slučaju sustava solarnih kolektora izmjenjivač topline priključen je na segment 1 (najniži segment). Toplinska energija koja se dovodi spremniku od sustava solarnih kolektora računa se iterativno prema metodi proračuna solarnih kolektora opisanoj u poglavlju *2.3.1.*

Porast temperature najnižeg segmenta spremnika uzrokovan dovođenjem toplinske energije od sustava solarnih kolektora računa se sljedećom jednadžbom:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol,1}} = \frac{Q_{\mathrm{H;sto;sol;in;vol,1}} \cdot 1000}{\rho_{\mathrm{w}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol,1}}}, [°\mathrm{C}] \quad (119)$$

Gdje je $Q_{\mathrm{H;sto;sol;in;vol,1}} = Q_{\mathrm{sol;loop;out;}h}$ (dobiveno proračunom prema priručniku [5]).

Pomoćni grijači su povezani na segment $N_{\mathrm{vol,bu}}$. Također, moguće je provesti proračun i za slučaj gdje se svaki grijač nalazi u drugom segmentu. U tom slučaju se preporučuje podjela spremnika na veći broj segmenata. Također, preporučeno je da se u tom slučaju nakon svakog dovođenja energije provede preslagivanje temperature segmenata spremnika opisano u *koraku 7*. U slučaju koji se razmatra u ovom radu pretpostavljeno je da se izmjenjivač topline kruga kotla i električni dogrijač nalaze u istom segmentu.

Toplinska energija koju je potrebno predati svakom segmentu kako bi temperatura u njima bila jednaka postavnoj temperaturi na koju dogrijač zagrijava vodu $\vartheta_{\mathrm{sto;set;on}}$ računa se sljedećim izrazom:

$$Q_{\mathrm{H;sto;nd;in;vol,}i} = \begin{Bmatrix} \frac{\rho_{\mathrm{w}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol,}i} \cdot (\vartheta_{\mathrm{sto;set;on}} - \vartheta_{\mathrm{sto;vol,}i})}{1000} & \text{ako je } i \geq N_{\mathrm{vol,bu}} \\ 0 & \text{ako je } i = [2, N_{\mathrm{vol,bu}}] \end{Bmatrix}, [\mathrm{Wh}] \quad (120)$$

Napomena: Grijači zagrijavaju samo segment $N_{\text{vol,bu}}$ i segmente iznad. Pretpostavljeno je da nemaju utjecaj na segmente ispod $N_{\text{vol,bu}}$.

Ukupna toplinska energija potrebna da temperatura u segmentima, na koje dogrijač ima utjecaj, poraste na postavnu temperaturu $\vartheta_{\text{sto;set;on}}$ se računa prema izrazu:

$$Q_{\text{H;sto;bu;in;nd}} = \begin{cases} max\left(\sum_{i=2}^{N_{\text{vol}}} Q_{\text{H;sto;nd;in;vol},i}\,;0\right) & \text{za } \vartheta_{\text{sto;vol,Nvol,bu}} \leq \vartheta_{\text{sto;set;on;bu}} \\ max\left(\sum_{i=2}^{N_{\text{vol}}} Q_{\text{H;sto;nd;in;vol},i}\,;0\right) & \text{za } \boldsymbol{Uvjet\ A} \\ 0 & \text{za } \vartheta_{\text{sto;vol,Nvol,bu}} > \vartheta_{\text{sto;set;on;bu}} \end{cases}, [\text{Wh}] \quad (121)$$

Gdje su:

$\vartheta_{\text{sto;set;on;bu}}$ – postavna temperatura pri kojoj dolazi do paljenje pomoćnog dogrijača, [°C]

$$\boldsymbol{Uvjet\ A}\text{: ako je } \begin{pmatrix} \text{i } \vartheta_{\text{sto;vol,Nvol,bu}} > \vartheta_{\text{sto;set;on;bu}} \\ \text{i } \vartheta_{\text{sto;vol,Nvol,bu};h-1} < \vartheta_{\text{sto;set;on}} \\ \text{i } Q_{\text{H;sto;bu;in;nd};h-1} > 0 \end{pmatrix} \quad (122)$$

Pretpostavlja se da je regulacija rada dogrijača dvopoložajna, odnosno da se pali u slučaju kad temperatura vode u segmentu s temperaturnim osjetnikom (isti segment u kojem se nalazi izmjenjivač topline) padne ispod $\vartheta_{\text{sto;set;on;bu}}$, a gasi kad se postigne temperatura $\vartheta_{\text{sto;set;on}}$. Kako bi se proračun pravilno izveo, potrebno je paziti da se uvjeti provjeravaju redom koji su napisani i ako je jedan od uvjeta zadovoljen, drugi se ne provjeravaju, odnosno $Q_{\text{H;sto;bu;in;nd}}$ se smatra određenim. U suprotnom, zbog načina na koji su napisani drugi (*Uvjet A*) i treći uvjet, dobivali bi se krivi rezultati.

Toplinska energija koju pomoćni grijači predaju spremniku se računa prema:

$$Q_{\text{H;sto;bu;in;vol,Nvol,bu}} = \min\left(Q_{\text{H;sto;bu;in;nd}}; \sum_i P_{\text{sto;H;bu},i} \cdot t_{\text{ci}}\right), [\text{Wh}] \quad (123)$$

Porast temperature segmenta, u kojem se nalazi pomoćni grijač, nakon dovođenja toplinske energije se određuje prema:

$$\Delta\vartheta_{\text{sto;vol,Nvol,bu}} = \frac{Q_{\text{H;sto;bu;in;vol,Nvol,bu}} \cdot 1000}{\rho_{\text{w}} \cdot C_{\text{p;w}} \cdot V_{\text{sto;vol,Nvol,bu}}}, [\text{°C}] \quad (124)$$

Na kraju *koraka 6* računaju se temperature svakog segmenta prema jednadžbi **(**112**)**.

2.4.1.8. Korak 7 – Preslagivanje temperature segmenata spremnika uslijed temperaturne stratifikacije

U slučaju kada je temperatura segmenta *i* viša od temperature segmenta iznad njega *i*+1 dolazi do adijabatskog miješanja vode segmenata pri čemu poprimaju jednaku temperaturu. Ovaj iterativan postupak se provodi sve dok temperatura segmenta *i* ne bude niža ili jednaka temperaturi segmenta *i*+1.

Prema tome, ako je $\vartheta_{\text{sto;vol},i} > \vartheta_{\text{sto;vol},i+1}$ onda je

$$\vartheta_{\text{sto;vol},i} = \vartheta_{\text{sto;vol},i+1} = \frac{\vartheta_{\text{sto;vol},i} \cdot V_{\text{sto;vol},i} + \vartheta_{\text{sto;vol},i+1} \cdot V_{\text{sto;vol},i+1}}{V_{\text{sto;vol},i} + V_{\text{sto;vol},i+1}}, [°\text{C}] \qquad (125)$$

2.4.1.9. Korak 8 – Određivanje toplinskih gubitaka spremnika i konačnih temperatura segmenata

U *koraku 8* proračuna spremnika određuju se toplinski gubici spremnika. Toplinski gubitak svakog segmenta se računa prema sljedećem izrazu:

$$Q_{\text{sto;ls;vol},i} = \left(f_{\text{sto;conn;ls},i} \cdot H_{\text{sto;ls},i} + H_{\text{sto;add;ls},i}\right) \cdot \left(\vartheta_{\text{sto;vol},i} - \vartheta_{\text{sto;amb}}\right), [\text{Wh}] \qquad (126)$$

Gdje su:

$f_{\text{sto;conn;ls,i}}$ – faktor toplinski gubitaka, ovisan o izolaciji priključka na segment, [–]; vrijednosti se mogu preuzeti u *Aneksu B* norme [7]

$H_{\text{sto;add;ls,i}}$ – dodatni toplinski gubici koji uzimaju obzir termosifonsku cirkulaciju u cijevima priključenih na spremnik (ako nije ugrađen sifon), [W/K]

Ukupni toplinski gubici spremnika se računaju prema:

$$Q_{\text{sto;ls}} = \sum_{i=1}^{N_{\text{vol}}} Q_{\text{sto;ls;vol},i}, [\text{Wh}] \qquad (127)$$

Zbog toplinskih gubitaka dolazi do promjene temperature segmenata u spremniku. Stoga je potrebno izračunati promjenu temperature prema sljedećem izrazu:

$$\Delta\vartheta_{\text{sto;vol},i} = \frac{Q_{\text{sto;ls;vol},i} \cdot 1000}{\rho_{\text{w}} \cdot C_{\text{p;w}} \cdot V_{\text{sto;vol},i}}, [°\text{C}] \qquad (128)$$

Nakon određene promjene temperature, određuje se temperatura svakog segmenta spremnika prema jednadžbi **(**112**)**. Također, s obzirom na to da uslijed toplinskih gubitaka temperatura segmenta i+1 može past ispod temperature nižeg segmenta i, potrebno je ponoviti postupak opisan u *koraku 7*.

Iskoristivi toplinski gubici spremnika koji se predaju grijanom prostoru se određuju izrazom:

$$Q_{\text{H;sto;rbl;env}} = Q_{\text{sto;ls}} \cdot f_{\text{sto;rm}} \qquad (129)$$

Gdje je $f_{\text{sto;rm}}$ [–] faktor udjela iskoristivih toplinskih gubitaka spremnika. Prema *Aneksu B* [7], $f_{\text{sto;rm}} = 0{,}75$.

2.4.1.10. Korak 9 – Proračun izmjenjivača topline

U ovom koraku se određuje temperatura radnog medija u povratnom vodu kruga izmjenjivača topline te srednja temperatura radnog medija u izmjenjivaču topline na strani kruga solarnih kolektora i kruga pomoćnog dogrijača.

Za slučaj kruga solarnih kolektora, razlika temperature na izmjenjivaču topline se računa prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{exh}} = \frac{Q_{\mathrm{H;sto;sol;in;vol,1}} \cdot 1000}{H_{\mathrm{exh;sol}} \cdot t_{\mathrm{ci}}}, [°\mathrm{C}] \tag{130}$$

Gdje je $H_{\mathrm{exh;sol}}$ [W/K] koeficijent izmjene topline izmjenjivača topline solarnih kolektora.

Nadalje, računa se srednja temperatura medija u izmjenjivaču topline kruga solarnih kolektora:

$$\vartheta_{\mathrm{sol;mn}} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol,1}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{exh}} \tag{131}$$

Te se na kraju određuje temperatura medija u povratnom vodu kruga solarnih kolektora:

$$\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in}} = \max\left(\vartheta_{\mathrm{sol;mn}} - \frac{Q_{\mathrm{H;sto;sol;in;vol,1}}}{\dot{m}_{\mathrm{sol}} \cdot c_{\mathrm{sol}}}; \vartheta_{\mathrm{sto;vol,1}}\right), [°\mathrm{C}] \tag{132}$$

Gdje su:

$\dot{m}_{\mathrm{sol}}$ – maseni protok medija u krugu solarnih kolektora, [kg/s]

c_{sol} – specifični toplinski kapacitet medija u krugu solarnih kolektora, [J/(kgK)]

Napomena: U slučaju da je krug solarnih kolektora direktno spojen na spremnik $\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in}} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol,1}}$.

Temperatura $\vartheta_{\mathrm{sol;loop;in}}$ se koristi kao ulazni podatak u proračun sustava solarnih kolektora.

U slučaju izmjenjivača topline kruga dogrijača (npr. kotao) vrijede sljedeće jednadžbe:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{exh}} = \frac{Q_{\mathrm{H;sto;bu;in;vol,Nvol,bu}} \cdot 1000}{H_{\mathrm{exh;bu}} \cdot t_{\mathrm{ci}}}, [°\mathrm{C}] \tag{133}$$

$$\vartheta_{\mathrm{Hc;mn}} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol,Nvol,bu}} + \Delta\vartheta_{\mathrm{exh}} \tag{134}$$

$$\vartheta_{\mathrm{Hc;RT}} = \max\left(\vartheta_{\mathrm{Hc;mn}} - \frac{Q_{\mathrm{H;sto;bu;in;vol,Nvol,bu}}}{\dot{m}_{\mathrm{bu}} \cdot c_{\mathrm{bu}}}; \vartheta_{\mathrm{sto;vol,Nvol,bu}}\right), [°\mathrm{C}] \tag{135}$$

Gdje su:

$H_{\mathrm{exh;bu}}$ - koeficijent izmjene topline izmjenjivača topline pomoćnog grijača, [W/K]

$\dot{m}_{\mathrm{bu}}$ – maseni protok medija u krugu pomoćnog grijača, [kg/s])

c_{bu} – specifični toplinski kapacitet medija u krugu pomoćnog grijača, [J/(kgK)]

Napomena: U slučaju da je krug solarnih kolektora direktno spojen na spremnik $\vartheta_{\mathrm{Hc;RT}} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol,Nvol,bu}}$.

Temperature $\vartheta_{Hc;mn}$ i $\vartheta_{Hc;RT}$ se koriste kao ulazni podaci u proračun generatora topline, koji je opisan u poglavlju *2.5.1.*

2.4.2. Komentar izmjena metode proračuna

U normi se nalazi nekoliko jednadžbi s greškom. U jednadžbi (106), prema kojoj se definiraju volumen vode koji ulazi u spremnik i volumen vode u pojedinom segmentu prije potrošnje, je zamijenjena pozicija članova $V_{sto;vol;j}$, koji se u izvornom obliku jednadžbe nalazi s lijeve strane jednakosti, i člana $V_{sto;j}$, koji je izvorno s desne strane jednakosti. Nadalje, u jednadžbi (107), prema kojoj se određuje ostatak volumena vode koji je potreban da se zamišljeni segment nadopuni do kraja, član $V_{vol,j;vol,k}$ je zamijenjen članom $V_{vol,j-1;vol.k}$. U jednadžbi (110), prema kojoj se određuje temperatura svakog segmenta nakon predaje volumena vode podsustavu razvoda PTV-a, član u nazivniku $V_{vol,j;vol,k}$ je zamijenjen članom $V_{sto;vol,k}$. U jednadžbi (118), prema kojoj se određuje deficit energije koja nije bila dostupna za predaju podsustavu razvoda grijanja prostora, prvi član s desne strane jednakosti $Q_{H;sto;out}$ je zamijenjen članom $Q_{H;sto;out;req}$.

U normi nije precizno objašnjeno što predstavlja izraz $Q_{W,dis;ncons}$ kod izračuna pada temperature u spremniku zbog toplinske energije koja se predaje cirkulacijskoj petlji podsustava razvoda PTV-a. Stoga je dodan uvjet prema kojem je definirano da je $Q_{W;dis;ncons} = 0$ ako postoji potreba za PTV-om ($Q_W > 0$), odnosno da je $Q_{W;dis;ncons} = Q_{W,dis,in}$ ako nema potrebe za PTV-om ($Q_W = 0$). Sukladno tome, definiran je i uvjet u kojim slučajevima je $Q_{W;sto;out;req}$ jednak $Q_{W,dis,in}$ ($Q_W > 0$), odnosno 0 ($Q_W = 0$).

Inicijalizacija proračuna prema normi započinje pretpostavljanjem temperature segmenata u početnom satu. Kako bi se eliminirala greška u početnom satu proračunskog perioda, koja se uvodi pretpostavljanjem temperatura segmenata, predloženo je da se provede period inicijalizacije proračuna. U tom periodu dolazi do protemperiranja segmenata u spremniku te oni poprimaju realnije vrijednosti temperatura u početnom satu proračuna.

U jednadžbi (121), prema kojoj se određuje ukupna toplinska energija potrebna da temperatura u segmentima na koje dogrijač ima utjecaj poraste na postavnu temperaturu $\vartheta_{sto;set;on}$, dodan je izračun potrebne toplinske energije za slučaj prema *Uvjet A* (122). *Uvjet A* predstavlja slučaj kada dogrijač u prethodnom satu nije uspio zagrijati vodu na postavnu temperaturu $\vartheta_{sto;set;on}$. U tom slučaju pomoćni grijač radi u narednim satima, sve dok se u segmentu na koji je dogrijač spojen ne postigne temperatura jednaka ili viša od temperature $\vartheta_{sto;set;on}$. Bez tog uvjeta, ako u promatranom vremenskom koraku dođe do potrebe paljenja dogrijača te se segment u kojem se

nalazi dogrijač zagrije na temperaturu iznad postavne temperature paljenja dogrijača $\vartheta_{sto;set;on;bu}$, ali ispod postavne temperature na koju dogrijač zagrijava spremnik $\vartheta_{sto;set;on}$, u sljedećem vremenskom koraku pomoćni grijač ne nastavlja s radom.

U određenim uvjetima, zbog većeg toplinskog gubitka segmenta na samom vrhu spremnika u odnosu na segment ispod, može doći do pojave gdje je segment ispod najvišeg segmenta više temperature. Stoga je na kraju *koraka 8* predloženo da se ponovno provede preslagivanje temperatura segmenata prema postupku opisanom u *koraku 7*.

2.5. Priručnik EN 15316-4-1:2017 [9]

Norma **Energy performance of buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-1: Space heating and DHW generation systems, combustion systems (boilers, biomass), Module M3-8-1, M8-8-1 (EN 15316-4-1:2017)** [9] definira:

- potrebne ulazne podatke
- metodu proračuna za određivanje:
  - toplinskih gubitaka generatora
  - iskoristivih toplinskih gubitka generatora
  - pomoćne energija potrebne za pogon generatora
- energiju koju je potrebno isporučiti podsustavu predaje topline

Glavni ulazni podaci u proračun generatora topline su toplinska energija koju generator mora predati podsustavu razvoda grijanja prostora i PTV-a, odnosno spremniku te srednja temperatura u krugu generatora, odnosno temperatura radnog medija u povratnom vodu kruga generatora. S obzirom na to da se u slučaju ovog rada razmatra sustav s kotlom, u daljnjem tekstu se umjesto izraza generator koristiti izraz kotao. Vremenski korak proračuna je jedan sat.

2.5.1. Opis metode proračuna

Na početku proračuna potrebno je definirati toplinsku energiju koju kotao mora predati spremniku. Norma je napisana za slučaj kada je kotao direktno spojen na podsustav razvoda grijanja prostora i PTV-a te se proračun provodi za svaki slučaj zasebno. S obzirom na to da u ovom radu razmatra slučaj kada je kotao spojen na spremnik, proračun je prilagođen za navedeni slučaj.

Toplinska energija koju kotao mora predati spremniku se definira kao:

$$Q_{\mathrm{gnr;out}} = f_{\mathrm{ctr;ls}} \cdot Q_{\mathrm{H;sto;bu;in;vol,Nvol,bu}}, [\mathrm{Wh}] \tag{136}$$

Gdje je $f_{\mathrm{ctr,ls}}$ [–] faktor regulacije čija se vrijednost može preuzeti iz priručnika [9].

Vrijeme rada kotla u promatranom vremenskom koraku se određuje prema jednadžbi:

$$t_{\mathrm{gnr}} = \frac{Q_{\mathrm{gnr;out}}}{P_{\mathrm{n}}}, [\mathrm{h}] \tag{137}$$

Gdje je P_{n} [W] nazivna snaga kotla.

Nadalje, određuje se faktor opterećenja kotla:

$$\beta_{\mathrm{gnr}} = \min\left(\frac{Q_{\mathrm{gnr;out}}}{P_{\mathrm{n}} \cdot t_{\mathrm{use}}}; 1\right), [-] \tag{138}$$

Gdje je t_{use} [h] period korištenja kotla. Ovom vrijednošću se određuje je li kotao spojen na električnu mrežu što utječe na toplinske gubitke kotla u stanju pripravnosti. U slučaju kad je $t_{\mathrm{use}} = 0 \rightarrow \beta_{\mathrm{gnr}} = 0$.

Srednja temperatura radnog medija u kotlu određuje se prema izrazu:

$$\vartheta_{\mathrm{c;mn}} = \max\left(\vartheta_{\mathrm{gnr,min}}; \vartheta_{\mathrm{mean}}\right), [°\mathrm{C}] \tag{139}$$

Gdje su:

$\vartheta_{\mathrm{gnr;min}}$ – minimalna operativna temperatura kotla, [°C], vrijednosti dane u *Aneksu A* priručnika [9]

$\vartheta_{\mathrm{mean}}$ – srednja temperatura vode u krugu kotla, [°C]; $\vartheta_{\mathrm{mean}} = \vartheta_{\mathrm{Hc;mn}}$ (određeno u proračunu akumulacijskog spremnika opisano u poglavlju *2.4.1.10.*)

U idućem koraku metode proračuna određuju se korigirana učinkovitost i toplinski gubici kotla u slučaju 100% opterećenja. Priručnik opisuje metodu proračuna za standardne kotlove i direktno plinski grijane akumulacijske spremnike. U slučaju ovog rada razmatraju se samo sustavi sa standardnim kotlovima te se postupak proračuna direktno plinski grijanog akumulacijskog spremnika neće opisivati.

Učinkovitost kotla pri punom opterećenju kao funkcija nazivne snage kotla se određuje prema sljedećem izrazu:

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pn}} = \frac{c_1 + c_2 \cdot \log\frac{P_{\mathrm{n}}}{1000}}{100}, [-] \tag{140}$$

U slučaju kondenzacijskih kotlova učinkovitost pri punom opterećenju se određuje za temperaturu povratnog voda $\vartheta_{\mathrm{c,RT}} = \vartheta_{\mathrm{Hc,RT}}$ (određena u proračunu spremnika, opisano u poglavlju *2.4.1.10.*) između 60°C i 30°C:

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pn;60}} = \frac{c_{1,60°C} + c_{2,60°C} \cdot \log\frac{P_\mathrm{n}}{1000}}{100}, [-] \quad (141)$$

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pn;30}} = \frac{c_{1,30°C} + c_{2,30°C} \cdot \log\frac{P_\mathrm{n}}{1000}}{100}, [-] \quad (142)$$

Gdje su c_1, c_2, $c_{1,60°C}$ i $c_{2,30°C}$ parametri za izračun učinkovitosti kotla koji su dani u *Aneksu A* priručnika [9].

Napomena: Ako su dostupni EcoDesign podaci o proizvodu, moguće ih je koristiti umjesto jednadžbi (140) – (142).

Korigirana učinkovitost kotla pri punom opterećenju zbog utjecaja temperature medija se određuje prema izrazu:

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pn;corr}} = \eta_{\mathrm{gnr;Pn}} + \frac{f_{\mathrm{corr;Pn}}}{100}\left(\vartheta_{\mathrm{gnr;test;Pn}} - \vartheta_{\mathrm{c;mn}}\right), [-] \quad (143)$$

Odnosno u slučaju kondenzacijskih kotlova:

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pn;corr}} = \eta_{\mathrm{gnr;Pn;60}} + \frac{\eta_{\mathrm{gnr;Pn;60}} - \eta_{\mathrm{gnr;Pn;30}}}{\vartheta_{\mathrm{gnr;Pn;60}} - \vartheta_{\mathrm{gnr;Pn;30}}}\left(\vartheta_{\mathrm{gnr;test;Pn;60}} - \vartheta_{\mathrm{c;RT}}\right), [-] \quad (144)$$

Gdje su:

$f_{\mathrm{corr;Pn}}$ – korekcijski faktor kotla pri punom opterećenju, [%/°C]; *Aneks A* [9]

$\vartheta_{\mathrm{gnr;test;Pn}}$ – prosječna temperatura vode u kotlu na ispitnim temperaturama, pri punom opterećenju, [°C]; *Aneks A* [9]

Nadalje, računaju se korigirani toplinski gubici kotla pri punom opterećenju:

$$P_{\mathrm{gnr;ls;Pn;corr}} = \frac{f_{\mathrm{Hs/Hi}} \cdot \eta_{\mathrm{gnr;Pn;corr}}}{\eta_{\mathrm{gnr;Pn;corr}}} \cdot P_\mathrm{n}, [\mathrm{W}] \quad (145)$$

Gdje je $f_{\mathrm{Hs/Hi}}$ [–] omjer gornje i donje ogrjevne moći goriva.

Sljedeći korak je proračun učinkovitosti i toplinskih gubitaka kotla pri djelomičnom opterećenju. Za to je prvo potrebno odrediti snagu kotla pri djelomičnom opterećenju:

$$P_{\mathrm{int}} = \beta_{\mathrm{int}} \cdot P_\mathrm{n}, [\mathrm{W}] \quad (146)$$

Gdje je $\beta_{\mathrm{int}} = 0{,}3$.

Učinkovitost kotla pri djelomičnom opterećenju u ovisnosti o nazivnoj snazi kotla se računa prema:

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pint}} = \frac{c_3 + c_4 \cdot \log\frac{P_\mathrm{n}}{1000}}{100}, [-] \quad (147)$$

Gdje su c_3 i c_4 parametri za izračun učinkovitosti kotla koji su dani u *Aneksu A* priručnika [9].

Napomena: Ako su dostupni EcoDesign podaci o proizvodu, preporučeno je koristiti njih umjesto vrijednosti dobivene jednadžbom (147).

Korigirana učinkovitost kotla pri djelomičnom opterećenju određuje se izrazom:

$$\eta_{\mathrm{gnr;Pint;corr}} = \eta_{\mathrm{gnr;Pint}} + \frac{f_{\mathrm{corr;Pint}}}{100}\left(\vartheta_{\mathrm{gnr;test;Pint}} - \vartheta_{\mathrm{c;mn}}\right), [-] \quad (148)$$

Gdje su:

$f_{\mathrm{corr;Pint}}$ – korekcijski faktor pri djelomičnom opterećenju, [–]; *Aneks A* [9]

$\vartheta_{\mathrm{gnr;test;Pint}}$ – srednja temperatura vode u kotli pri ispitnim uvjetima, u uvjetima ispitivanja pri djelomičnom opterećenju, [°C]; *Aneks A* [9]

S određenom korigiranom učinkovitošću kotla pri djelomičnom opterećenju, moguće je odrediti korigirane toplinske gubitke kotla pri djelomičnom opterećenju:

$$P_{\mathrm{gnr;ls;Pint;corr}} = \frac{f_{\mathrm{Hs/Hi}} \cdot \eta_{\mathrm{gnr;Pint;corr}}}{\eta_{\mathrm{gnr;Pint;corr}}} \cdot P_{\mathrm{int}}, [\mathrm{W}] \quad (149)$$

Nadalje, potrebno je odrediti učinkovitost i toplinske gubitke kotla pri 0% opterećenja. Faktor toplinskih gubitaka kotla u stanju pripravnosti se računa sljedećim izrazom:

$$f_{\mathrm{gnr;ls;P0}} = \frac{c_5 + {P_{\mathrm{n}}}^{c_6}}{100}, [-] \quad (150)$$

Gdje su c_5 i c_6 parametri za izračun učinkovitosti kotla koji su dani u *Aneksu A* priručnika [9].

Ako su dostupni EcoDesign podaci toplinskih gubitaka kotla u stanju pripravnosti $P_{\mathrm{gnr;ls;P0}}$, faktor $f_{\mathrm{gnr;ls;P0}}$ se određuje na sljedeći način:

$$f_{\mathrm{gnr;ls;P0}} = \frac{P_{\mathrm{gnr;ls;P0}} \cdot \eta_{\mathrm{gnr;Pn}}}{P_{\mathrm{n}}}, [-] \quad (151)$$

Korigirani toplinski gubici kotla u stanju pripravnosti se računaju prema izrazu:

$$P_{\mathrm{gnr;ls;P0;corr}} = \frac{P_{\mathrm{n}}}{\eta_{\mathrm{gnr;Pn}}} \cdot f_{\mathrm{gnr;ls;P0}} \cdot f_{\mathrm{Hs/Hi}} \cdot \left(\frac{\vartheta_{\mathrm{c;mn}} - \vartheta_{\mathrm{brm}}}{\vartheta_{\mathrm{gnr;test;P0}} - 20}\right)^{1{,}25}, [\mathrm{W}] \quad (152)$$

Gdje su:

ϑ_{brm} – unutarnja temperatura prostorije u kojoj je kotao smješten, [°C], priručnik [9]

$\vartheta_{\mathrm{gnr;test;P0}}$ – srednja temperatura vode u kotli pri ispitnim uvjetima, u uvjetima ispitivanja pri stanju pripravnosti, [°C]

Napomena: Kod proračuna jed. (152), u slučaju kada je $Q_{\mathrm{gnr;out}} = 0 \rightarrow \vartheta_{\mathrm{c;mn}} = \vartheta_{\mathrm{gnr;min}}$.

Potrebna pomoćna energija za pogon kotla pri punom i djelomičnom opterećenju te stanju pripravnosti se određuje sljedećom jednadžbom:

$$P_{\mathrm{aux;Px}} = \frac{c_{7,\mathrm{x}} + c_{8,\mathrm{x}} \cdot {P_{\mathrm{n}}}^{n_{\mathrm{x}}}}{100}, [\mathrm{W}] \quad (153)$$

Gdje su $c_{7,x}$, $c_{8,x}$ i n_x parametri za izračun učinkovitosti kotla koji su dani u *Aneksu A* priručnika [9]. Indeks x = P_n pri punom opterećenju, x = P_{int} pri djelomičnom opterećenju i x = P_0 pri stanju pripravnosti.

Napomena: Ako su dostupni EcoDesing podaci, koristiti njih umjesto jednadžbe (153).

S prethodno dobivenim vrijednostima moguće je izračunati toplinske gubitke kotla i potrebnu pomoćnu energiju za pogon kotla pri stvarnom opterećenju prema sljedećim izrazima:

- Ako je $0 \leq \beta_X \leq \beta_{int}$:

$$P_{gnr;ls;P_X} = \frac{\beta_{gnr}}{\beta_{int}} \cdot \left(P_{gnr;ls;Pint;corr} - P_{gnr;ls;P0;corr}\right) + P_{gnr;ls;P0;corr}, \text{[W]} \quad (154)$$

$$P_{aux;P_X} = \frac{\beta_{gnr}}{\beta_{int}} \cdot \left(P_{aux;Pint} - P_{aux;P0}\right) + P_{aux;P0}, \text{[W]} \quad (155)$$

- Ako je $\beta_{int} < \beta_X \leq 1$:

$$P_{gnr;ls;P_X} = \frac{\beta_{gnr} - \beta_{int}}{1 - \beta_{int}} \cdot \left(P_{gnr;ls;Pn;corr} - P_{gnr;ls;Pint;corr}\right) + P_{gnr;ls;Pint;corr}, \text{[W]} \quad (156)$$

$$P_{aux;P_X} = \frac{\beta_{gnr} - \beta_{int}}{1 - \beta_{int}} \cdot \left(P_{aux;Pn} - P_{aux;Pint}\right) + P_{aux;Pint}, \text{[W]} \quad (157)$$

Gdje indeks X označava stanje stvarnog opterećenja.

Toplinski gubici kotla i potrebna pomoćna energija za pogon kotla u promatranom vremenskom koraku se određuju jednadžbama:

$$Q_{gnr;ls} = P_{gnr;ls;P_X} \cdot t_{use}, \text{[Wh]} \quad (158)$$

$$W_{gnr} = P_{aux;P_X} \cdot t_{use}, \text{[Wh]} \quad (159)$$

Iskoristivi toplinski gubici kotla kroz ovojnicu se određuju izrazom:

$$Q_{gnr;ls;env;rbl} = P_{gnr;ls;P0;corr} \cdot (1 - f_{brm}) \cdot f_{env} \cdot t_{use}, \text{[Wh]} \quad (160)$$

Gdje su:

f_{brm} – faktor temperaturne redukcije, [–]; priručnik [9]

f_{env} – toplinski gubici kroz ovojnicu kotla, izraženi kao dio ukupnih toplinskih gubitaka kotla u stanju pripravnosti, [–]; *Aneks A*, priručnik [9]

Vraćena pomoćna energija radnom mediju se određuje prema sljedećoj jednadžbi:

$$Q_{gnr;aux;rvd} = 0{,}75 \cdot W_{gnr}, \text{[Wh]} \quad (161)$$

Proračun iskoristivih gubitaka pomoćne energije koja se predaje u grijani prostor se određuje sljedećim izrazom:

$$Q_{\mathrm{gnr;aux;rbl}} = 0{,}25 \cdot W_{\mathrm{gnr}} \cdot (1 - f_{\mathrm{brm}}), [\mathrm{Wh}] \quad (162)$$

Deficit toplinske energije kotla za zagrijavanje spremnika, koja se mora nadomjestiti nekim drugim sustavom generacije topline se računa jednadžbom:

$$Q_{\mathrm{gen;bu}} = \max\left[0; P_{\mathrm{n}} \cdot \left(t_{\mathrm{gnr}} - t_{\mathrm{use}}\right)\right], [\mathrm{Wh}] \quad (163)$$

Toplinska energija koju je gorivom potrebno isporučiti podsustavu proizvodnje topline:

$$Q_{\mathrm{gen;in}} = Q_{\mathrm{gnr;out}} - Q_{\mathrm{gnr;aux;rvd}} + Q_{\mathrm{gnr;ls}}, [\mathrm{Wh}] \quad (164)$$

2.5.2. Komentar izmjena metode proračuna

Metoda proračuna kotla prema priručniku je prilagođena za slučaj sustava bez spremnika, odnosno proračun se odvojeno provodi za sustav grijanja i PTV-a. S obzirom na to da su podsustavi grijanja i PTV-a vezani sa spremnikom, proračun se provodi za samo jednu toplinsku energiju koju je kotlom potrebno isporučiti spremniku $Q_{\mathrm{gnr;out}}$.

U jednadžbi za izračun faktora opterećenja kotla (138), dodan je uvjet da β_{gnr} ne može biti veći od 1. Bez tog uvjeta dolazi do greške u proračunu. Nadalje, u jednadžbi (152), prema kojoj se računaju korigirani toplinski gubici kotla u stanju pripravnosti, dodan je uvjet da kada kotao ne isporučuje toplinsku energiju spremniku ($Q_{\mathrm{gnr;out}} = 0$), tada se član $\vartheta_{\mathrm{c;mn}}$ zamjenjuje članom $\vartheta_{\mathrm{gnr;min}}$. Ovaj uvjet dodan je zato što je kotao povezan sa spremnikom pa $\vartheta_{\mathrm{c;mn}}$ ovisi o temperaturi segmenta spremnika na koji priključen izmjenjivač topline kruga kotla. Kako je temperatura tog segmenta u periodu stanja pripravnosti kotla u pravilu jednaka postavnoj temperaturi spremnika $\vartheta_{\mathrm{sto;set;on}}$ ili čak i veća uslijed utjecaja solarnih kolektora, povećava se iznos toplinskih gubitaka kotla u stanju pripravnosti u tom periodu. U stvarnosti, pumpa u krugu kotla u tom periodu ne radi pa prema tome stanje u spremniku nema utjecaj na temperaturu vode u samom kotlu. Stoga je pretpostavljeno da se toplinski gubici kotla u periodu stanja pripravnosti računaju za minimalnu operativnu temperaturu kotla.

3. PREGLED OSTALIH METODA KORIŠTENIH ZA PRORAČUN SUSTAVA

3.1. Proračun isporučene i primarne energije te emisije CO_2

Isporučena energija se računa prema izrazu [2]:

$$E_{\mathrm{del}} = Q_{\mathrm{gen;in}} + \left(W_{\mathrm{em;aux}} + W_{\mathrm{H;dis;aux}} + W_{\mathrm{W;dis;aux}} + W_{\mathrm{sol;aux}} + W_{\mathrm{gen;aux}} + W_{\mathrm{bu;el}}\right), [\mathrm{kWh}] \quad (165)$$

Gdje je $W_{\mathrm{bu;el}}$ [kWh] električna energija koja se predaje električnom dogrijaču u spremniku ($W_{\mathrm{bu;el}} = Q_{\mathrm{gen;bu}}$).

Primarna energije se određuje jednadžbom [2]:

$$E_{\mathrm{prim}} = \sum_i \left(f_{\mathrm{p},i} \cdot Q_{\mathrm{gen;in},i}\right) + \sum_j \left(f_{\mathrm{p,el}} \cdot W_{\mathrm{aux},j}\right), [\mathrm{kWh}] \quad (166)$$

Gdje su:

$Q_{\mathrm{gen;in},i}$ – isporučena energija i-tom generatoru topline, [kWh]

$W_{\mathrm{aux},j}$ – energija za pogon pomoćnog uređaja j, [kWh]

$f_{\mathrm{p},i}$ – faktor primarne energije za i-ti izvor energije, [–]

$f_{\mathrm{p,el}}$ – faktor primarne energije za električnu energiju, [–]

Koeficijent utroška primarne energije e_{p} predstavlja omjer primarne energije i potrebne toplinske energije te se računa prema izrazu [2]:

$$e_{\mathrm{p}} = \frac{E_{\mathrm{prim}}}{Q_{\mathrm{H;nd}} + Q_{\mathrm{W}}}, [-] \quad (167)$$

Emisija CO_2 se računa prema jednadžbi [2]:

$$\mathrm{CO_2} = \sum_i \left(C_{p,\mathrm{i}} \cdot Q_{\mathrm{gen;in},i}\right) + \sum_j \left(C_{\mathrm{p,el}} \cdot W_{\mathrm{aux},j}\right), [\mathrm{kg_{CO2}/a}] \quad (168)$$

Gdje su:

$C_{\mathrm{p},i}$ – faktor pretvorbe za i-ti izvor energije, [$\mathrm{kg_{CO2}}$/kWh]

$C_{\mathrm{p,el}}$ – faktor pretvorbe za električnu energiju, [$\mathrm{kg_{CO2}}$/kWh]

Udio obnovljivih izvora energije u ukupnoj isporučenoj energiji za rad termotehničkih sustava je definiran izrazom [10]:

$$r_{\mathrm{ren;termo}} = \left(\frac{E_{\mathrm{ren}} + E_{\mathrm{ren1}}}{E_{\mathrm{ren}} + E_{\mathrm{del}}}\right) \cdot 100, [\%] \quad (169)$$

Gdje su:

E_{ren} – obnovljiva energija proizvedena na lokaciji zgrade (npr. solarni kolektori, dizalice topline) koja umanjuje isporučenu energiju zgradi, [kWh/a]

E_{ren1} – obnovljiva energija isporučena zgradi (npr. drvna biomasa, bioplin) koja ne umanjuje isporučenu energiju zgradi, [kWh/a]

3.2. Troškovna analiza sustava [11]

Provedbom troškovne analize sustava moguće je odrediti isplativost pojedinog rješenja sustava. Vrijednost s kojom se ocjenjuje isplativost sustava je ukupna cijena sustava C_{uk} koju čine investicijski troškovi $C_{\text{investicija}}$ i troškovi pogona C_{pogon}:

$$C_{\text{uk}} = C_{\text{investicija}} + C_{\text{pogon}}, \text{[kn]} \tag{170}$$

Investicijske troškove čine troškovi opreme C_{oprema} i troškovi izvedbe C_{izvedba} (instalacija opreme). Cijenu pojedine opreme moguće je pronaći u katalogu proizvođača, odnosno katalogu prodavača, a troškovi izvedbe se mogu procijeniti da iznose 30% troškova opreme. Kako bi troškovna analiza bila što preciznija, nužno je u investicijske troškove uzeti u obzir što više dijelova sustava. Opremu koja ostaje jednaka u svim rješenjima sustava je moguće isključiti iz investicijskih troškova sustava.

Troškovi godišnje potrošnje energije se određuju prema izrazu:

$$C_{\text{en}} = \sum_i \left(Q_{\text{gen;in},i} \cdot C_{\text{g},i}\right) + \sum_i \left(W_{\text{aux},i} \cdot C_{\text{g,el}}\right), \text{[kn/a]} \tag{171}$$

Gdje su:

$C_{\text{g},i}$ – cijena i-tog energenta, [kn/kWh]

$C_{\text{g,el}}$ – cijena električne energije, [kn/kWh]

Uobičajeno je provjeriti koliko će iznositi ukupni troškovi sustava C_{uk} nakon N godina, gdje N predstavlja pretpostavljeni vijek trajanja sustava. Stoga se određuju troškovi energije kroz period od N godina prema izrazu:

$$C_{\text{en},n} = C_{\text{en}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{i}{100}\right)^N - 1}{\frac{i}{100}}, \text{[kn]} \tag{172}$$

Gdje su:

i – godišnja stopa povećanja cijene energenta, [%]; i = 2,8% [11]

N – broj godina za koji se računaju troškovi energije, [god]; n = 30 god [11]

Ukupni pogonski troškovi nakon N godina se računaju prema izrazu:

$$C_{\text{pogon}} = C_{\text{en},N} + C_{\text{en;ostalo},N} + C_{\text{en;naknada},N}, \text{[kn]} \tag{173}$$

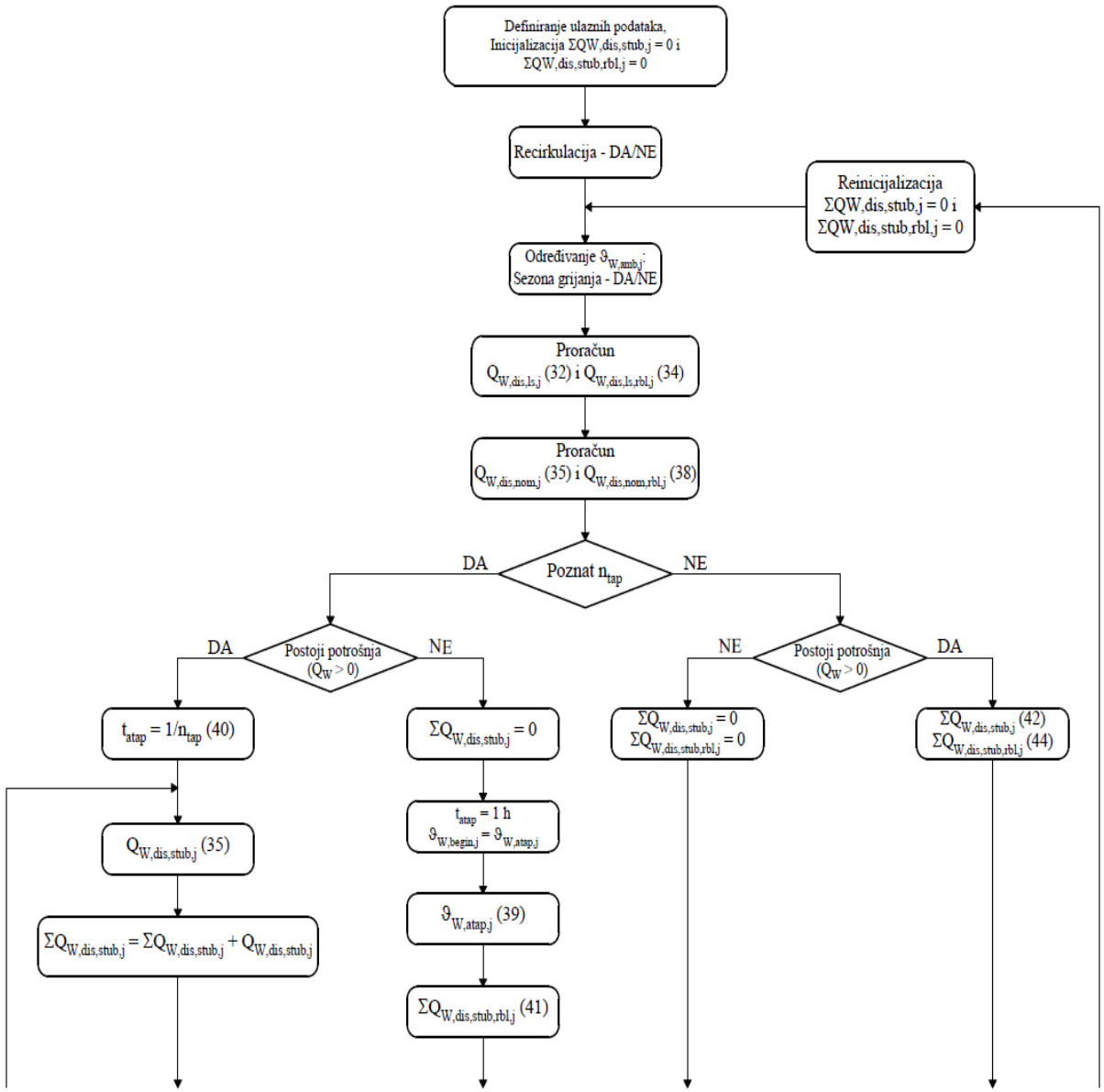
Gdje su:

$C_{en;ostalo,N}$ – ostali troškovi kroz N godina vezani uz isporučenu količinu energenta, na koje ne utječe godišnja stopa povećanja cijene energenta, [kn]

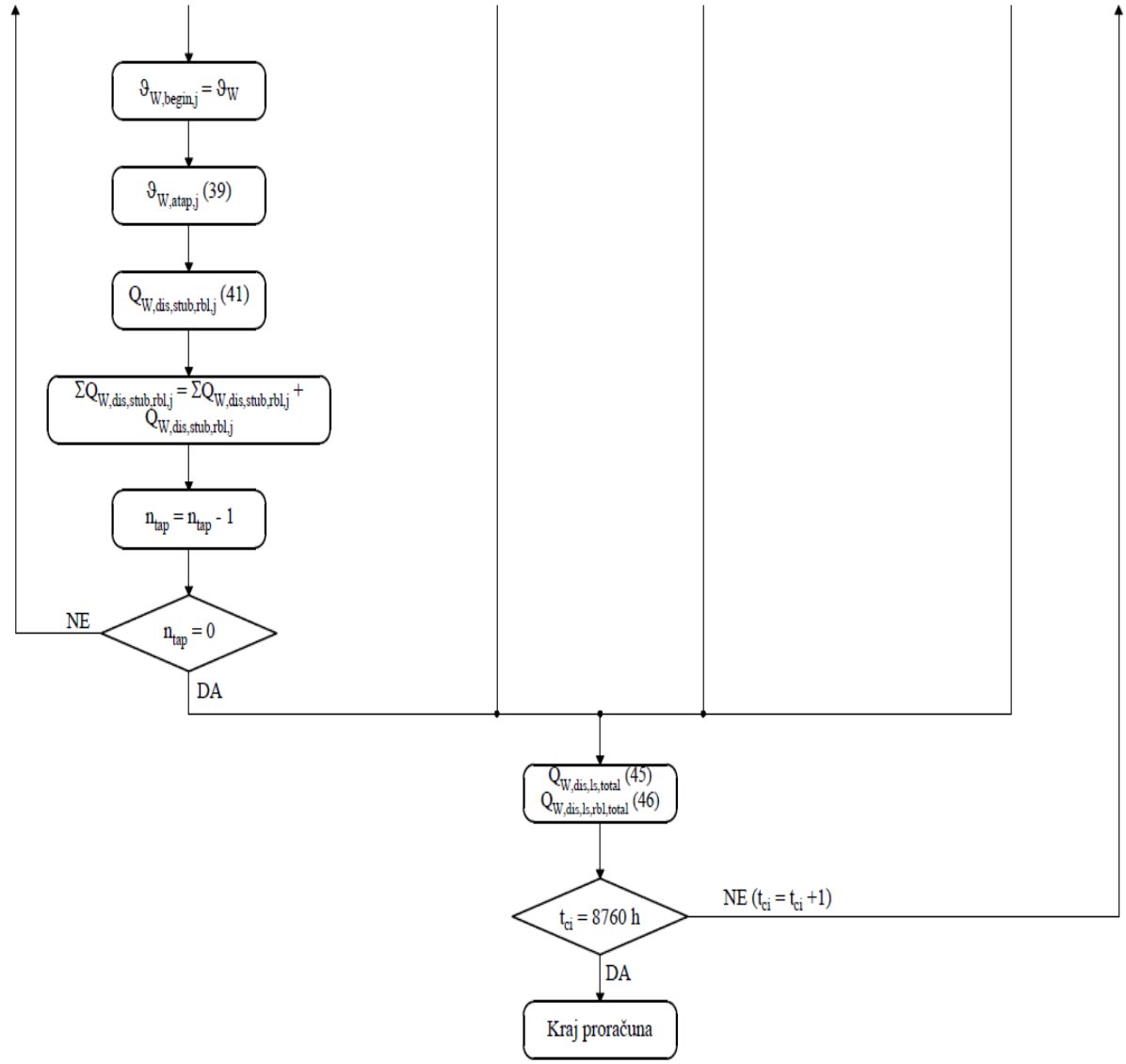
$C_{en;naknada,N}$ – suma mjesečnih naknada za obračunsko mjerno mjesto kroz N godina, [kn]

4. PRIKAZ TOKA SIMULACIJE SUSTAVA I RAZVIJENOG RAČUNALNOG PROGRAMA

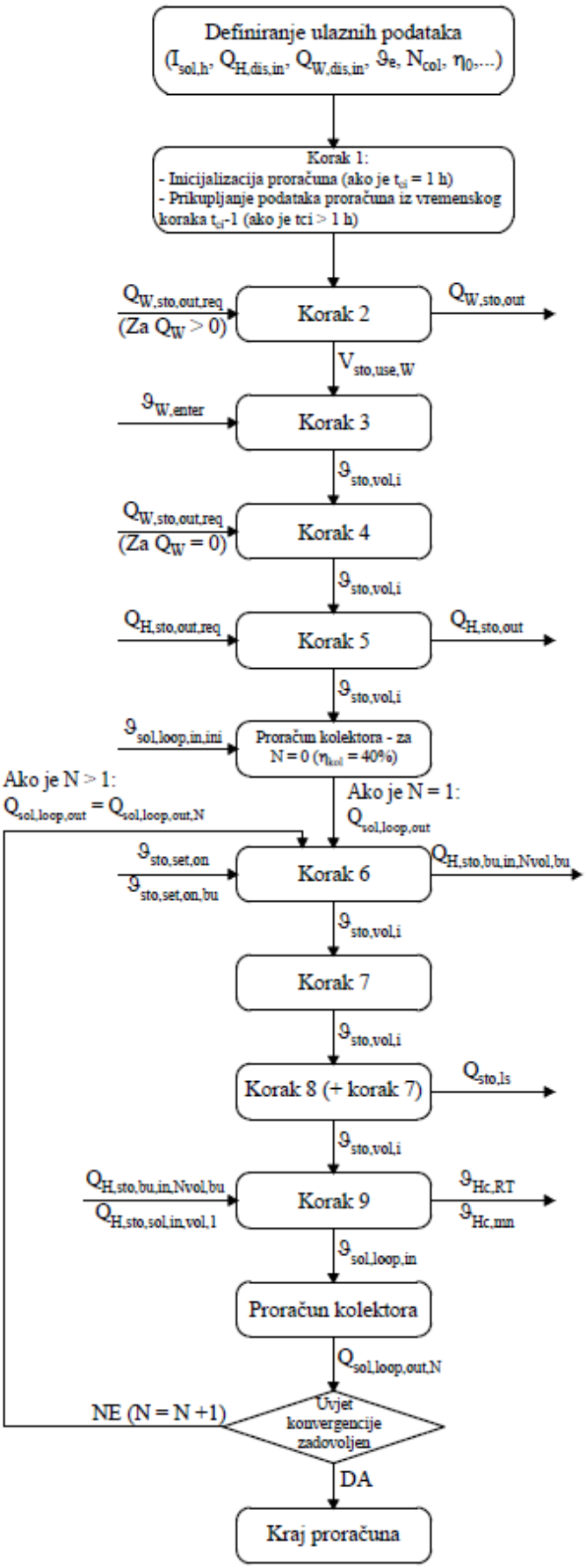
Na temelju metoda proračuna sustava prikazanih u cjelinama *2*. i *3.* razvijen je računalni program za simulaciju i optimizaciju solarnog toplovodnog sustava koji se koristi za potrebe grijanja prostora i pripremu potrošne tople vode. Računalni program za simulaciju i optimizaciju sustava je razvijen u programu Microsoft Excel. Proračunske tablice programa se koriste za unos ulaznih podataka te prikaz rezultata simulacije, dok je sam proračun sustava napisan u obliku računalnog koda u VBA, verziji programskog jezika Visual Basic integriran u Microsoft Excel. Ova podjela omogućuje pregledan unos i iščitavanje podataka te brzu provedbu simulacije većeg broja rješenja sustava. U nastavku je dan prikaz toka simulacije sustava na kojem se temelji računalni program. Zbog svoje kompleksnosti, detaljno su prikazani dijagrami toka simulacije za proračun toplinskih gubitaka u podsustavu razvoda PTV-a (Slika 5 i Slika 6) te za proračun spremnika i solarnih kolektora za jedan vremenski korak proračuna (Slika 7). Nakon toga prikazan je tok simulacije cijelog sustava (Slika 8), a na kraju je prikazan tok simulacije kojom se određuje optimalno rješenje simuliranjem više različitih rješenja sustava (Slika 9). Također su dane slike u kojima je prikazan dio sučelja razvijenog programa.



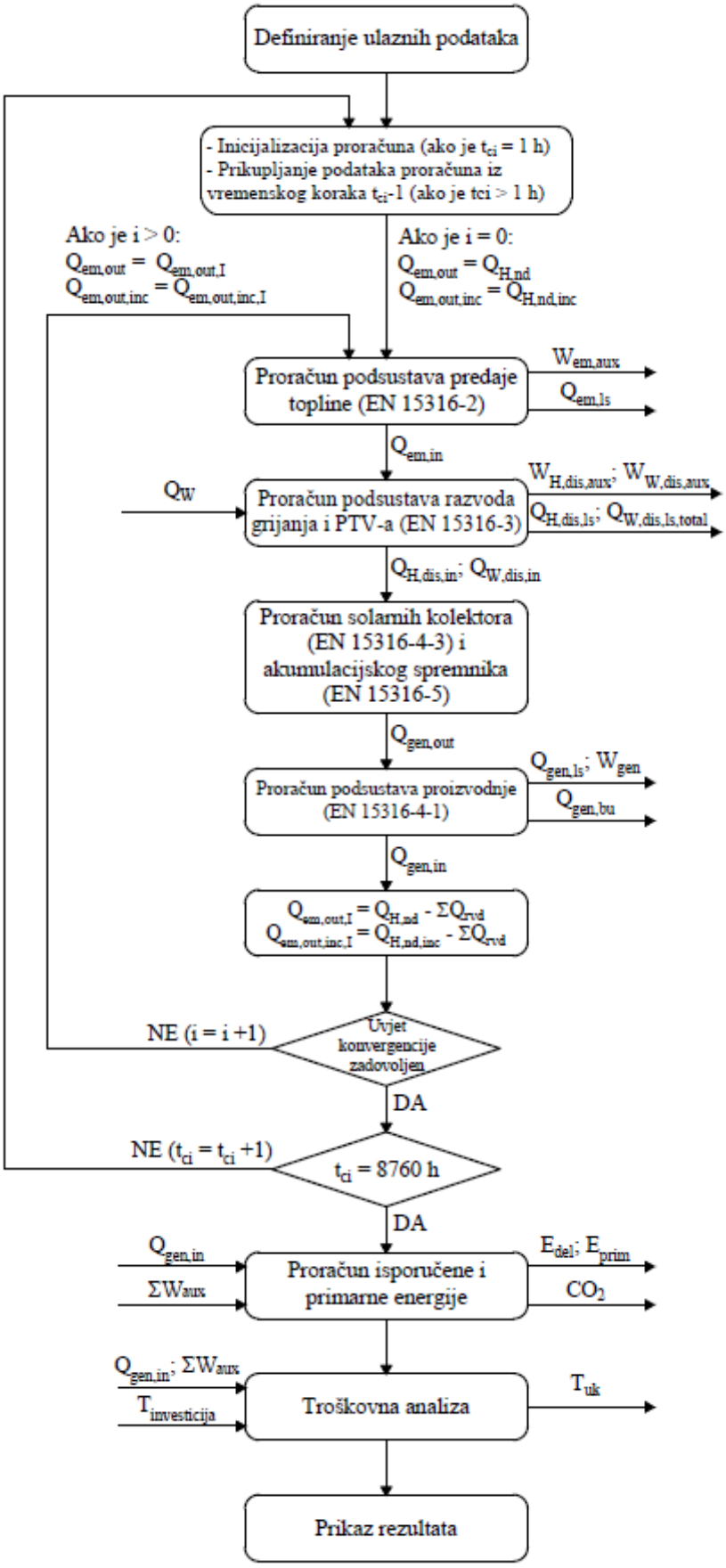
Slika 5. Dijagram toka simulacije – toplinski gubici podsustava razvoda PTV-a, 1. dio



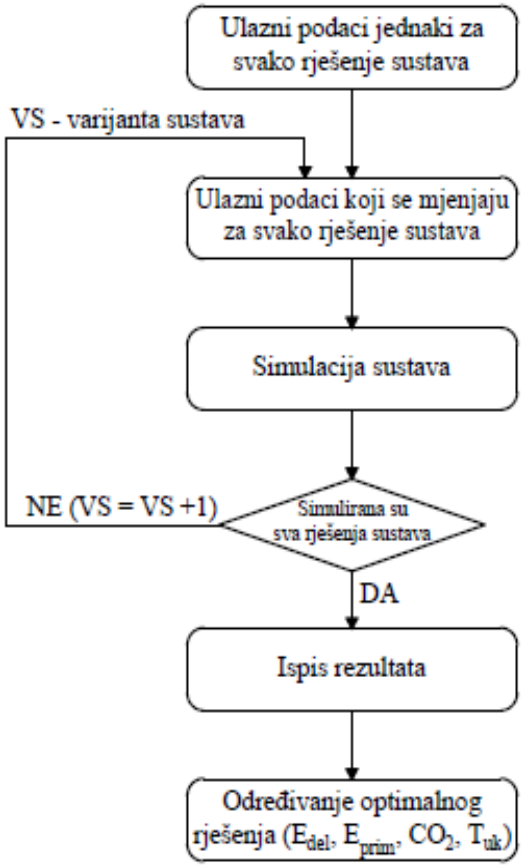
Slika 6. Dijagram toka simulacije – toplinski gubici podsustava razvoda PTV-a, 2. dio



Slika 7. Dijagram toka simulacije – solarni kolektori i akumulacijski spremnik



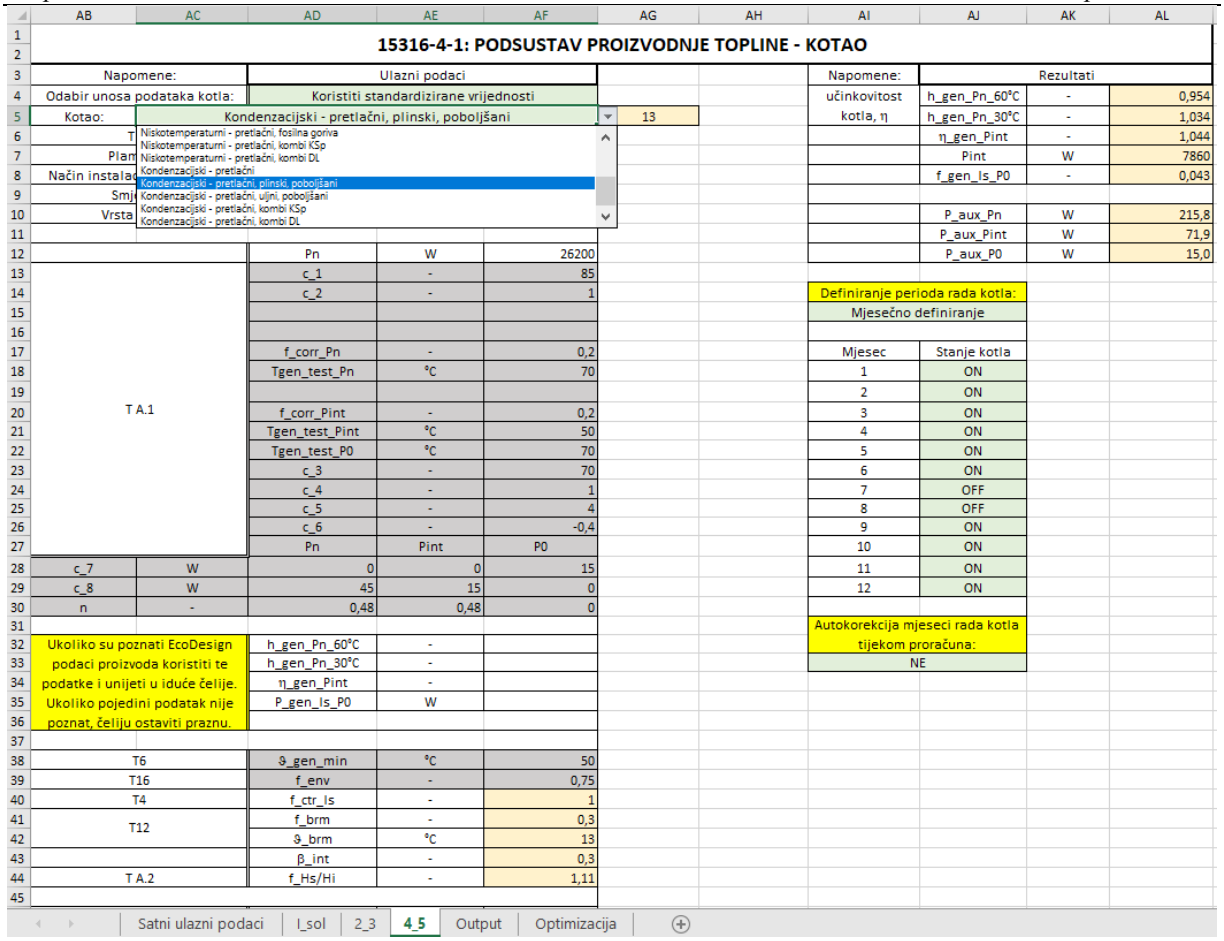
Slika 8. Dijagram toka simulacije - sustav



Slika 9. Dijagram toka simulacije – određivanje optimalnog rješenja sustava

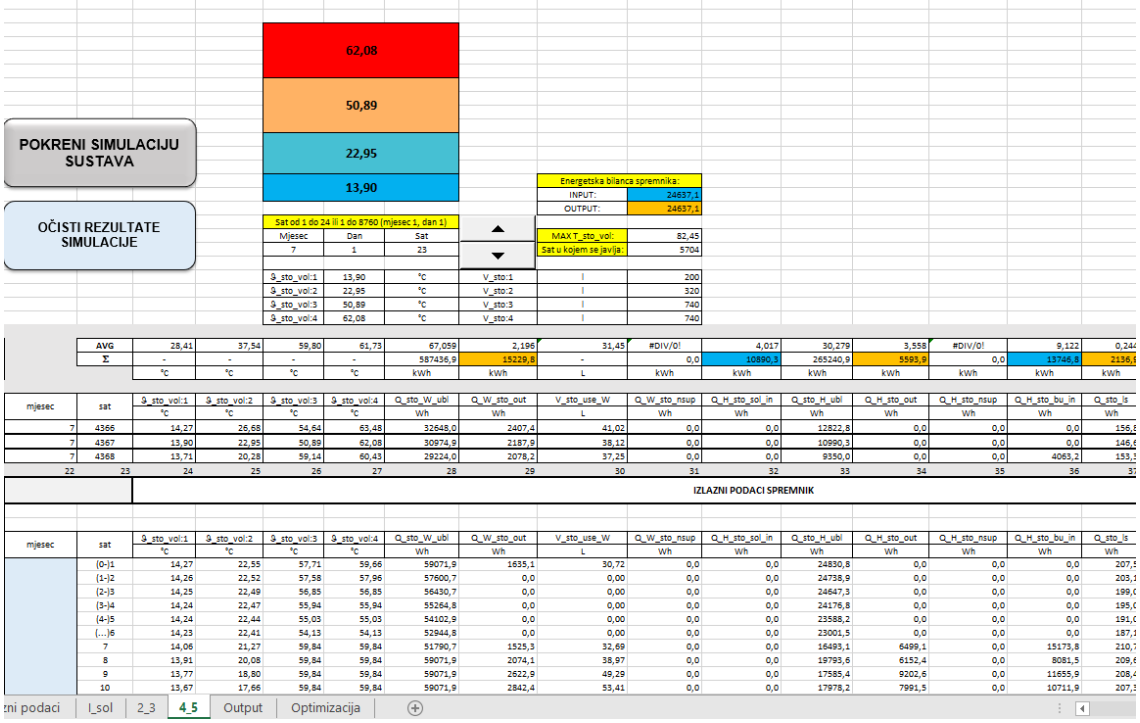
Važno je naglasiti da se u koraku „Inicijalizacija proračuna“ provodi simulacija cijelog sustava za posljednja dva tjedna proračunskog perioda, korištenjem postupka za simulaciju sustava prikazanog na Slika 8.

U nastavku slijedi prikaz sučelja razvijenog programa za simulaciju i optimizaciju solarnog toplovodnog sustava. Na Slika 10 je prikazano sučelje za unos ulaznih podataka kotla. Uz mogućnost ručnog unosa ulaznih podataka u proračunu, moguće ih je također odabrati iz padajućih izbornika. Ovime se povećava jednostavnost i brzina unosa ulaznih podataka. Program je formiran tako da se ovisno o odabranim ulaznim podacima u proračun automatski koriste sukladne jednadžbe. Ovakav oblik unosa ulaznih podataka je dostupan i za ostale dijelove sustava.

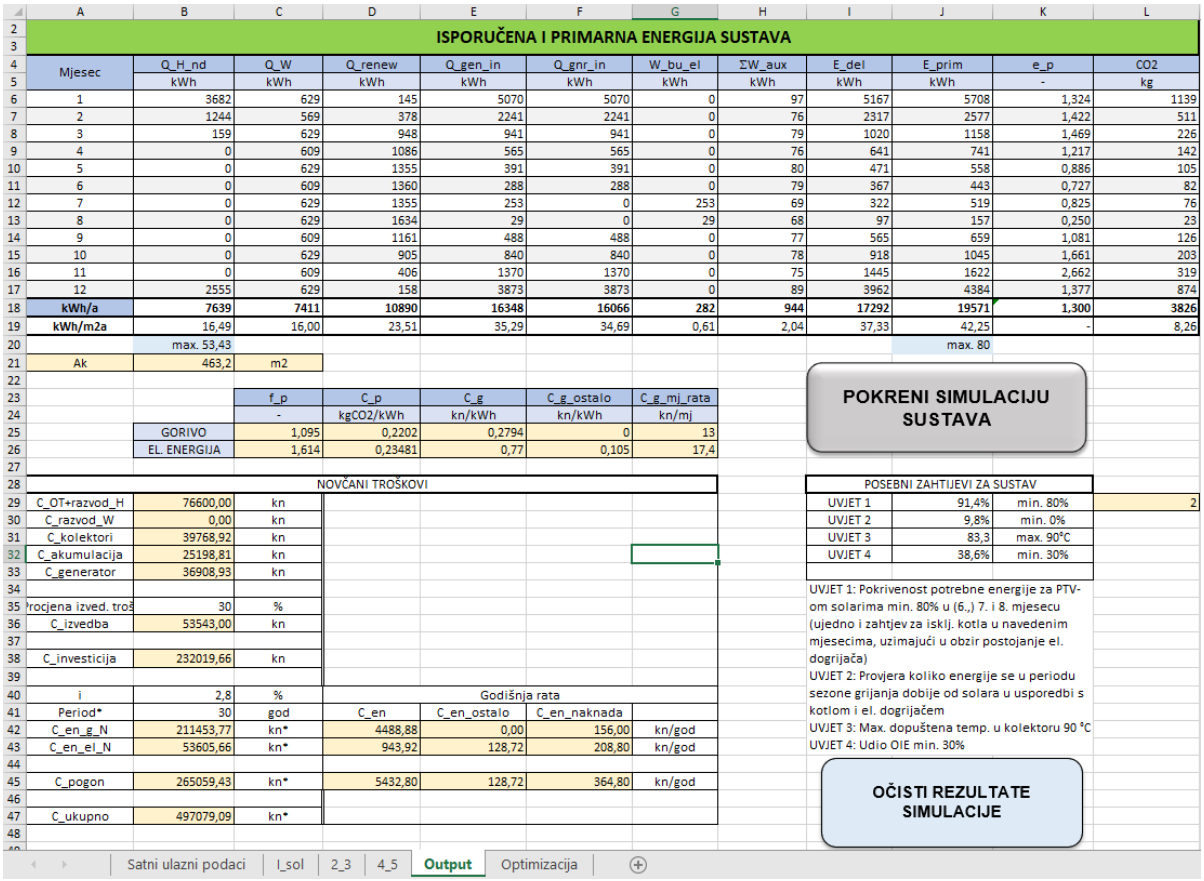


Slika 10. Unos ulaznih podataka kotla

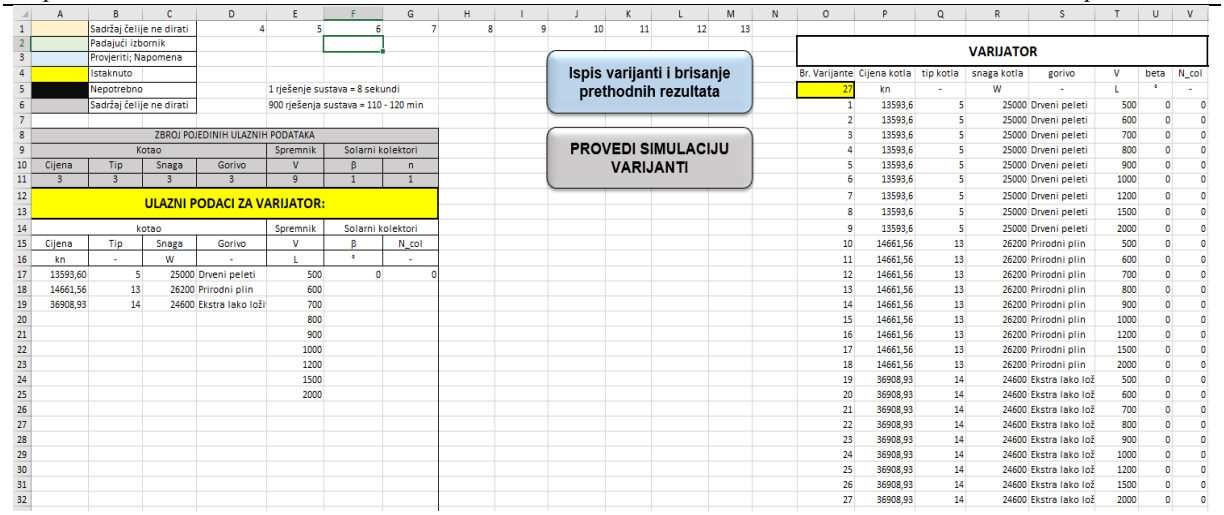
Na Slika 11 i Slika 12 prikazano je sučelje programa u kojem se nalaze rezultati simulacije. U pregledu rezultata spremnika omogućen je vizualni pregled stanja spremnika u svakom satu u godini. Na Slika 12 su prikazani konačni rezultati simulacije sustava koji se koriste za ocjenjivanje energetske učinkovitosti i ekonomske isplativosti sustava.



Slika 11. Pregled izlaznih podataka spremnika



Slika 12. Pregled rezultata proračuna isporučene i primarne energije te troškovne analize simuliranog rješenja sustava



Slika 13. Unos varijabilnih parametara i ispis različitih rješenja sustava za koje se provodi simulacija



Slika 14. Rezultati simulacije različitih rješenja sustava

Na Slika 13 i Slika 14 prikazano je sučelje programa prema kojem se dobivaju rezultati simulacije za različita rješenja sustava. U sekciji „Ulazni podaci za varijator“ se unašaju parametri sustava koji se variraju u proračunu kako bi se odredilo optimalno rješenje. Nakon što se unesu ulazni podaci za koje se želi odrediti optimalno rješenje, program ispisuje sve varijante sustava u sekciju „Varijator“, koje se zatim računaju. „Varijator“ omogućuje laganu i bržu promjenu pojedinih parametara sustava. Trenutno se pomoću njega mogu varirati sljedeći ulazni podaci:

- Cijena kotla
- Tip kotla
- Snaga kotla

- Tip goriva
- Volumen spremnika
- Nagib kolektora
- Broj kolektora

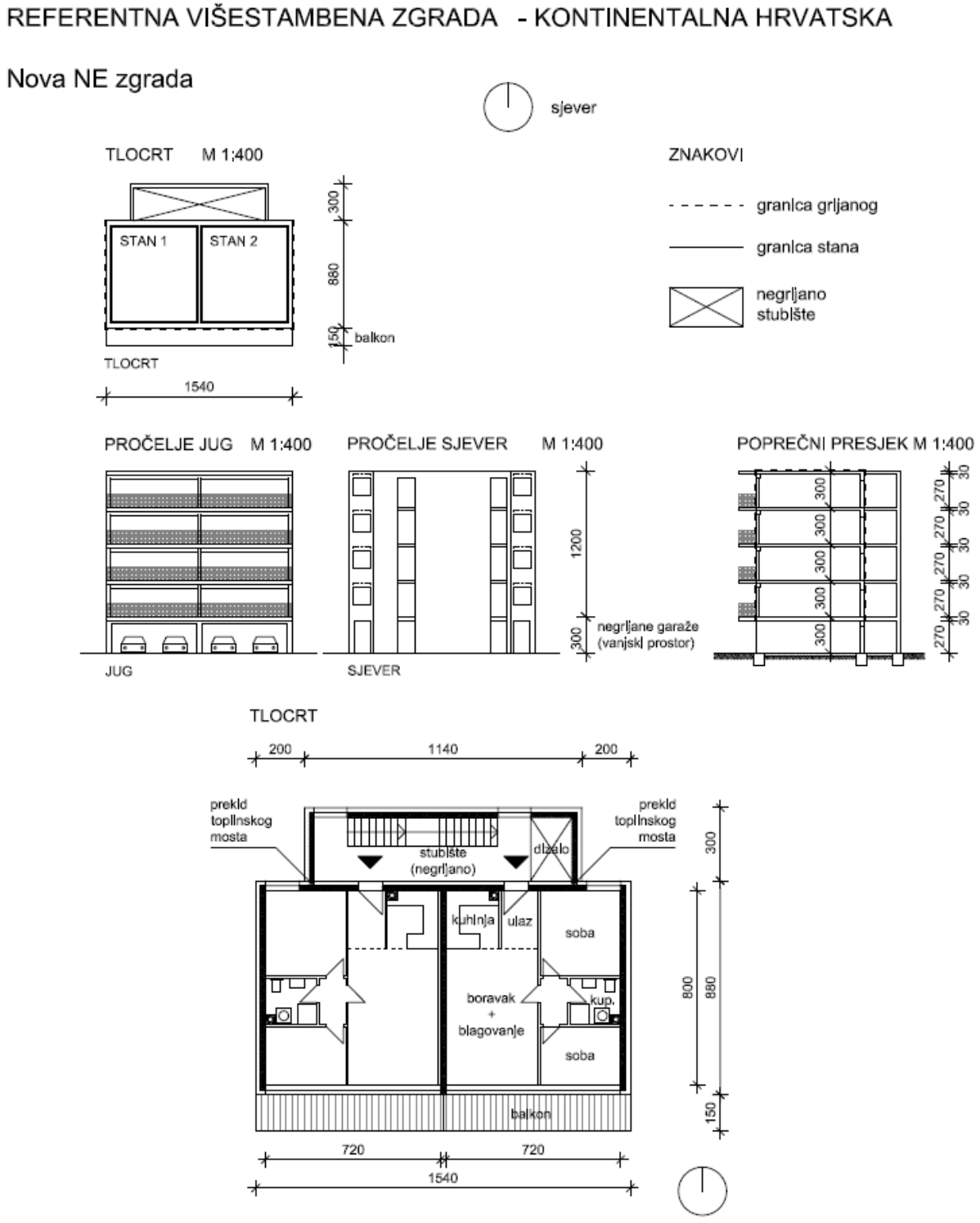
Ako se žele promijeniti ostali parametri sustava, potrebno ih je promijeniti u sučelju unosa ulaznih podataka. Nakon što se odrede rezultati proračuna, potrebno ih je poredati prema ukupnoj cijeni sustava pomoću integriranog Microsoft Excel alata „Sortiranje i filtriranje“, s ciljem određivanja troškovno optimalnog rješenja. Simulacija jednog rješenja sustava otprilike traje 7 do 11 sekundi.

5. ULAZNI PODACI PRORAČUNA

Proračun opisan u radu se provodi na višestambenoj gotovo nula energetskoj zgradi. Termotehnički sustav zgrade koristi se za grijanje prostora i pripremu potrošne tople vode te ga čine podsustav predaje topline, podsustav razvoda grijanja i PTV-a te podsustav proizvodnje toplinske energije koji uključuje solarne kolektore, akumulacijski spremnik i kotao. Opis zgrade dan je u poglavlju *5.1.* U njemu su također prikazani podaci potrebne toplinske energije za grijanje zgrade, potrebne toplinske energije za pripremu potrošne tople vode i meteorološki podaci, koji se koriste kao ulazni podaci proračuna. U poglavlju *5.2.* prikazani su parametri rada termotehničkog sustava. Pojedini parametri sustava su varirani kako bi se odredilo troškovno optimalno rješenje te kako bi se ispitao utjecaj pojedinih parametara na energetsku učinkovitost sustava.

5.1. Opis višestambene nZEB zgrade

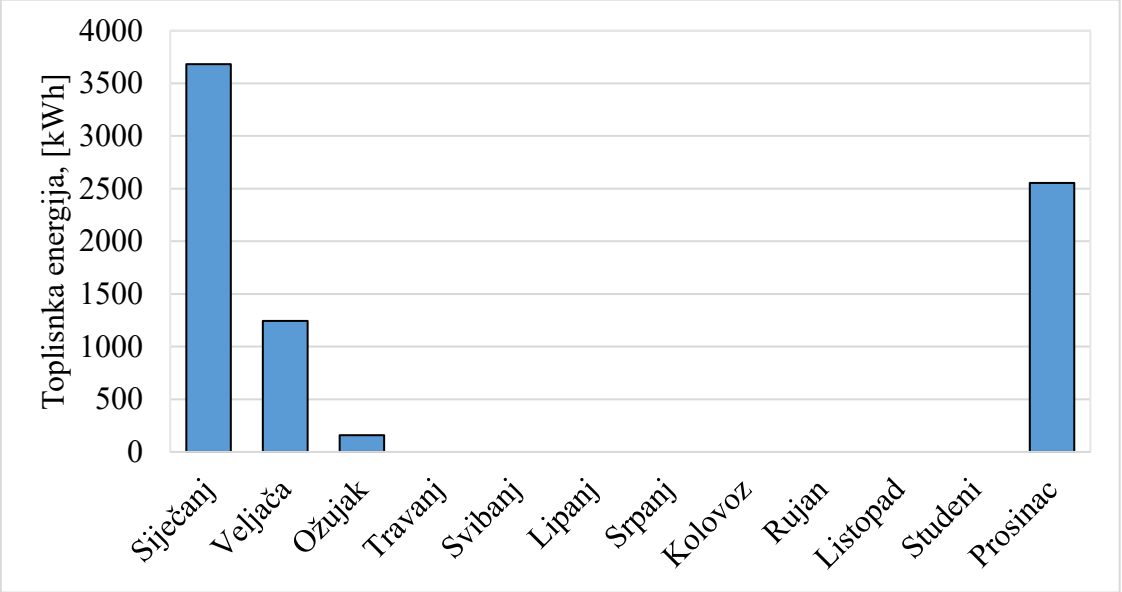
Objekt za koji se provodi simulacija i optimizacija solarnog toplovodnog sustava je referentna višestambena nZEB („nearly zero-energy building“) zgrada na području grada Zagreba ukupne korisne površine grijanog dijela zgrade 463,2 m^2, prikazana na Slika 15. Projektno toplinsko opterećenje zgrade iznosi 22 kW. Podaci o zgradi su preuzeti iz izvješća [12]. S obzirom na to da je u izvješću samo dostupna vrijednost potrebne energije za grijanje zgrade na razini godine, potrebna toplinska energija za grijanje zgrade, $Q_{H,nd}$ u svakom satu je određena korištenjem računalnog programa *MGIPU Energetski Certifikator*. Mana programa je što se njime dobivaju satne vrijednosti za karakteristični dan u mjesecu. Kako bi rezultati proračuna sustava prema postupku opisanom u radu bili točniji potrebno bi bilo provesti proračun $Q_{H;nd}$ za satne meteorološke podatke za cijelu godinu. Dodatno, proračun je proveden za jednu zonu koja obuhvaća cijeli grijani dio zgrade. Kako bi rezultati bili točniji, nužno je zgradu podijeliti na više zona i provesti proračun za svaku zonu. Ipak, korištenje ovih podataka omogućuje usporedbu rezultata dobivenih razvijenim programom i programom *MGIPU Energetski Certifikator*. Mjesečna raspodjela $Q_{H;nd}$ je prikazana na Slika 16. Pojedini parametri zgrade, prema kojima je dobiven iznos $Q_{H;nd}$ u izvješću, nisu dostupni te ih je bilo potrebno pretpostaviti. Vrijednosti tih parametara su odabrane sukladno tome da vrijednost $Q_{H;nd}$ u izvješću i vrijednost dobivena korištenjem programa budu relativno bliske. Parametri korišteni za izračun $Q_{H;nd}$ su dani u Tablica 1. Godišnji iznos potrebne toplinske energije za grijanje zgrade iznosi 7639 kWh/a, odnosno 16,49 kWh/(m^2a).



Slika 15. Višestambena nZEB zgrada s osnovnim dimenzijama [12]

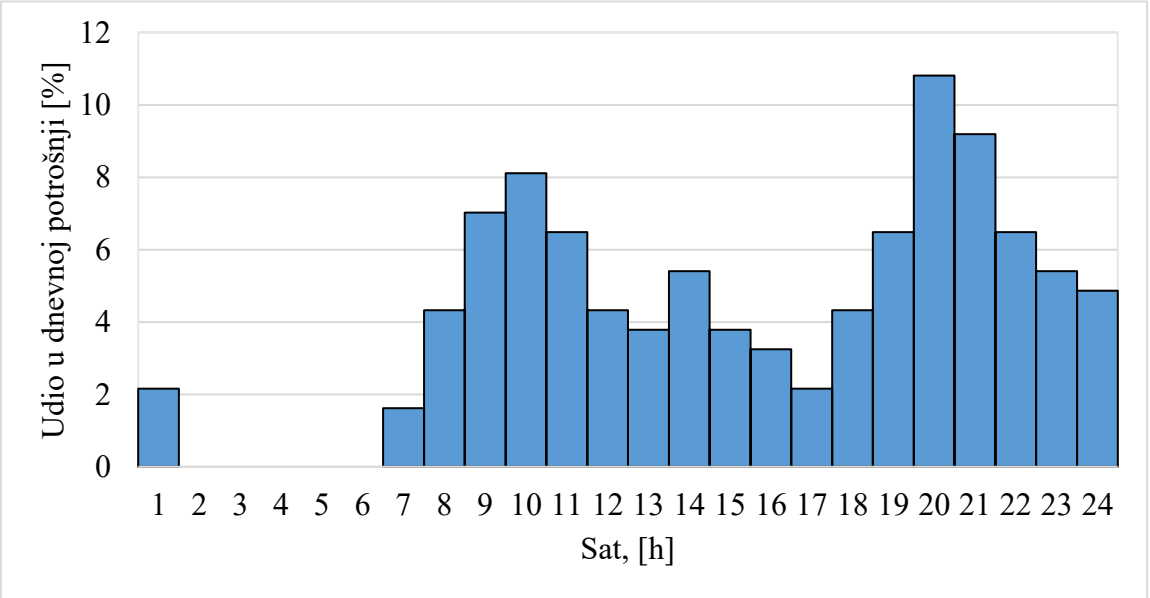
Tablica 1.Parametri zgrade korišteni za izračun $Q_{H,nd}$

Lokacija objekta	-	Zagreb
Temperatura u grijanom prostoru, ϑ_i	°C	20
Obujam grijanog dijela zgrade, V_e	m^3	1626,24
Neto obujam grijanog zraka, V	m^3	1300,99
Ploština korisne površine grijanog dijela zgrade, A_k	m^2	463,2
Faktor oblika zgrade, f_0	-	0,52
Efektivni toplinski kapacitet zgrade, C_m	J/K	140940800
Površina vanjskih zidova	m^2	294,24
U vrijednost vanjskih zidova	$W/(m^2K)$	0,17
Površina poda	m^2	135,52
U vrijednost poda	$W/(m^2K)$	0,17
Površina ravnog krova	m^2	135,52
U vrijednost ravnog krova	$W/(m^2K)$	0,13
Površina zida prema stubištu	m^2	136,8
U vrijednost zida prema stubištu	$W/(m^2K)$	0,17
Neto površina prozora	m^2	149,76
U vrijednost prozora	$W/(m^2K)$	1,1
Broj izmjena zraka pri razlici tlaka od 50 Pa, n_{50}	h^{-1}	2
Faktor zaštićenosti od vjetra, e_{wind}	-	0,03
Faktor zaštićenosti od vjetra, f_{wind}	-	20
Unutarnji dobici	-	određeni prema Aneksu G norme 13790
Vrijeme rada sustava	-	06:00 - 23:00, 7 dana u tjednu
Najveća dopuštena vrijednost godišnje potrebne energije za grijanje, $Q_{H;nd}$" [13]	$kWh/(m^2a)$	53,49
Najveća dopuštena vrijednost godišnje primarne energije, E_{prim}" [13]	$kWh/(m^2a)$	80



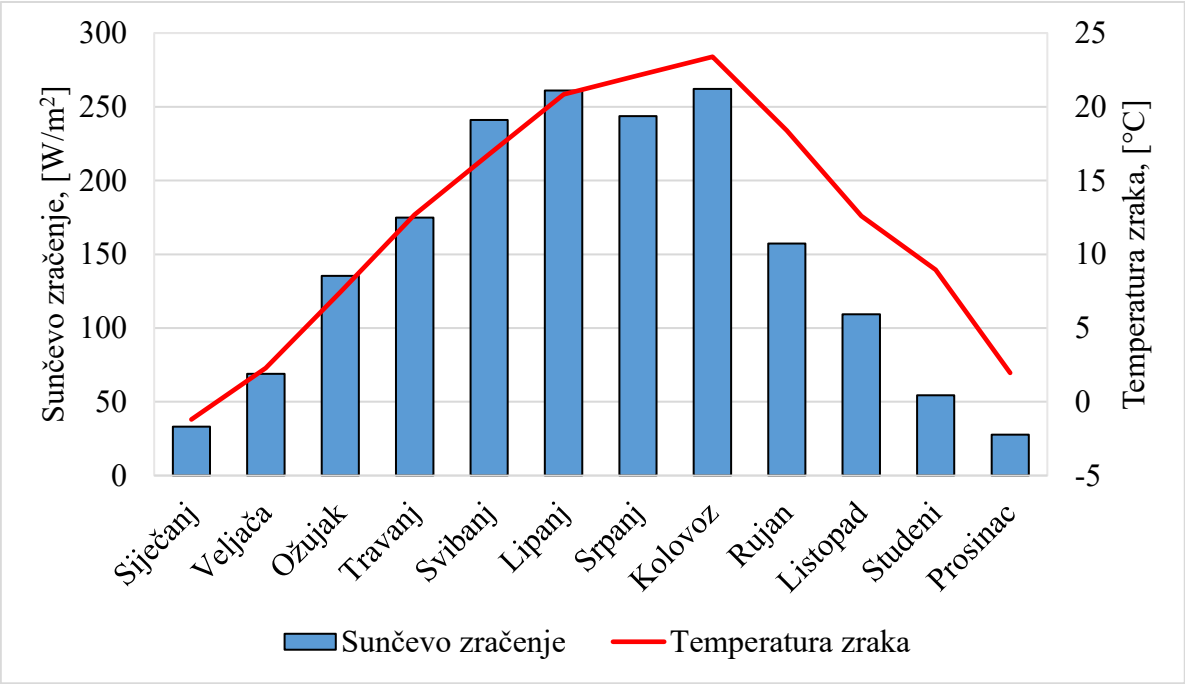
Slika 16. Mjesečna raspodjela $Q_{H,nd}$ referentne višestambene nZEB zgrade

Potrebna toplinska energija za pripremu potrošne tople vode iznosi 7411 kWh/a, odnosno 16 kWh/(m^{2}a). Određena je prema postupku opisanom u Algoritmu [2], za stambene zgrade s više od 3 stambene jedinice. Potrošnja tople vode raspodijeljena je jednako u svakom danu u godini. Na Slika 17 je prikazan dnevni profil potrošnje tople vode korišten u proračunu, preuzet iz *Renewable energy sources: Applied solar technology – advanced part* [6].



Slika 17. Dnevni profil potrošnje PTV [6]

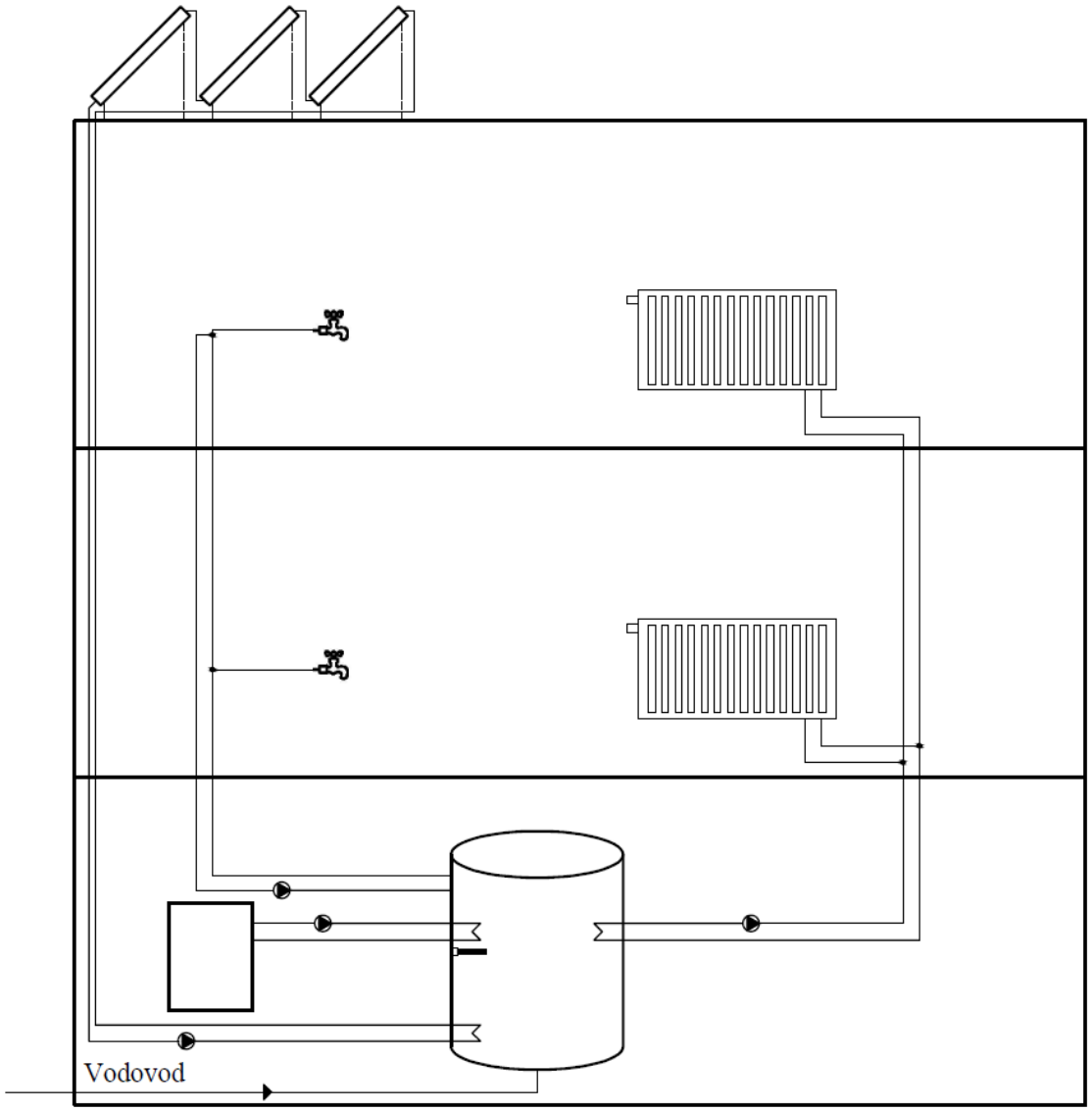
Za provedbu proračuna korišteni su satni meteorološki podaci za cijelu godinu za Zagreb Maksimir. Za proračun $Q_{H;nd}$ podaci temperature i intenziteta sunčeva zračenja su uprosječeni kako bi se dobile vrijednosti za karakterističnu dan u mjesecu. Kod proračuna solarnih kolektora korišteni su satni podaci kroz cijelu godinu. Na Slika 18 su prikazane prosječne mjesečne vrijednosti intenziteta Sunčevog zračenja na horizontalnu plohu i temperature zraka za satne meteorološke podatke kroz cijelu godinu.



Slika 18. Prosječne mjesečne vrijednosti Sunčevog zračenja i temperature zraka

5.2. Opis termotehničkog sustava

U nastavku su prikazani ulazni podaci različitih rješenja sustava za koje će se odrediti optimalno rješenje. Svako rješenje sustava ima i popratnu oznaku radi lakše identifikacije rješenja. Shematski prikaz termotehničkog sustava dan je na Slika 19.



Slika 19. Shematski prikaz termotehničkog sustava

5.2.1. Podsustav predaje topline te podsustavi razvoda grijanja prostora i PTV-a

Podsustav predaje topline te podsustavi razvoda grijanja prostora i PTV-a su opisani u istom poglavlju jer je proračun proveden za tri različita rješenja ovog dijela sustava. Rješenja ovog dijela sustava su označena oznakama kategorija A, B i C. U nastavku su dani opisi i ulazni podaci proračuna za svaku kategoriju. U Tablica 2 i Tablica 3 su dani ulazni podaci podsustava predaje topline i podsustava razvoda grijanja u kojima su jasno naznačeni parametri ovisni o kategoriji sustava. U Tablica 4, Tablica 5 i Tablica 6 su dani parametri koji su jednaki u svim kategorijama.

Kategoriju A čine ventilokonvektori smješteni uz vanjske zidove. Ogrjevna tijela su statički balansirana, uz dinamički balans grane te se po jednoj grani nalazi manje od 10 ogrjevnih tijela.

Regulacija temperature prostora provodi se s elektroničkim sobnim termostatima te ne postoji komunikacijska veza između regulatora. Temperaturni režim u dvocijevnom toplovodnom razvodu je 45/40°C. Grana cjevovoda od generatora do vertikala prolazi kroz negrijani prostor, a ostatak cjevovoda kroz grijani. Izolacija cijevi je provedena prema uputama Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama. Pumpa u razvodu grijanja radi s regulacijom prema konstantnoj visini dobave.

Kategoriju B čine radijatori smješteni uz vanjske zidove. Ogrjevna tijela su statički balansirana, uz dinamički balans grane te se po jednoj grani nalazi manje od 10 ogrjevnih tijela. Temperatura prostora se regulira s elektroničkim termostatom u referentnoj prostoriji te s termostatskim ventilima, a komunikacijska veza između regulatora ne postoji. Temperaturni režim u dvocijevnom toplovodnom razvodu je 55/40°C. Grana cjevovoda od generatora do vertikala prolazi kroz negrijani prostor, a ostatak cjevovoda kroz grijani. Izolacija cijevi je provedena prema uputama Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama. Pumpa u razvodu grijanja nije regulirana.

Kategoriju C čini podno grijanje u mokroj izvedbi. Izolacija u površini polaganja podnog grijanja je izvedena prema minimalnih zahtjevima norme EN 1264. Ogrjevna tijela su statički balansirana, uz dinamički balans grane te se po jednoj grani nalazi manje od 10 ogrjevnih tijela. Temperatura prostora se regulira s elektroničkim termostatom u referentnoj prostoriji te s termostatskim ventilima, a komunikacijska veza između regulatora ne postoji. Temperaturni režim u dvocijevnom toplovodnom razvodu je 40/35°C. Grana cjevovoda od generatora do vertikala prolazi kroz negrijani prostor, a ostatak cjevovoda kroz grijani. Izolacija cijevi je provedena prema uputama Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama. Pumpa u razvodu grijanja radi s proporcionalnom regulacijom.

Podsustav razvoda PTV-a je jednak u svim kategorijama. Projektna temperatura potrošne tople vode iznosi 60°C. U razvodu postoji sustav recirkulacije. Pumpa u razvodu PTV-a nije regulirana, ali se vrijeme rada pumpe upravlja vremenskim brojačem. U periodu kada postoji potreba za toplom vodom, potrošnja tople vode se javlja jednom.

Broj ogrjevnih tijela odabran je prema broju stanova i soba. Pretpostavljeno je da su cjevovodi jednaki u svim kategorijama te se stoga zanemaruju u investicijskim troškovima. Investicijski trošak armature i pumpi je također zanemaren.

Tablica 2.Ulazni podaci podsustava predaje topline

		A	B	C
Instalirani učin ogrjevnih tijela, Φ_{Hemn}	W	22000		
Visina prostorije, h_R	m	2,7		
Ogrjevna tijela	-	Ventilo-konvektori	Radijatori	Podno grijanje
Utjecaj nadtemperature medija, $\Delta\vartheta_{str,1}$	°C	0,4	0,5	-
Utjecaj spec. toplinskih gubitaka kroz elemente zgrade, $\Delta\vartheta_{str,2}$	°C	0,3	0,3	-
Utjecaj regulacije, $\Delta\vartheta_{ctr}$	°C	1,6	0,7	0,7
Utjecaj izvedbe sustava, $\Delta\vartheta_{emb,1}$	°C	-	-	0,7
Utjecaj izolacije površine polaganja, $\Delta\vartheta_{emb,2}$	°C	-	-	0,5
Utjecaj hidrauličkog balansa, $\Delta\vartheta_{hydr}$	°C	0,1	0,1	0,1
Utjecaj automatizacije sustava, $\Delta\vartheta_{roomaut}$	°C	-0,5	-0,5	-0,5
El. snaga ventilatora/dodatne pumpe, P_{dev}	W	10	-	-
Broj ventilatora/dodatnih pumpi, n_{dev}	-	24	-	-
El. snaga sustava regulacije, P_{ctr}	W	1	1	1
Broj regulatora, n_{ctr}	-	24	8	8
Broj ogrjevnih tijela, n_{OT} *	-	24	24	460
Cijena ogrjevnih tijela po komadu, $C_{OT;mod}$ *	kn/kom	1850	750	150
Cijena regulacije, $C_{OT;reg}$	kn	8400	4600	6400
*U slučaju podnog grijanja, n_{OT} (m^2), a $C_{OT;mod}$ (kn/m^2)				
Troškovi su izraženi bez uračunatog PDV-a.				

Tablica 3.Ulazni podaci podsustava razvoda grijanja prostora

		A	B	C
Najveća razvijena duljina zgrade, L_L	m	15,4		
Najveća razvijena širina zgrade, L_W	m	8,8		
Visina kata zgrade, H_{lev}	m	3		
Broj katova, N_{lev}	m	3		
Projektna temperatura polaznog voda, $\vartheta_{s;des}$	°C	45	55	40
Projektna temperatura povratnog voda, $\vartheta_{r;des}$	°C	40	40	35
eksponent sustava predaje, n	-	1	1,3	1,13
Maksimalna duljina cjevovoda, L_{max}	m	77,6		
Pad tlaka u razvodu, $\Delta p_{H;des}$	kPa	37,29	37,29	63,86
Protok medija u razvodu, $V_{H;des}$	m^3/h	3,83		
Korekcijski faktor, $f_{H;corr}$	-	1		
Konstanta pumpe, C_{P1}	-	0,75	0,25	0,9
Konstanta pumpe, C_{P2}	-	0,25	0,75	0,1
Indeks energetske učinkovitosti, *EEI*	-	0,25		

Tablica 4.Ulazni podaci podsustava razvoda grijanja prostora – parametri cjevovoda

		V	S	A
Koef. toplinskih gubitaka cijevi, Ψ	W/(mK)	0,146	0,223	0,245
Ukupna duljina dionice, L	m	43,2	36,5	235,6
Udio iskoristivih toplinskih gubitaka, k_1	-	0,5	1	1
Udio iskoristivih toplinskih gubitaka, k_2	-	1	1	1

Tablica 5.Ulazni podaci podsustava razvoda PTV-a

Projektna temperatura PTV-a, ϑ_W	°C	60
Razlika temperature u cirkulacijskoj petlji, $\Delta\vartheta_W$	°C	5
Spec. toplinski kapacitet vode, $c_{p;W}$	Wh/(kgK)	1,16
Gustoća vode, ρ_W	kg/m^3	990
Period hlađenja vode od posljednje potrošnje, t_{atap}	h	1
Vrijeme rada cirkulacijske pumpe, $t_{W;op}$	h/h	0,627
Maksimalna duljina cjevovoda, L_{max}	m	53,3
Pad tlaka u razvodu, $\Delta p_{W;des}$	kPa	31,93
Korekcijski faktor, $f_{W;corr}$	-	1
Konstanta pumpe, C_{P1}	-	0,25
Konstanta pumpe, C_{P2}	-	0,94
Indeks energetske učinkovitosti, *EEI*	-	0,25

Tablica 6.Ulazni podaci podsustava razvoda PTV-a – parametri cjevovoda

		V	S	A
Koef. toplinskih gubitaka cijevi, Ψ	W/(mK)	0,148	0,223	0,237
Ukupna duljina dionice, L	m	34,0	97,5	36,5
Udio iskoristivih toplinskih gubitaka, k_1	-	0,5	1	1
Udio iskoristivih toplinskih gubitaka, k_2	-	1	1	1

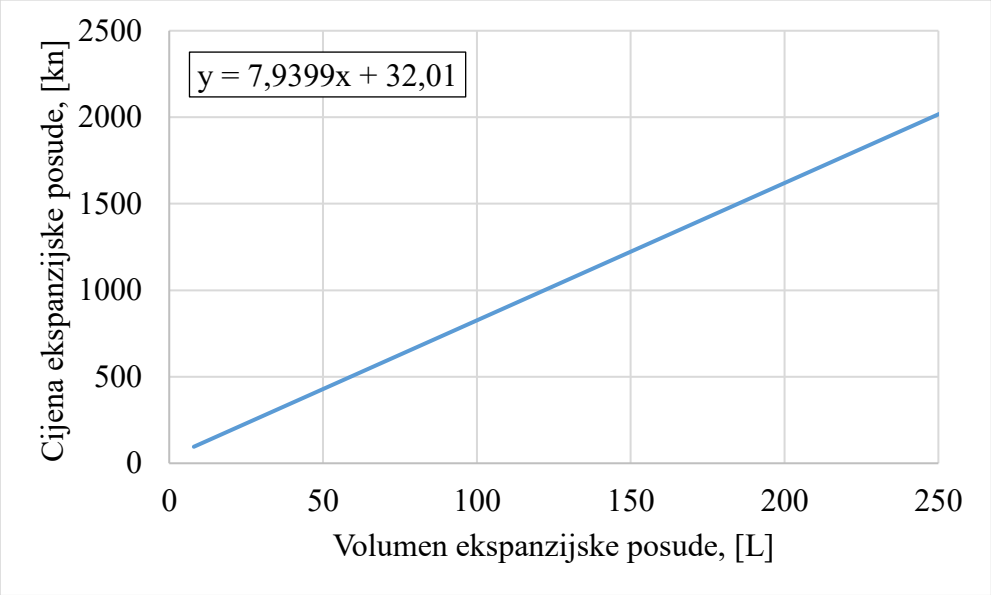
5.2.2. Solarni kolektori

Za dobivanje toplinske energije od Sunčevog zračenja koriste se ostakljeni pločasti solarni kolektori *Vaillant VFK 145 V*. Kolektori su postavljeni na krov zgrade te su orijentirani prema jugu. Kroz kolektore struji mješavina glikola i vode konstantnog masenog protoka. Cjevovod kruga kolektora je smješten u negrijani prostor zgrade. Specifični toplinski gubici cijevi kruga kolektora, električna snaga pumpe te električna snage regulacije je određena prema postupku opisanom poglavlju *2.3.2.* Tijekom proračuna variran je nagib i broj kolektora, odnosno ukupna korisna površina kolektora. U Tablica 7 su dani ulazni podaci solarnih kolektora u proračun. S obzirom na to da broj kolektora utječe na volumen ekspanzijske posude, koja je uzeta u obzir

prilikom određivanja cijene sustava solarnih kolektora, prema cijenama iz kataloga prodavača je određena krivulja prema kojoj se aproksimativno određuje cijena ekspanzijske posude ovisno o volumenu posude (Slika 20). Za proračun solarnih kolektora su korišteni satni meteorološki podaci za cijelu godinu za Zagreb Maksimir, koji su prikazani u poglavlju *5.1.*

Tablica 7.Ulazni podaci solarnih kolektora

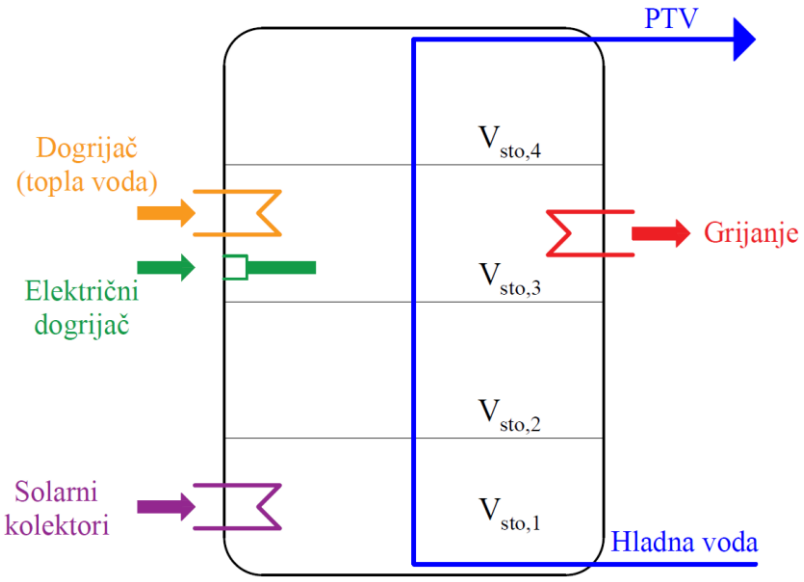
Korisna površina jednog kolektora, $A_{sol;mod}$	m^2	2,35
Maksimalna učinkovitost kolektora, η_0	-	0,79
Toplinski gubici prvog reda, a_1	$W/(m^2K)$	3,72
Toplinski gubici drugog reda, a_2	$W/(m^2K^2)$	0,016
Modifikator ulaznog kuta zračenja, $K_{hem}(°50)$	-	0,91
Spec. toplinski kapacitet medija, c_{sol}	J/(kgK)	3542
Cijena jednog kolektora, $C_{sol;col;mod}$	kn/kom	3030
Cijena montažnog seta po kolektoru, $C_{sol;mon;mod}$	kn/kom	600
Cijena pumpe, $C_{sol;pmp}$	kn	1300
Cijena antifriza, $C_{sol;medium}$	kn	1223
Nagib kolektora, β	°	Od 15° do 60° (korak 5°)
Broj kolektora, N_{col}	-	Od 7 do 12 (korak 1)
Cijene su izražene bez PDV-a.		



Slika 20. Cijena ekspanzijske posude ovisno o volumenu posude [bez PDV-a]

5.2.3. Akumulacijski spremnik

Spremnik je podijeljen na četiri segmenata. Izmjenjivač topline kruga solarnih kolektora smješten u prvi, odnosno najniži segment spremnika. Izmjenjivač topline kruga kotla te električni dogrijač su smješteni u trećem segmentu. Izmjenjivač topline razvoda kruga grijanja prostora je smješten u trećem segmentu, a priključak na razvod sustava PTV-a se nalazi u četvrtom, odnosno najvišem segmentu spremnika. Shema akumulacijskog spremnika prikazana je na Slika 21.

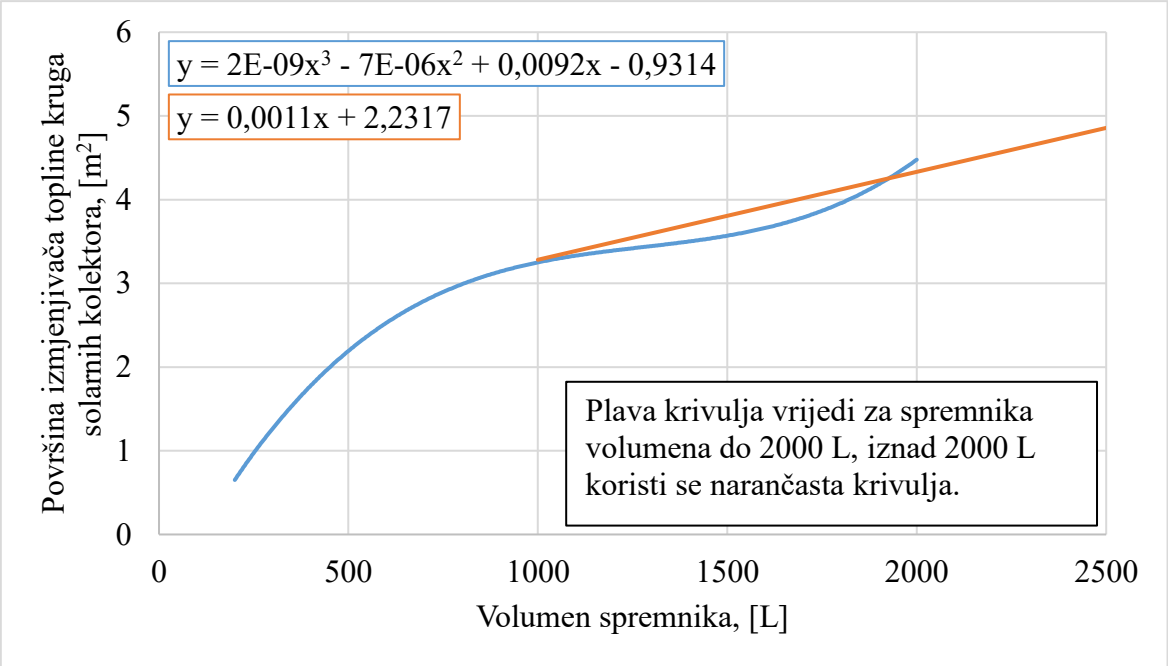


Slika 21. Shema akumulacijskog spremnika

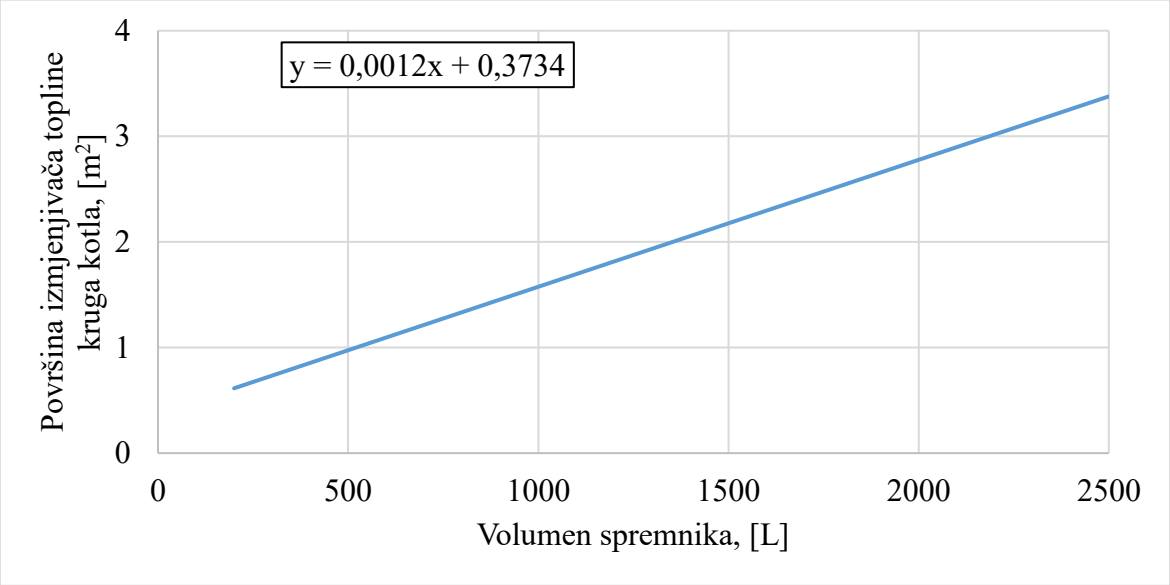
Tijekom proračuna variran je volumen spremnika. Ulazni podaci proračuna spremnika dani su u Tablica 8. Prema tehničkim podacima spremnika, određena je krivulja kojom se aproksimira površina izmjenjivača topline kruga solarnih kolektora i kotla u ovisnosti o volumenu spremnika (Slika 22 i Slika 23). Dodatno, prema cijenama iz kataloga prodavača je određena krivulja kojom se aproksimira cijena spremnika u ovisnosti o volumenu (Slika 24).

Tablica 8.Ulazni podaci akumulacijskog spremnika

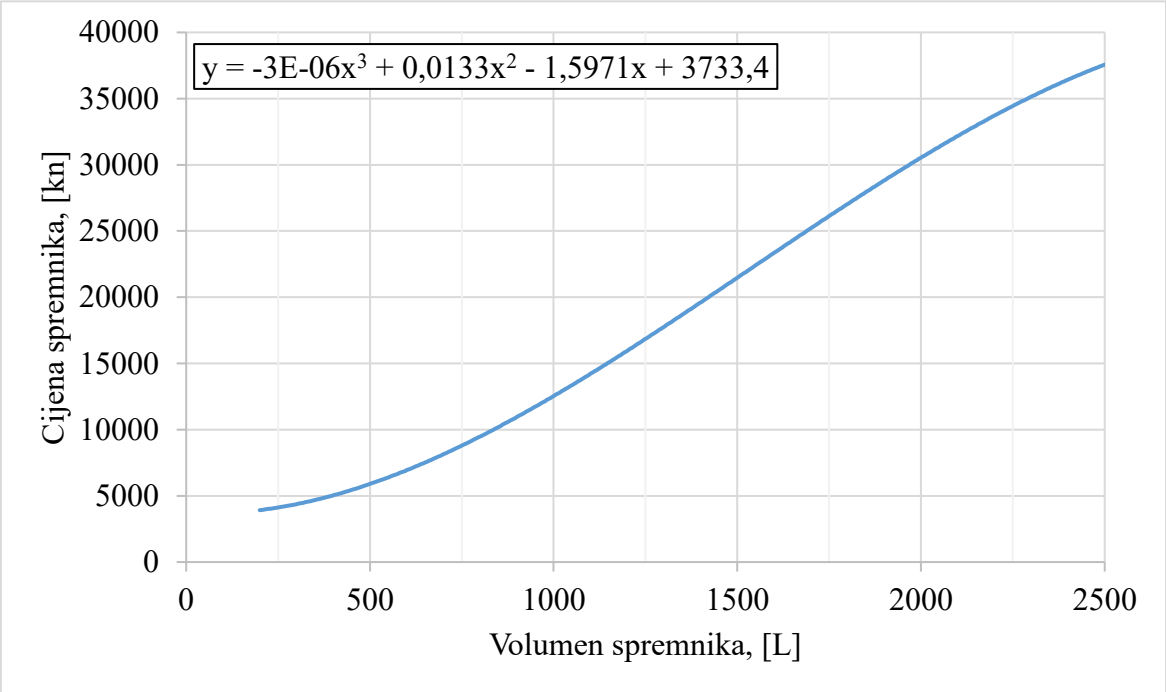
Volumen spremnika, V	L	800; 1000; 1500; 2000; 2500
Omjer visine i promjera spremnika, H/D	-	2,25
Udio volumena spremnika - segment 1, $f_{vol;1}$	-	0,1
Udio volumena spremnika - segment 2, $f_{vol;2}$	-	0,16
Udio volumena spremnika - segment 3, $f_{vol;3}$	-	0,37
Udio volumena spremnika - segment 4, $f_{vol;4}$	-	0,37
Temperatura hladne vode, $\vartheta_{W;cold}$	°C	13,5
Minimalna temperatura vode na izljevnom mjestu, $\vartheta_{W;out;min}$	°C	40
Postavna temperatura spremnika, $\vartheta_{sto;set;on}$	°C	60
Postavna temperatura pri kojoj dolazi do paljenja pomoćnog grijača, $\vartheta_{sto;set;on;bu}$	°C	50
Temperatura okoliša spremnika, $\vartheta_{sto;amb}$	°C	13
Priključak kruga solarnih kolektora	-	Izmjenjivač topline
Priključak kruga kotla	-	Izmjenjivač topline
Koef. prijelaza topline izmjenjivača topline, k_{sto}	W/(m^{2}K)	700
Snaga električnog dogrijača, $P_{sto;el}$	W	6000
Cijena električnog dogrijača, $C_{sto;el,bu}$	kn	1386,56
Cijena regulacije, $C_{sto;reg}$	kn	2000
Cijene su izražene bez PDV-a.		



Slika 22. Površina izmjenjivača topline solarnih kolektora u ovisnosti o volumenu spremnika



Slika 23. Površina izmjenjivača topline kruga kotla u ovisnosti o volumenu spremnika



Slika 24. Cijena spremnika u ovisnosti o volumenu spremnika [bez PDV-a]

5.2.4. Kotao

Proračun se provodi za tri različita tipa kotla kako bi se ispitao njegov utjecaj, odnosno utjecaj energenta na energetsku učinkovitost i isplativost sustava. Svako rješenje za različit tip kotla se označuje oznakom X, Y ili Z, ovisno o tipu kotla. Parametri za proračun toplinskih gubitaka i potrebne energije za pogon pomoćnih uređaja kotla su preuzeti iz *Aneksa A* priručnika

EN 15316-4-1:2017 [9]. Kotao X predstavlja standardni pretlačni kotao na drvene pelete s automatskim unosom goriva, kotao Y predstavlja poboljšani kondenzacijski pretlačni kotao na prirodni plin, a kotao Z predstavlja poboljšani pretlačni kotao na ekstra lako loživo ulje.

Uz različite tipove kotla, variran je i period isključenosti kotla iz električne mreže za tri različita slučaja označeni brojevima 0, 2 i 3. Broj 0 predstavlja slučaj kada kotao radi cijelu godinu, broj 2 kada je kotao u potpunosti isključen u 7. i 8. mjesecu, a broj 3 kada je u potpunosti isključen u 6., 7. i 8. mjesecu. U periodima kada je kotao isključen vodu u spremniku zagrijava pomoćni električni dogrijač. Pritom je potrebno zadovoljiti uvjet da solarni kolektori u navedenom periodu moraju isporučiti minimalno 80% toplinske energije od ukupne potrebne.

U Tablica 9 su dani ulazni podaci kotla. U cijenu kotla na drvene pelete je uračunati kompletan set potreban za loženje peleta, a u cijenu kotla na ekstra lako loživo ulje je uračunata cijena spremnika za skladištenje goriva. U Tablica 10 su dani podaci energenata. Faktor primarne energije i faktor pretvorbe energenata su preuzete s Internet stranice Ministarstva prostornog uređenja, graditeljstva i državne imovine [14]. Cijena plina, ekstra lakog loživog ulja i električne energije je preuzeta s Internet stranica [15], [16] i [17]. Cijena drvenih peleta je prosječno određena prema cijenama nađenim u katalozima prodavača, s pretpostavljenom cijenom 31 kn za vreću peleta od 15 kg i ogrjevnom vrijednosti 4,8 kWh/kg.

Tablica 9. Ulazni podaci kotla

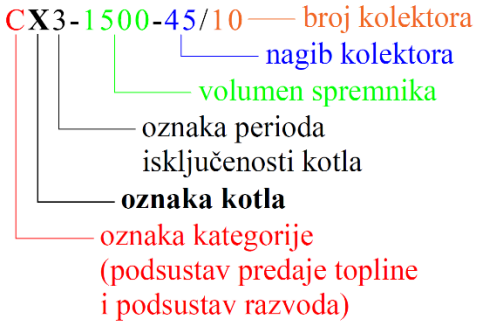
		X	Y	Z
Kotao	-	Centrometal EKO-CK P 25	Vaillant VKK INT 286/4	Viessmann Vitorondens 200-T
Tip kotla	-	standardni, iza 1994.	kondenzacijski, poboljšani	kondenzacijski, poboljšani
Plamenik	-	Pretlačni	Pretlačni	Pretlačni
Gorivo	-	Drveni peleti	Prirodni plin	Ekstra lako loživo ulje
Nazivna snaga kotla, P_n	W	25000	26200	24600
Smještaj kotla	-	Kotlovnica		
Faktor regulacije kotla, $f_{ctr,ls}$	-	1		
Cijena kotla, C_{kotao}	kn	13593,6	14661,6	36908,9
Cijena je izražena bez PDV-a.				

Tablica 10. Podaci energenata

Energent	-	Drveni peleti	Prirodni plin	Ekstra lako loživo ulje	Električna energija
Faktor primarne energije, f_p	-	0,123	1,095	1,138	1,614
Faktor emisije CO2, C_p	kg_{CO2}/kWh	0,03440	0,22020	0,29957	0,23481
Omjer gornje i donje ogrjevne moći, $f_{Hs/Hi}$	-	1,08	1,11	1,08	1
Cijena energenta, C_{en}	kn/kWh	0,380	0,279	0,480	0,770
Ostale naknade, $C_{en;ostalo}$	kn/kWh	0	0	0	0,105
Naknada za obračunsko mjerno mjesto, $C_{en;naknada}$	kn/mjesec	0	13,0	0	17,4
Cijene su izražene bez PDV-a.					

6. REZULTATI PRORAČUNA

Zbog velikog broja varijabilnih parametara dobiveno je 8100 različitih rješenja sustava. Kako bi se lakše razlikovala različita rješenja, na Slika 25 je dan primjer i objašnjenje identifikatora rješenja sustava. Identifikator rješenja sustava čine varijabilni parametri proračuna, zbog čega je moguće prema identifikatoru odrediti za koje parametre sustava je proračunato promatrano rješenje.



Slika 25. Objašnjenje identifikatora rješenja sustava

Prilikom određivanja troškovno optimalnog rješenja, potrebno je zadovoljiti sljedeće uvjete:

- Uvjet 1 – Ako je kotao isključen iz električne mreže u pojedinom mjesecu, u tom mjesecu minimalno 80% potrebne toplinske energije sustava moraju isporučiti solarni kolektori.
- Uvjet 2 – Temperatura radnog medija u solarnom kolektoru ne smije ni u jednom satu premašiti temperaturu stagnacije od 90°C, kako bi se izbjeglo pregrijavanje kolektora.
- Uvjet 3 – Udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji zgrade gotovo nulte energije mora iznositi minimalno 30%. [18]

6.1. Troškovno optimalno rješenje termotehničkog sustava

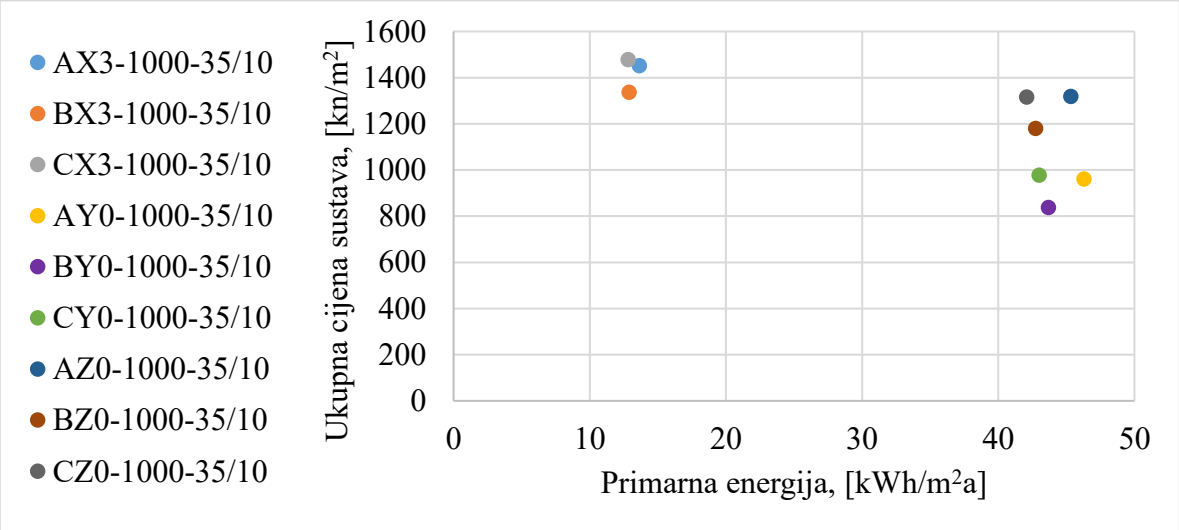
U Tablica 11 i Tablica 12 su dani rezultati troškovno optimalnih rješenja sustava za pojedinu kategoriju podsustava predaje topline i razvoda grijanja te tip kotla. Na Slika 26 i Slika 27 su prikazane cijene predloženih rješenja sustava u odnosu na isporučenu, odnosno primarnu energiju svedene na jedinicu korisne površine grijanog dijela zgrade te se prema njima određuje rješenje sustava koje je troškovno najisplativije.

Tablica 11. Rezultati troškovno optimalnih rješenja sustava – energijski zahtjevi

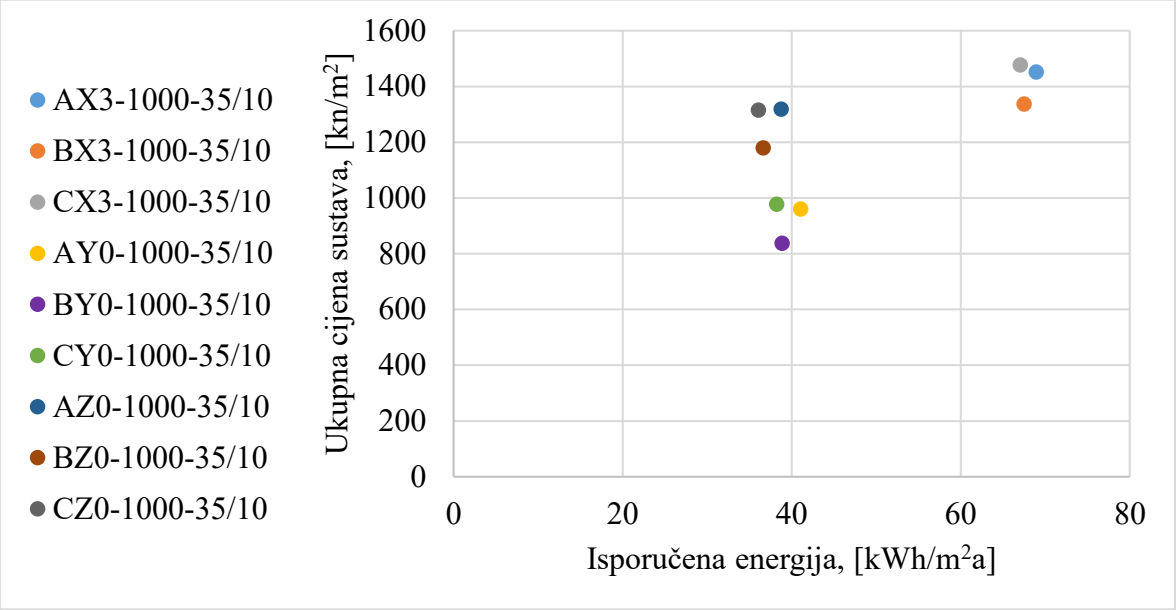
Indetifikator rješenja	Q_{renew}	$Q_{gnr;in}$	$W_{bu;el}$	W_{aux}	E_{del}	E_{prim}	CO2
	kWh/a	kWh/a	kWh/a	kWh/a	kWh/a	kWh/a	kg/a
AX3-1000-35/10	10401	30334	459	1144	31937	6319	1420
BX3-1000-35/10	10396	29847	459	970	31276	5978	1362
CX3-1000-35/10	10396	29641	459	962	31062	5940	1353
AY0-1000-35/10	10419	17808	0	1207	19015	21448	4205
BY0-1000-35/10	10416	16996	0	1010	18006	20241	3980
CY0-1000-35/10	10417	16707	0	1008	17715	19921	3916
AZ0-1000-35/10	10419	16739	0	1211	17951	21005	5299
BZ0-1000-35/10	10416	15962	0	1014	16975	19800	5020
CZ0-1000-35/10	10417	15696	0	1012	16708	19495	4940

Tablica 12. Rezultati troškovno optimalnih rješenja – troškovi rješenja sustava

Sustav	Investicijski trošak, [kn]	Troškovi pogona (30 god), [kn]	Ukupna cijena, [kn]
AX3-1000-35/10	157220	515312	672532
BX3-1000-35/10	117960	501408	619368
CX3-1000-35/10	186600	498071	684671
AY0-1000-35/10	158609	286756	445365
BY0-1000-35/10	119349	268691	388040
CY0-1000-35/10	187989	264897	452885
AZ0-1000-35/10	187530	423394	610924
BZ0-1000-35/10	148270	398548	546818
CZ0-1000-35/10	216910	392603	609513

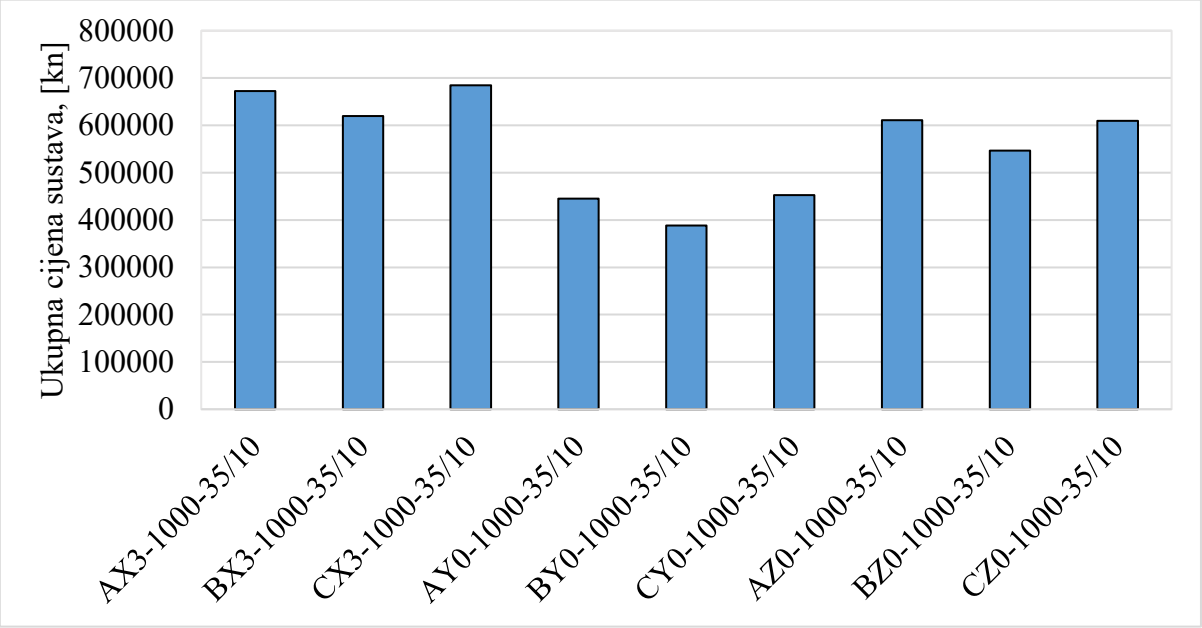


Slika 26. Određivanje troškovno optimalnog rješenja – odnos ukupnog troška i primarne energije sustava svedeno na jedinicu površine zgrade



Slika 27. Određivanje troškovno optimalnog rješenja – odnos ukupnog troška i isporučene energije sustava svedeno na jedinicu površine zgrade

Troškovno najisplativije rješenje je sustav BY0-1000-35/10. Navedeni sustav čini radijatorsko grijanje s toplovodnim dvocijevnim razvodom temperature polaza 55°C i povrata 40°C. Regulacija sustava predaje topline prostoru se provodi sobnim termostatom u referentnoj prostoriji i termostatskim ventilima s termoglavom. Podsustav proizvodnje topline čine 10 pločastih solarnih kolektora, ukupne korisne površine 23,5 m^2, orijentiranih prema jugu i nagnutih pod kutom od 35°, akumulacijski spremnik od 1000 L i plinski kondenzacijski kotao koji je priključen na električnu mrežu kroz cijelu godinu. Godišnja isporučena energija zgrade po jedinici površine za navedeni sustav iznosi 38,9 kWh/m^2a, a godišnja primarna energija zgrade po jedinici površine iznosi 43,7 kWh/m^2a.

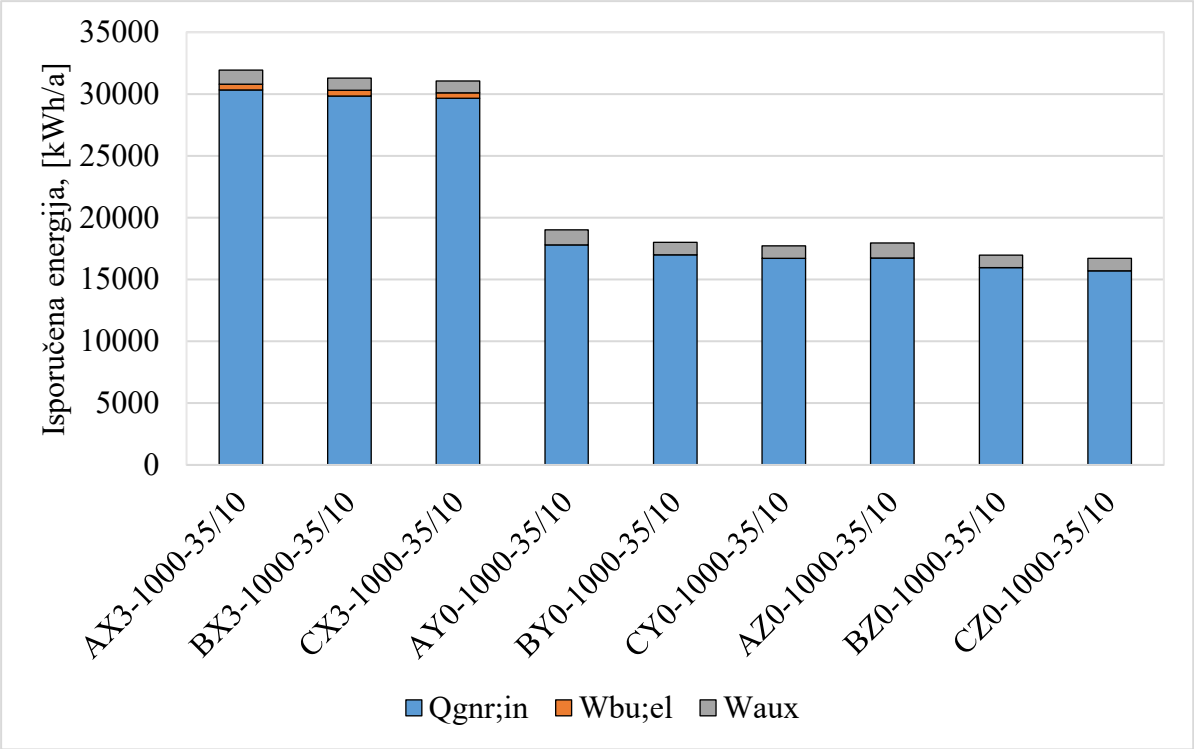


Slika 28. Usporedba cijena optimalnih rješenja sustava za pojedinu kategoriju podsustava predaje topline i razvoda te tip kotla

Na Slika 28 su prikazane cijene troškovno optimalnih rješenja sustava za pojedinu kategoriju podsustava predaje topline i razvoda grijanja te tip kotla. Može se primijetiti da glavno odstupanje u troškovima sustava nastaje zbog primjene različitih kotlova, odnosno zbog korištenja različitih energenata. Troškovno najisplativiji su sustavi koji kao izvor topline koriste plinske kondenzacijske kotlove, nakon kojih slijede sustavi s uljnim kondenzacijskim kotlovima na ekstra lako loživo ulje, a troškovno najneisplativiji su sustavi s kotlovima na drvene pelete.

U Tablica 12 su prikazani rezultati investicijskih i pogonskih troškova, odnosno ukupnih troškova za promatrana rješenja sustava. Usporede li se investicijski troškovi s obzirom na tip kotla, najisplativija rješenja sustava su ona koja imaju standardni kotao na drvene pelete, zatim ih slijede sustavi s plinskim kondenzacijskim kotlom, a najskuplje je uložiti u sustav s uljnim kondenzacijskim kotlom. Ipak, usporede li se pogonski troškovi s obzirom na tip kotla, najneisplativiji su sustavi s kotlom na drvene pelete. Iako je cijena drvenih peleta u kunama po kWh niža od cijene ekstra lakog loživog ulja za 20,8%, zbog manje učinkovitosti kotla te viših toplinskih gubitaka kotla na drvene pelete u stanju pripravnosti, potrebno je isporučiti između 77,9% i 85,9% više energije, ovisno o odabranoj kategoriji (Slika 29). Visoki toplinski gubici kotla na drvene pelete u stanju pripravnosti su ujedno i razlog zašto se optimalna rješenja za sustave s kotlovima na drvene pelete dobivaju za slučaj 3, odnosno za slučaj kada je u 6., 7. i

8. mjesecu kotao isključen, odnosno isplativije je toplinsku energiju proizvoditi električnim dogrijačem.



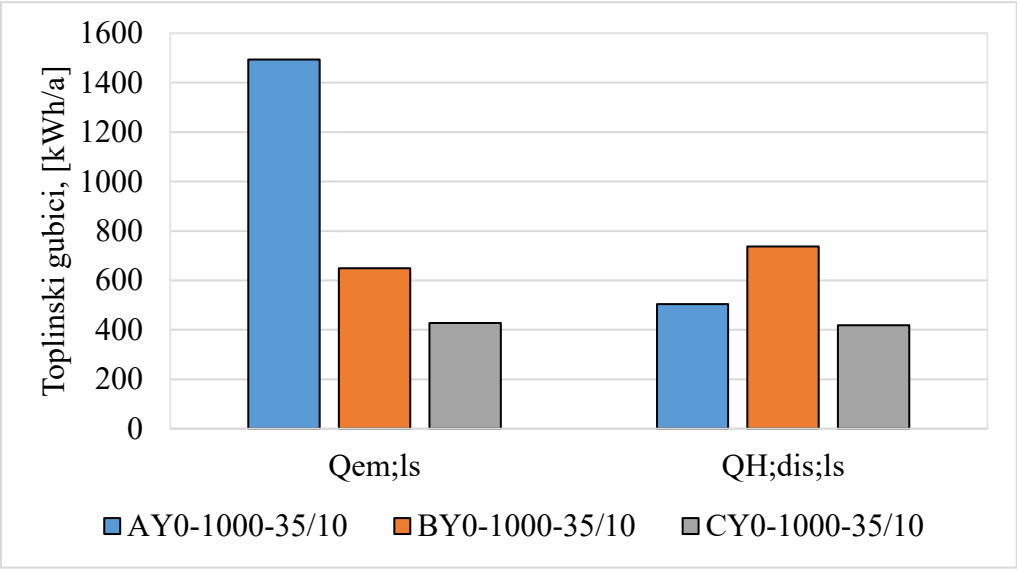
Slika 29. Isporučena energija optimalnih rješenja sustava

Na Slika 29 je prikazana energija koju je potrebno isporučiti pojedinom rješenju sustava, ne uključujući energiju koju sustavu isporučuju solarni kolektori. Može se primijetiti da je sustavu s kondenzacijskim kotlom na ekstra lako loživo ulje potrebno predati otprilike 5,5% manje toplinske energije u obliku goriva naspram sustava s plinskim kondenzacijskim kotlom, a razlog tomu je nešto bolja učinkovitost kotla. Ipak, zbog 72% više cijene ekstra lakog loživog ulja naspram prirodnog plina, pogonski troškovi sustava s kotlom na ekstra lako loživo ulje su veći za otprilike 48%.

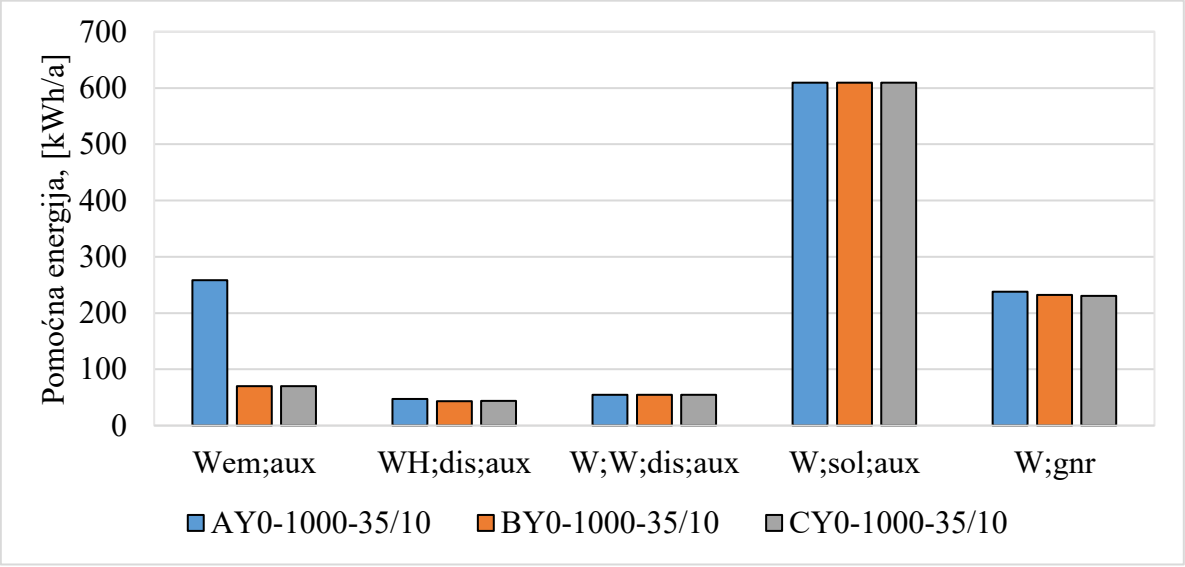
Na Slika 29 se također mogu uočiti razlike energetskih zahtjeva između pojedinih kategorija, odnosno između različitih izvedbi podsustava predaje topline prostoru i razvoda grijanja. Najviše energije je potrebno isporučiti sustavima kategorije A, nakon čega slijede sustavi kategorije B, a najmanje energije se isporučuje sustavima kategorije C. Iako je razlika u pogonskim troškovima između kategorije B i C za isti tip kotla zanemariva (3000 do 6000 kn), razlika investicijskih troškova iznosi 68640 kn zbog instalacije podnog grijanja umjesto radijatora. Iako je u konačnici sustav s radijatorima BY-1000-35/10 troškovno najisplativiji, prilikom odabira sustava se mora uzeti u obzir želja investitora, koji se možda opredijeli za

skuplji sustav s podnim grijanjem. Sustavima s podnim grijanjem se postiže veća razina toplinske ugodnosti naspram radijatorskih sustava, što se ovim proračunom ne može prikazati.

Razlike između kategorija nastaju zbog promjene parametara u podsustavu predaje topline prostoru i podsustavu razvoda grijanja, dok su parametri u ostalim podsustavima jednaki. Na primjeru najisplativijih rješenja sustava različitih kategorija s plinskim kondenzacijskim kotlom (Y) su prikazane vrijednosti toplinskih gubitaka podsustava predaje topline prostoru i razvodu grijanja te potrebna pomoćna energija sustava na Slika 30 i Slika 31.



Slika 30. Toplinski gubici podsustava predaje topline prostoru i podsustava razvoda grijanja – optimalna rješenja sustava s plinskim kondenzacijskim kotlom (Y)

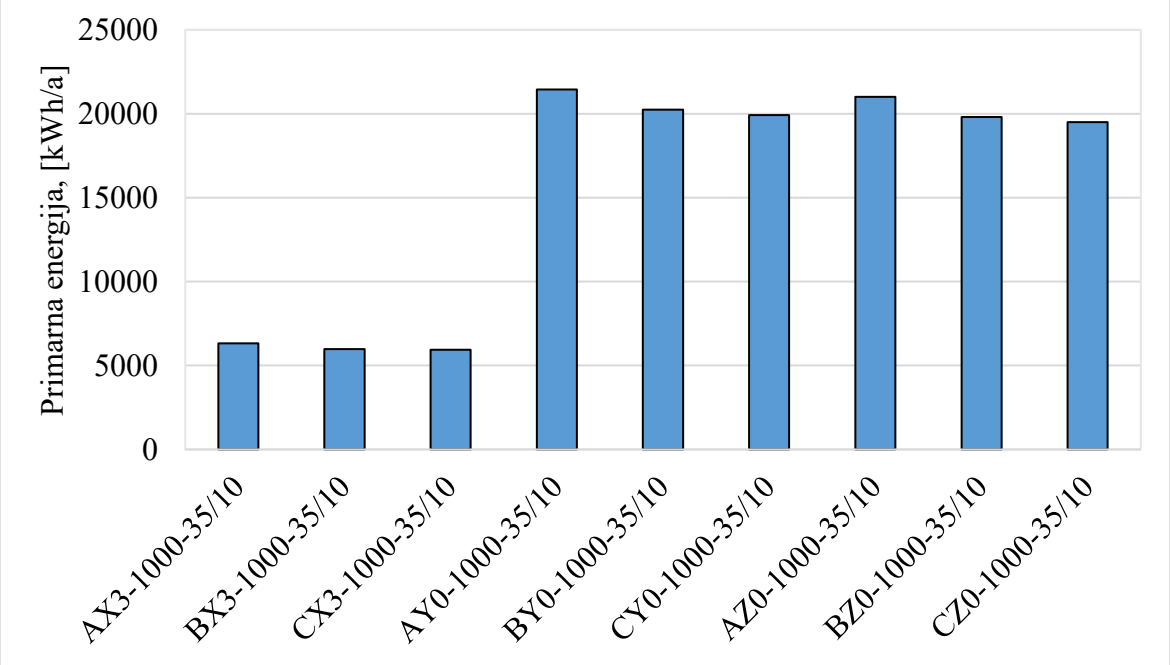


Slika 31. Pomoćna energija – optimalna rješenja sustava s plinskim kondenzacijskim kotlom (Y)

Na Slika 30 se može primijetiti da se najveći toplinski gubici u podsustavu predaje topline javljaju u kategoriji A. Ako se usporede ulazni podaci kategorije A i B, uzimajući u obzir da je utjecaj razlike nadtemperature ogrjevnog medija na toplinske gubitke zanemariv, odabirom bolje regulacije u kategoriji B su toplinski gubici podsustava predaje topline smanjeni za 56,5%. Nadalje, usporede li se kategorije B i C, koje se razlikuju samo po ogrjevnim tijelima i temperaturnom režimu grijanja, može se primijetiti smanjenje toplinskih gubitaka u podsustavu predaje topline za 43,1% zbog primjene podnog grijanja s dobro izoliranom površinom polaganja umjesto radijatora. Najveći toplinski gubici u podsustavu razvoda grijanja se javljaju u kategoriji B, zbog najvišeg temperaturnog režima sustava.

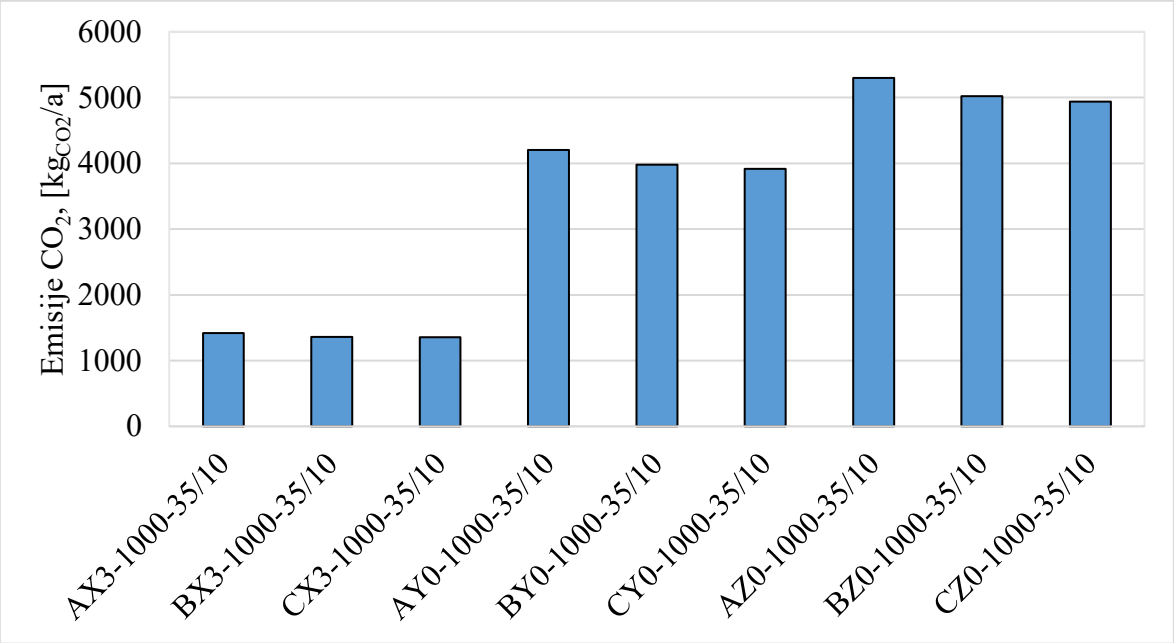
Prema Slika 31 se može primijetiti da su razlike u pomoćnoj energiji između različitih kategorija zanemarive, osim u podsustavu predaje topline. U navedenom podsustavu je kategoriji A godišnje potrebno dovesti 188 kWh više električne energije naspram kategorije B i C. Dodatna pomoćna energija je potrebna za pogon ventilatora u ventilokonvektorima.

Na Slika 32 je prikazana ukupna primarna energija zgrade za promatrana rješenja sustava. Vrijednosti primarne energije za rješenja sustava s kondenzacijskim kotlovima na prirodni plin i na ekstra lako loživo ulje su gotovo podjednake. S druge strane, primarna energija sustava s kotlom na drvene pelete je otprilike 70% manja u odnosu na rješenja s drugim kotlovima, iako je ovim sustavima potrebno isporučiti značajno više energije. Razlog tomu je nizak faktor primarne energije drvenih peleta.

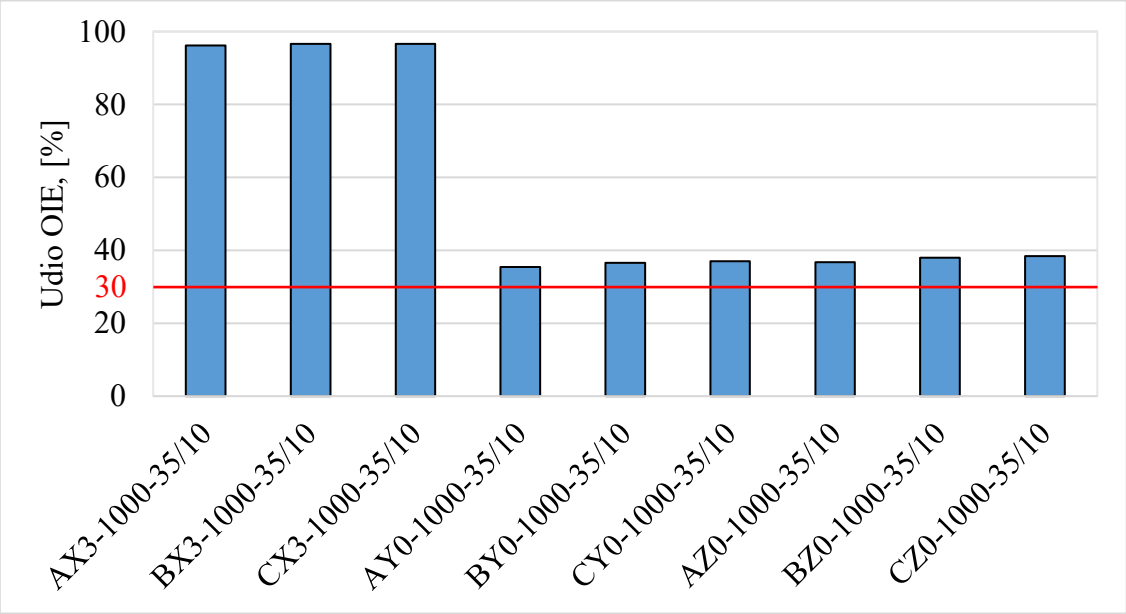


Slika 32. Primarna energija optimalnih rješenja sustava

Zbog niskog faktora pretvorbe $C_{p,i}$ drvenih peleta, godišnje emisije CO_2 zgrade za rješenja sustava s kotlom na drvene pelete su najmanje u odnosu na ostale sustave (Slika 33). Prirodni plin ima 26,6% niži faktor pretvorbe $C_{p,i}$ od ekstra lakog loživog ulja pa su godišnje emisije CO_2 zgrade za rješenja sustava s kondenzacijskim kotlom na ekstra lako loživo ulje najveće, iako je pokazano da je ovim sustavima potrebno isporučiti najmanje energije.



Slika 33. Godišnje emisije CO_2 optimalnih rješenja sustava



Slika 34. Udio energije iz OIE u ukupnoj isporučenoj energiji optimalnih rješenja sustava

Na Slika 34 je prikazan udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji u optimalnim rješenjima sustava. Može se primijetiti da je u svim rješenjima sustava zadovoljen uvjet prema kojem minimalni udio energije iz obnovljivih izvora u ukupnoj isporučenoj energiji mora iznositi 30%. U sustavima s kotlom na prirodni plin i ekstra lako loživo ulje udio OIE se kreće između 35,5% – 38,4%, ovisno o kategoriji i tipu kotla, te predstavlja udio energije isporučene sustavu od strane solarnih kolektora. S obzirom na to da se drveni peleti smatraju obnovljivim izvorom energije, udio OIE u sustavima s kotlom na drvene pelete iznosi otprilike 96%. Ostalih 4% predstavlja električnu energiju koja se dovodi sustavu za pogon pomoćnih uređaja i električnog dogrijača.

U svim promatranim rješenjima sustava je proračunom određeno, uz uvjet da se u solarnim kolektorima ne smije postignut temperatura stagnacije, da troškovno optimalni solarni toplovodni sustav čini akumulacijski spremnik volumena 1000 L i 10 solarnih kolektora, ukupne korisne površine 23,5 m^2, orijentiranih prema jugu i nagnutih pod kutom od 35°.

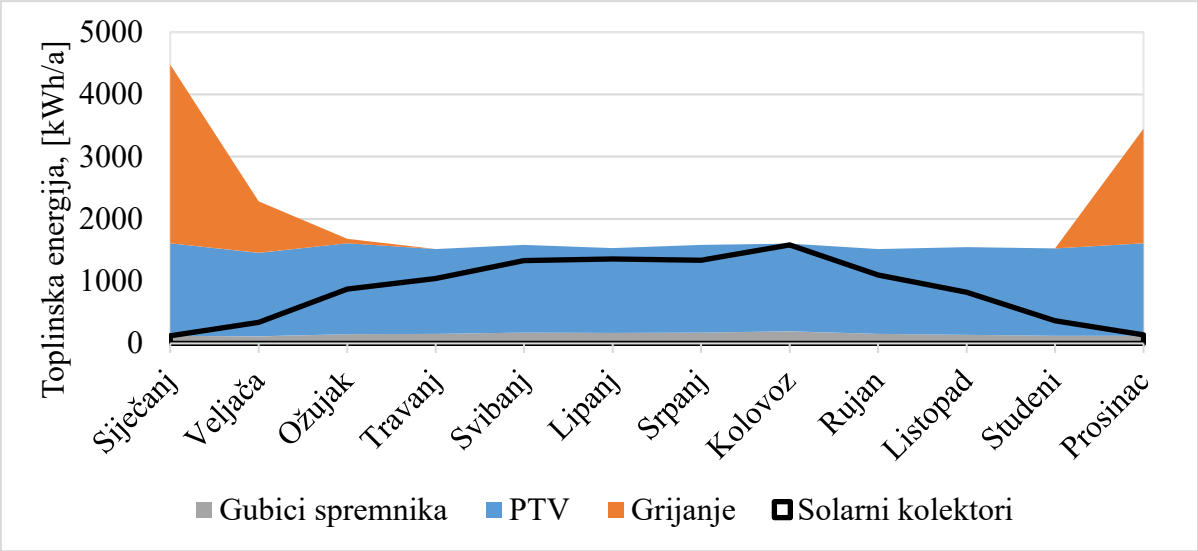
U Tablica 13 su za optimalno rješenje sustava BY0-1000-35/10 dane mjesečne vrijednosti potrebne toplinske energije za rad pojedinog dijela sustava, energije koju sustavu isporučuju solarni kolektori te udio sunčeve energije u ukupnoj isporučenoj energiji sustavu, f_{sol}. Na Slika 35 su navedene vrijednosti prikazane grafički.

Tablica 13. Rezultati optimalnog rješenja sustava – mjesečna raspodjela potrebne toplinske energije za rad sustava i sunčeve energije isporučene sustavu

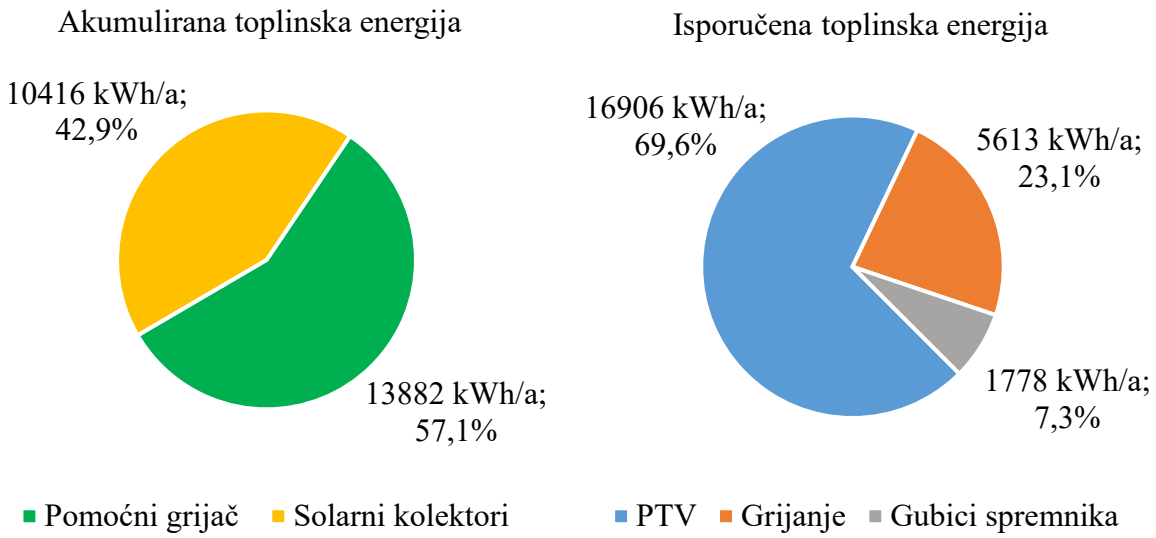
Mjesec	Grijanje	PTV	Spremnik	Solarni kolektori	f_{sol}
	kWh	kWh	kWh	kWh	%
Siječanj	2873	1485	123	123	2,7
Veljača	829	1341	115	339	14,8
Ožujak	70	1463	147	875	52,1
Travanj	0	1364	154	1044	68,8
Svibanj	0	1409	173	1332	84,2
Lipanj	0	1364	167	1358	88,7
Srpanj	0	1409	172	1337	84,6
Kolovoz	0	1409	192	1582	98,8
Rujan	0	1364	154	1099	72,5
Listopad	0	1409	139	823	53,2
Studeni	0	1403	122	366	24,0
Prosinac	1842	1485	122	137	4,0

Može se primijetiti da je sustav solarnih kolektora dobro optimiziran jer ni u jednom mjesecu solarni kolektori ne prikupljaju više toplinske energije nego što je potrebno za rad sustava.

Dodatno je zanimljivo primijetiti da u 1. i 12. mjesecu solarni kolektori uspiju pokriti samo toplinske gubitke akumulacijskog spremnika.



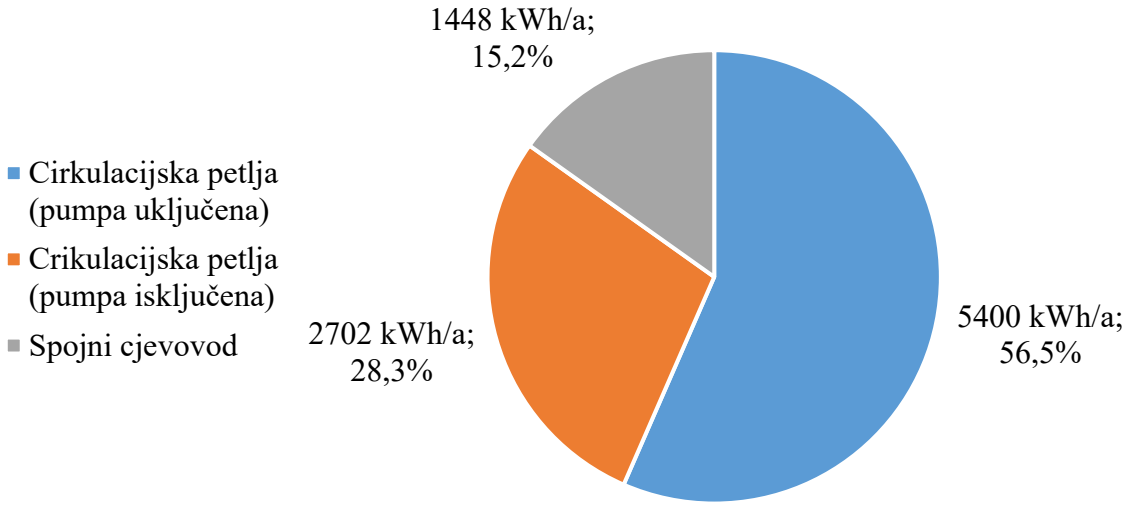
Slika 35. Mjesečna raspodjela toplinske energije koju isporučuju solarni kolektori i potrebne toplinske energije za rad sustava



Slika 36. Udio akumulirane i isporučene toplinske energije spremnika na godišnjoj razini optimalnog rješenja sustava (BY0-1000-35/10)

Na Slika 36 se može primijetiti da u optimalnom rješenju sustava BY0-1000-35/10 solarni kolektori pokrivaju 42,9% ukupne potrebne toplinske energije za sustav grijanja i PTV-a te pokrivanje toplinskih gubitaka spremnika. Podsustavu razvoda PTV-a se predaje 69,6% toplinske energije. Od toga, 56,2%, odnosno 9495 kWh/a čine toplinski gubici. Na Slika 37 je

prikazana raspodjela toplinskih gubitka podsustava razvoda PTV-a na godišnjoj razini. Najviše toplinskih gubitka se javlja u cirkulacijskoj petlji, sveukupno 8102 kWh/a, što je 9,3% više od potrebne toplinske energije za pripremu PTV-a.

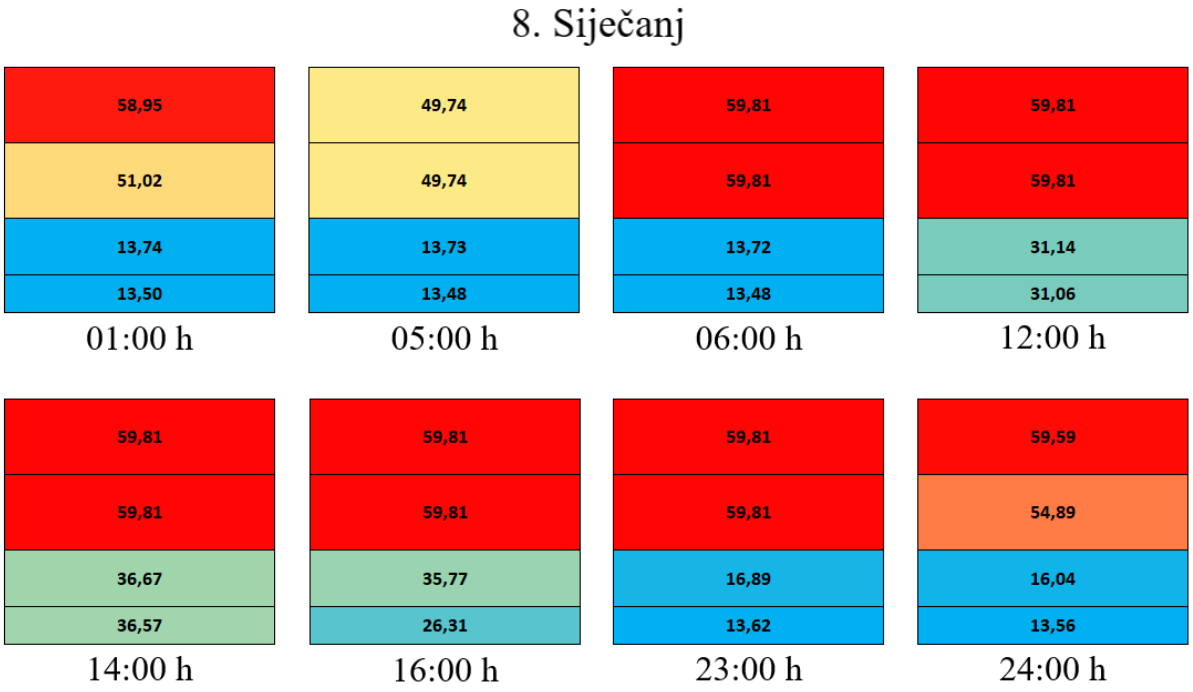


Slika 37. Raspodjela toplinskih gubitaka podsustava razvoda PTV-a optimalnog rješenja sustava (BY0-1000-35/10)

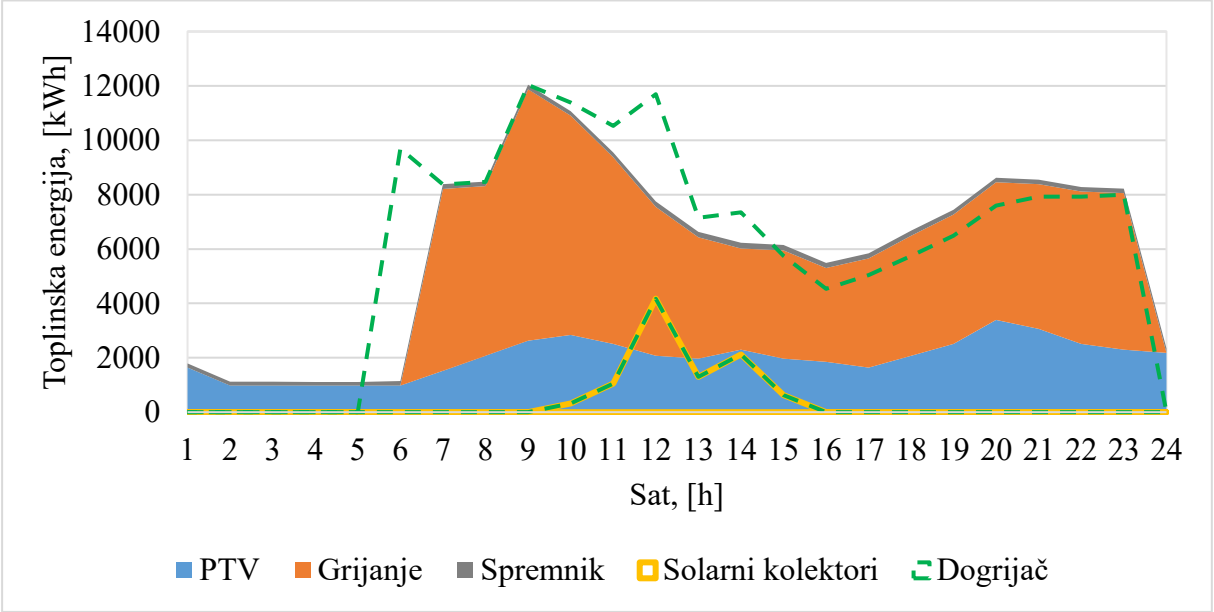
Dinamička simulacija sustava omogućuje uvid u stanje sustava u pojedinom satu u godini. U solarnim toplovodnim sustavima je zanimljivo proučiti kretanje temperature vode u akumulacijskom spremniku. U nastavku je za nekoliko karakterističnih dana u godini dan prikaz stanja spremnika na kraju pojedinog sata. Za navedene dane je također satno prikazana raspodjela toplinske energije koja se isporučuje spremniku i preuzima iz njega.

Na Slika 38 i Slika 39 su prikazana zbivanja u spremniku za karakteristični zimski dan, 8. siječanj. Navedeni dan je vedar, zbog čega dolazi do paljenja sustava solarnih kolektora, a temperatura okolišnog zraka iznosi prosječno -3°C. Može se primijetiti da se pomoćni grijač uključuje u 05:00 h, zato što je temperatura vode u segmentu u kojem se nalazi temperaturni osjetnik (segment 3) pala ispod postavne temperature paljenja dogrijača od 50°C i ne prestaje s radom do 23:00 h. Zbog toga je u promatranom periodu u segmentu 3 i 4 temperatura vode 60°C, odnosno nešto manja kada se uzmu u obzir toplinski gubici spremnika. U razdoblju od 00:00 h do 05:00 h se toplinska energija akumulirana u spremniku predaje cirkulacijskoj petlji sustavu PTV-a, zbog čega dolazi do pada temperature u segmentima 3 i 4. U 05:00 h je temperatura segmenta 4 postala manja od temperature segmenta 3 te je došlo do miješanja i izjednačavanje temperature navedenih segmenta. Od 09:00 h do 15:00 h solarni kolektori rade,

zbog čega dolazi do zagrijavanja segmenta 1 i 2, a najveća temperatura se postiže u 14:00 h. Kolektori prestaju s radom u 15:00 h te se odmah može primijetiti pad temperature segmenta 1 na kraju idućeg sata, zbog predaje akumulirane energije razvodu sustava grijanja i predaje vode razvodu sustava PTV-a.

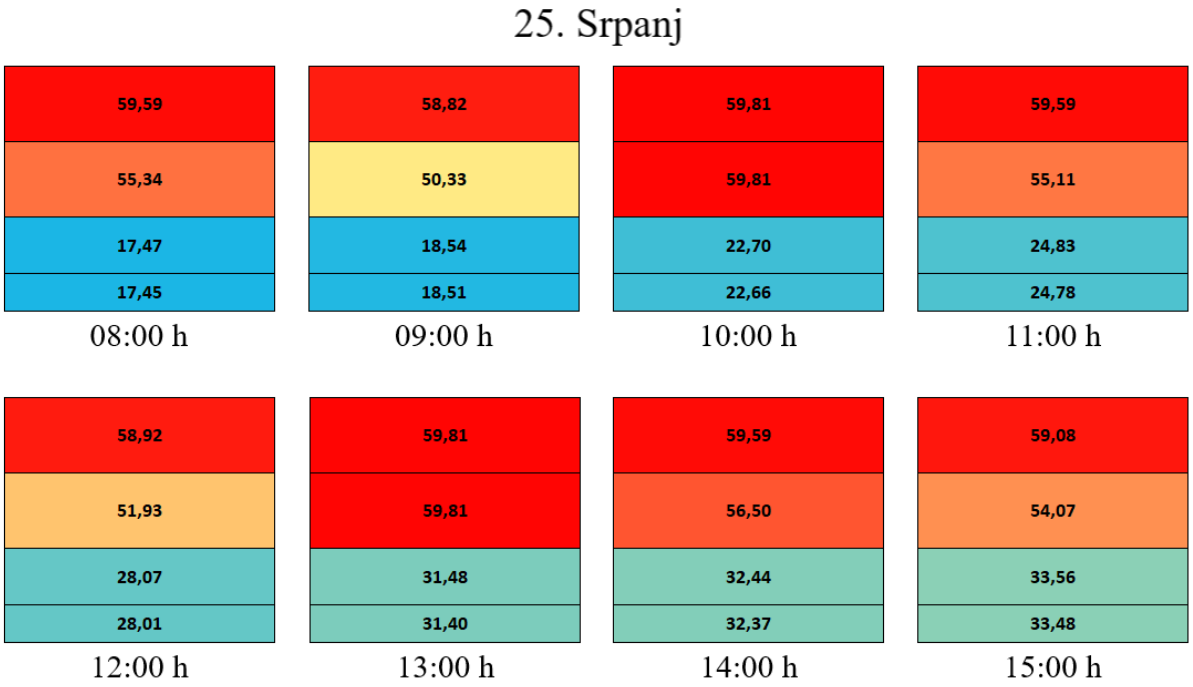


Slika 38. Kretanje temperature vode u spremniku – 8. siječanj

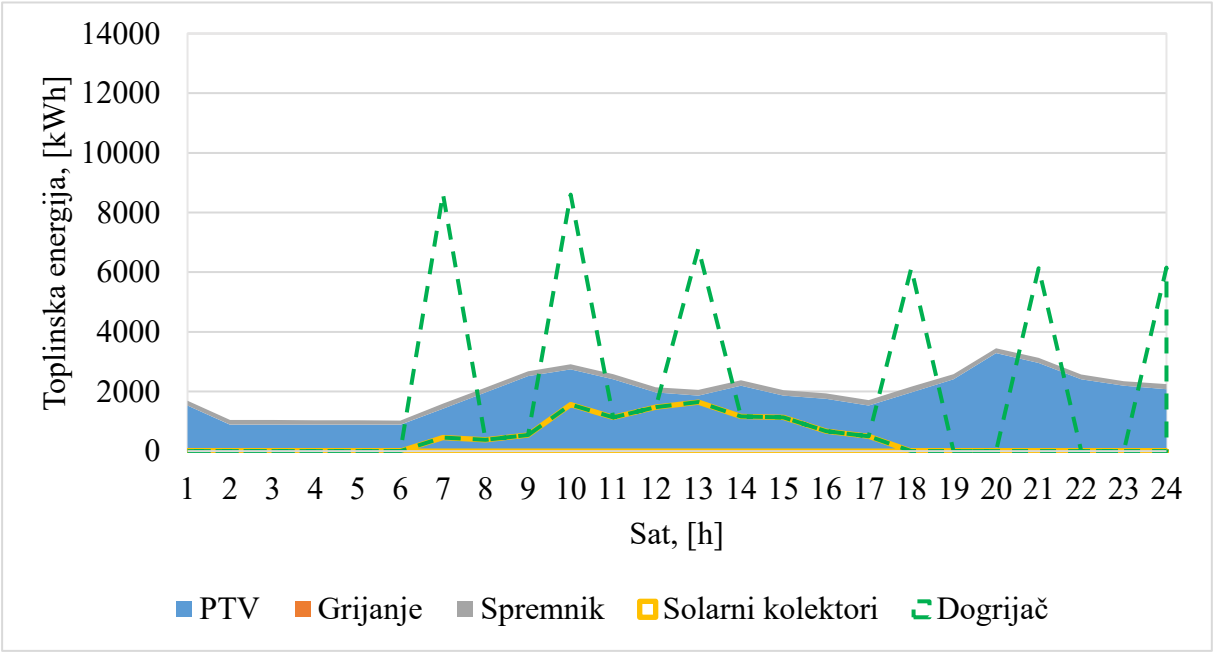


Slika 39. Toplinska energija isporučena spremniku i preuzeta iz spremnika – 8. siječanj

Na Slika 40 i Slika 41 su prikazana zbivanja u spremniku za karakterističnu ljetni dan, 25. srpanj. Navedeni dan je oblačan, a temperatura okolišnog zraka je netipično niska za ljetni dan i prosječno iznosi 15°C. U navedenom danu energija koju solarni kolektori isporučuju spremniku je vrlo mala, zbog čega dolazi do paljenja pomoćnog grijača 6 puta. Temperatura spremnika ni u jednom satu ne prelazi postavnu temperaturu spremnika.

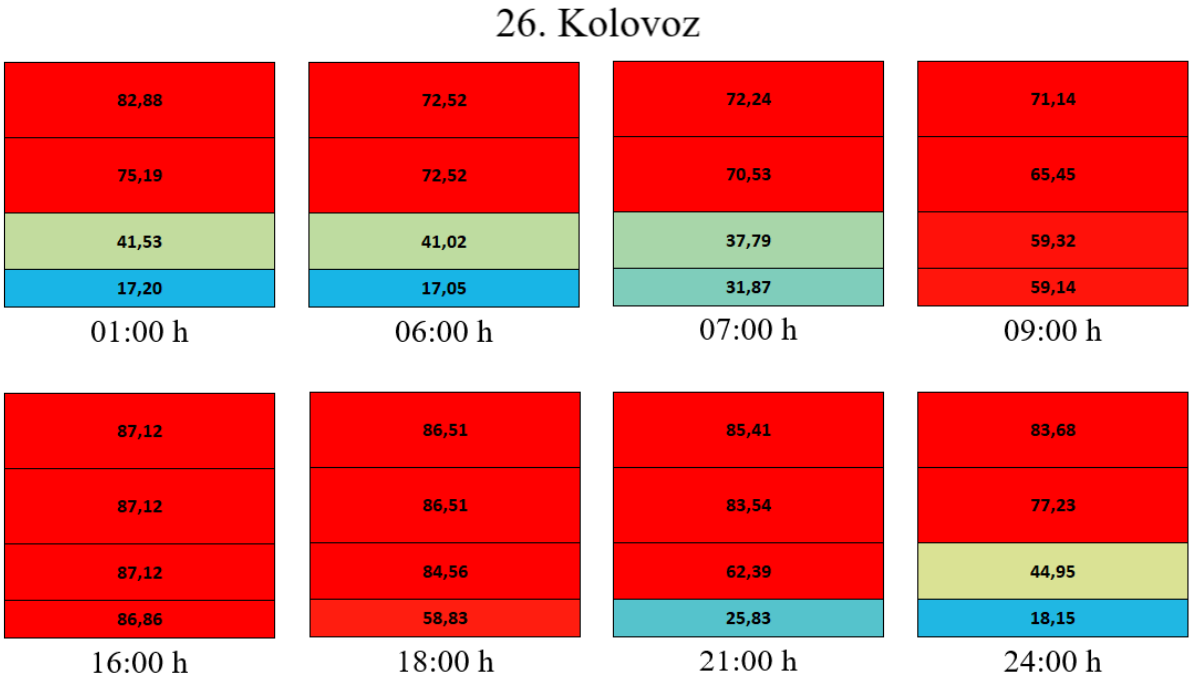


Slika 40. Kretanje temperature vode u spremniku – 25. srpanj

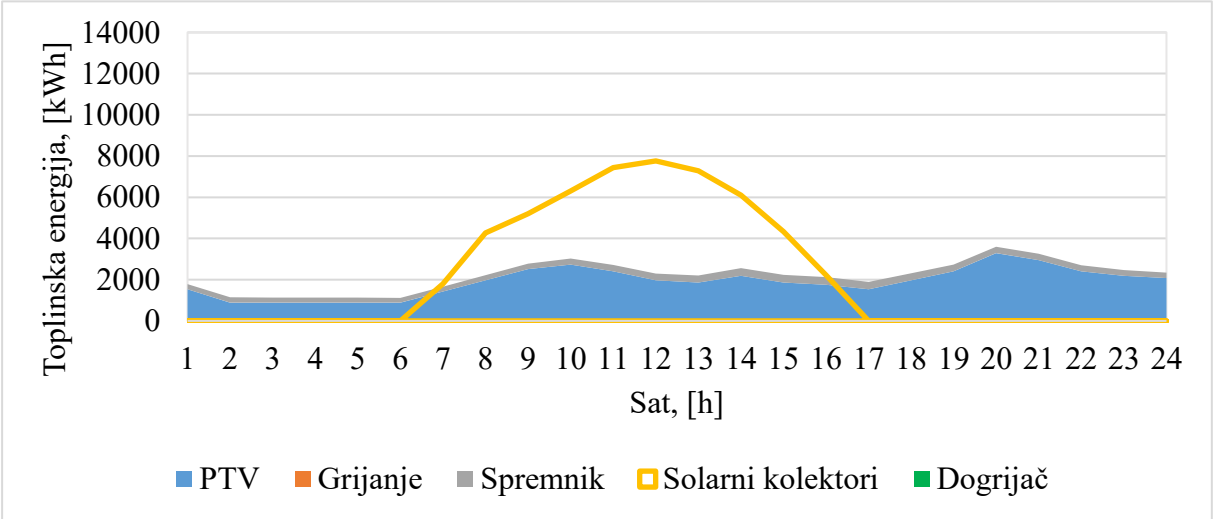


Slika 41. Toplinska energija isporučena spremniku i preuzeta iz spremnika – 25. srpanj

Na Slika 42 i Slika 43 su prikazana zbivanja u spremniku za karakterističnu ljetni dan, 26. kolovoz. Navedeni dan je sunčan, a prosječna temperatura okolišnog zraka iznosi 27°C. U navedenom danu u godini se pojavljuje najviša proračunata temperatura segmenta 1, na koji je vezan izmjenjivač topline kruga solarnih kolektora. Može se primijetiti da je temperatura u spremniku visoka već i na početku dana, gdje se je od prethodnog dana temperatura u segmentima 3 i 4 zadržala iznad postavne temperature spremnika. Solarni kolektori prikupljaju energiju od 06:00 h do 16:00 h i u tom razdoblju temperatura spremnika poraste do 87,1°C.



Slika 42. Kretanje temperature vode u spremniku – 26. kolovoz



Slika 43. Toplinska energija isporučena spremniku i preuzeta iz spremnika – 26. kolovoz

6.2. Usporedba s programom *MGIPU Energetski Certifikator*

Proračun ukupne isporučene i primarne energije zgrade u računalnom programu *MGIPU Energetski Certifikator* je temeljen na setu nacionalnih algoritama za izračun energetskih svojstava zgrada, koji su u Republici Hrvatskoj u obaveznoj primjeni od 30. rujna 2017. godine. Proračuni prema ovim algoritmima su temeljeni na raznim normama, od kojih su za ovaj rad najznačajnije norma HRN EN ISO 13790:2008, prema kojoj se određuje potrebna energija za grijanje i hlađenje prostora zgrade, te norme iz skupine normi HRN EN 15316:2008, u kojima su dane metode proračuna energijskog zahtjeva i energetske učinkovitosti termotehničkog sustava. U programu se potrebna toplinska energija za grijanje zgrade određuje satnom metodom za karakteristični dan u mjesecu. Navedeni podaci se zatim svode na mjesečne vrijednosti, na temelju kojih se provodi proračun termotehničkog sustava.

Glavna prednost razvijenog programa naspram programa *MGIPU Energetski Certifikator* je dinamička simulacija termotehničkog sustava, odnosno satni proračun kroz cijelu godinu. Smanjenjem vremenskog koraka proračuna dobivaju se puno precizniji rezultati. Nadalje, razvijeni program se zasniva na novom setu normi EN 15316:2017, u kojima je provedena revizija i poboljšanje metoda proračuna termotehničkog sustava. Dodatno, u novim normama je dano više parametara s kojima se detaljnije može opisati termotehnički sustav.

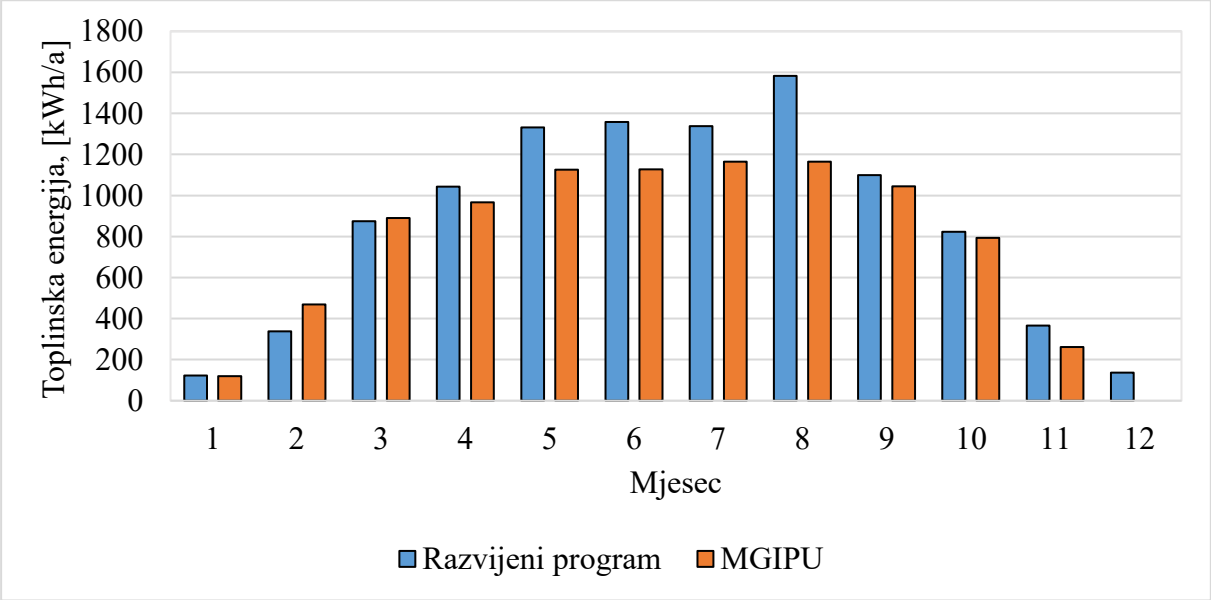
Usporedba će se provesti za rješenje sustava BY-1000-35/10. Prilikom unosa ulaznih podataka u program *MGIPU Energetski Certifikator*, odabiru se jednake vrijednosti koje su korištene u proračunu sustava pomoću razvijenog programa. Pojedini ulazni podaci korišteni u proračunu prema razvijenom programu u *Certifikatoru* nemaju ekvivalent. U tim slučajevima se bira najsličnija dostupna vrijednost.

Tablica 14. Rezultati proračuna termotehničkog sustava korištenjem razvijenog programa i programa *MGIPU Energetski Certifikator*

		Razvijeni program	MGIPU
Energija dobivena iz OIE, Q_{renew}	kWh/a	10416	9127
Toplinska energija dovedena kotlu, $Q_{gnr;in}$	kWh/a	16996	12778
Pomoćna energija, W_{aux}	kWh/a	1010	708
Isporučena energija, E_{del}	kWh/m^{2}a	38,87	29,11
Primarna energija, E_{prim}	kWh/m^{2}a	43,70	32,67
Emisije CO_2, CO_2	kg/a	3980	2980
Ukupni trošak sustava, C_{ukupno}	kn	388040	322074
Udio OIE u ukupnoj isporučenoj energiji, $r_{ren;termo}$	%	36,65	40,36

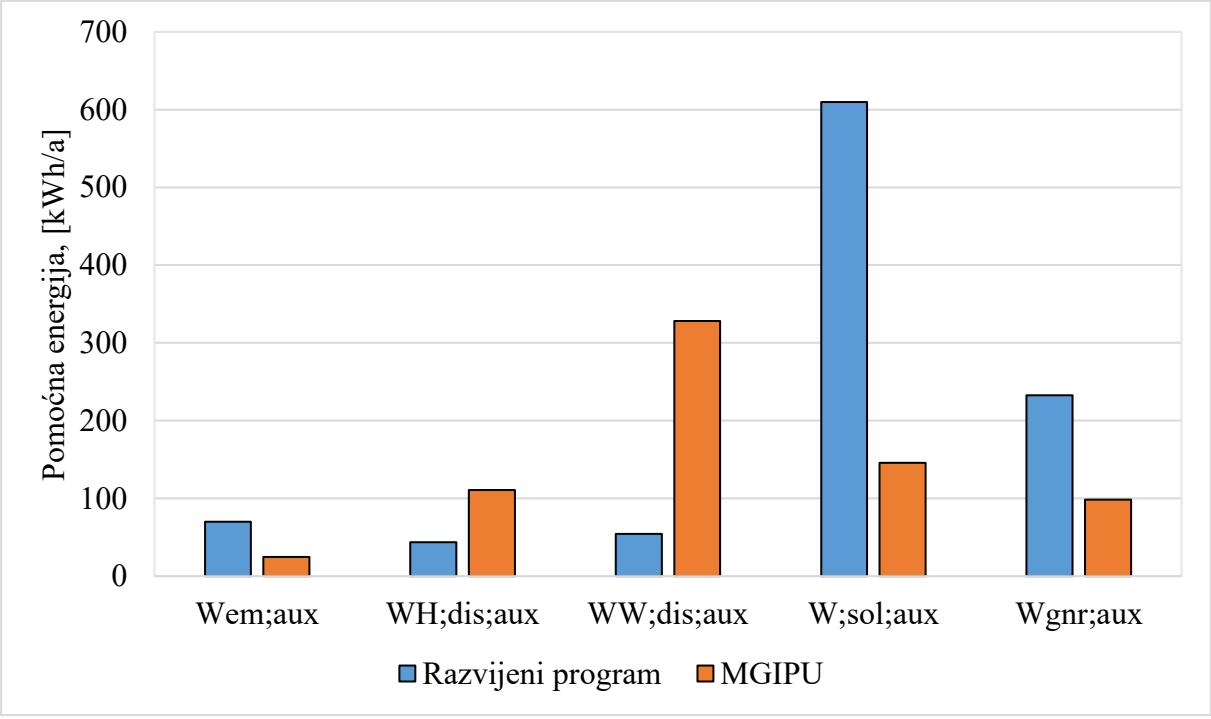
U Tablica 14 su dani konačni rezultati proračuna sustava dobiveni primjenom razvijenog računalnog programa i programa *MGIPU Energetski Certifikator*. Rezultati isporučene i primarne energije te emisije CO_2 zgrade dobiveni razvijenim programom su za 33,1% veći od rezultata dobivenih *Certifikatorom*. Zbog toga je prema *Certifikatoru* procijenjeni ukupni trošak termotehničkog sustava manji za 64338 kn. Može se zaključiti da *Certifikator* značajno precjenjuje energetsku učinkovitost termotehničkog sustava. Važno je naglasiti da su u razvijenom programu korištene satne vrijednosti potrebne toplinske energije za grijanje zgrade dobivene *Certifikatorom*. Prema *Certifikatoru*, iznos $Q_{H,nd}$ u pojedinom satu se određuje za meteorološke podatke karakterističnog dana u mjesecu. U razvijenom programu moguće je primijeniti podatke $Q_{H,nd}$ dobivene iz meteoroloških podataka za svaki sat u godini. U tom bi slučaju rezultati prema razvijenom programu bili precizniji. Ipak, primjenom podataka iz *Certifikatora* moguće je prikazati utjecaj pojedinog postupka proračuna termotehničkog sustava na dobivene rezultate. U nastavku su detaljnije proučeni rezultati oba proračuna kako bi se utvrdili glavni razlozi nastalih odstupanja.

Na Slika 44 je prikazana usporedba rezultata toplinske energije koju solarni kolektori predaju sustavu. U *Certifikatoru* se proračun solarnih kolektora provodi na mjesečnoj razini za kolektore nagnute pod kutom od 45°. Odstupanje rezultata na godišnjoj razini iznosi 14,1%, a najznačajnija odstupanja javljaju se u ljetnim mjesecima. Kako bi se provjerilo koliko utječe nagib kolektora na odstupanja između rezultata, proveden je proračun u razvijenom programu za slučaj kada su solarni kolektori nagnuti pod kutom od 45° te je pokazano da je utjecaj razlike nagiba kolektora zanemariv.

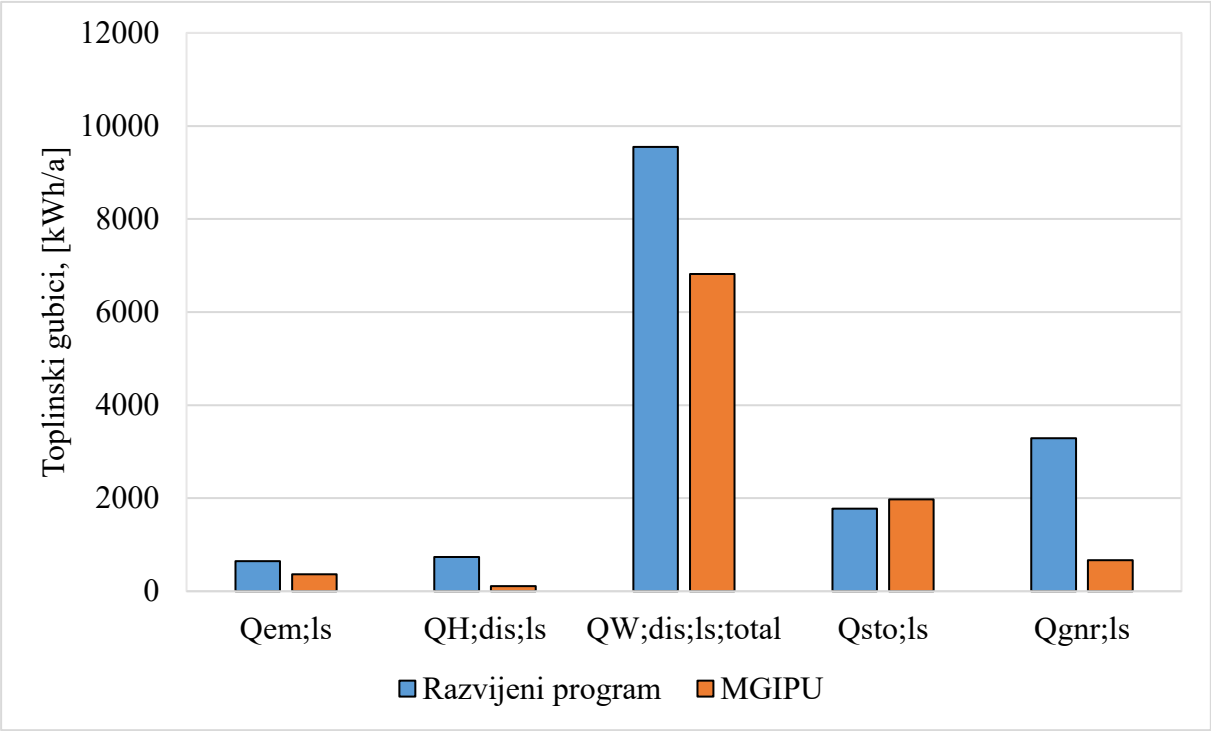


Slika 44. Usporedba toplinske energije koju solarni kolektori isporučuju sustavu

Na Slika 45 je prikazana usporedba rezultata potrebne pomoćne energije po pojedinim podsustavima. U razvijenom programu je dobivena gotovo 4,2 puta veća potreba pomoćne energije za pogon uređaja u krugu solarnih kolektora. U oba slučaja je snaga pumpe određena prema postupku opisanom u sukladnoj normi. Za razliku od *Certifikatora*, gdje se samo određuje pomoćna energija za pogon pumpe, u razvijenom programu se također određuje i potrebna pomoćna energija za pogon sustava regulacije pumpe, koji radi kroz cijelu godinu. Upravo sustav regulacije pumpe čini većinu potrebne pomoćne energije za pogon kruga solarnih kolektora, odnosno 67,5% od ukupne potrebne energije. Razlika rezultata pomoćne energije za pogon podsustava predaje topline je nastala zbog predložene izmjene proračuna. Prema *Certifikatoru* i normi EN 15316-2:2017, pomoćna energija potrebna za pogon sustava regulacije podsustava predaje topline se računa samo za period u kojem postoji potreba za toplinskom energijom. U razvijenom programu je pretpostavljeno da sustav regulacije radi cijelu godinu te se zbog toga dobiva 2,8 puta viša vrijednost pomoćne energije. Podsustavi razvoda grijanja i PTV-a su jedini dijelovi sustava gdje je prema *Certifikatoru* potrebno dovesti više pomoćne energije. Ovaj porast pomoćne energije za 2,6 puta u podsustavu razvoda grijanja, odnosno gotovo za 6 puta u podsustavu razvoda PTV-a je uzrokovan zbog izmijenjenog postupka proračuna pomoćne energije pumpe. Prema *Certifikatoru* je potrebno dovesti manje pomoćne energije podsustavu kotla jer je opterećenje kotla manje, a utjecaj vjerojatno ima i mjesečni korak proračuna.



Slika 45. Usporedba potrebne pomoćne energije za pogon sustava

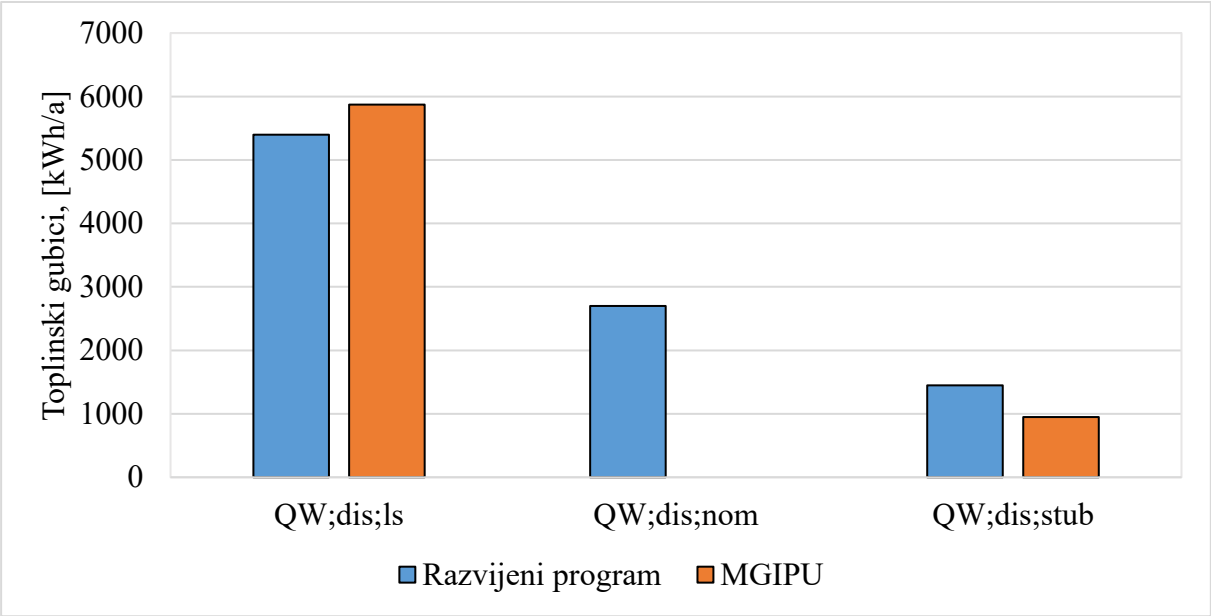


Slika 46. Usporedba toplinskih gubitaka u sustavu

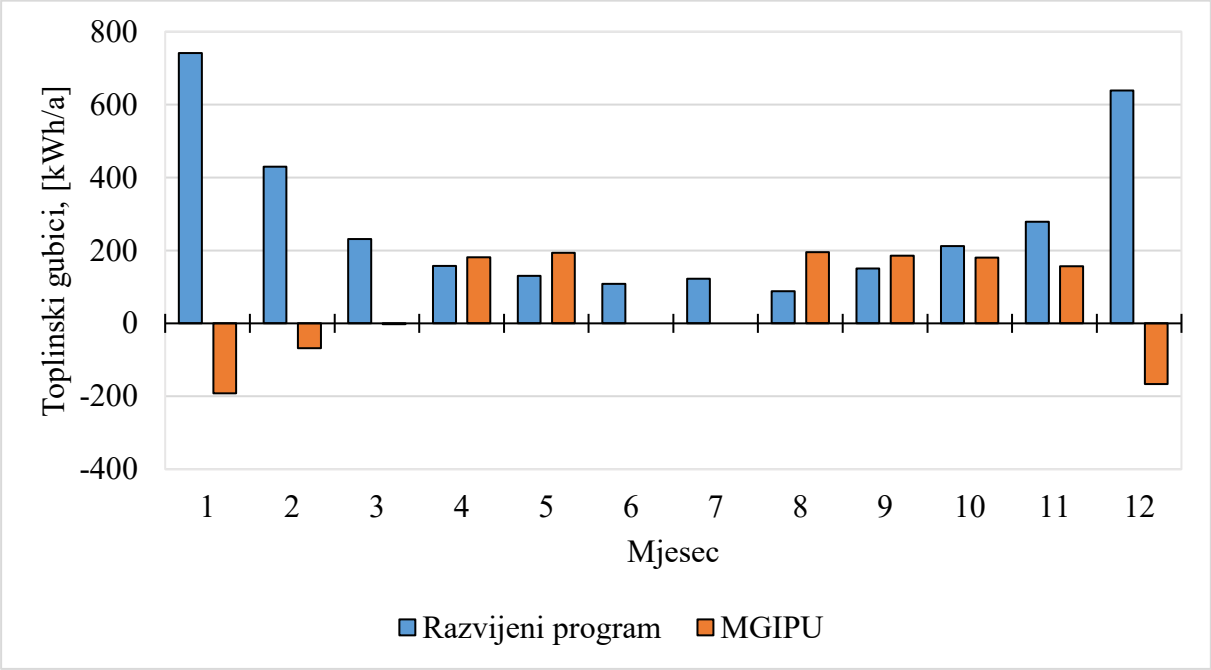
Na Slika 46 je prikazana usporedba rezultata toplinski gubitaka sustava. Teško je odrediti glavni razlog zbog kojeg postoji razlika u rezultatima za podsustav predaje topline prostoru. U *Certifikatoru* se za proračun $Q_{em,ls}$ koristi metoda učinkovitosti podsustava predaje topline, dok se u razvijenom programu koristi metoda promjene postavne temperature prostora. Ako se pretpostavi da obje metode podjednako dobro određuju toplinske gubitke, jedino objašnjenje zbog kojih su toplinski gubici prema *Certifikatoru* manji za 44,2% je primjena mjesečnog vremenskog koraka. Mjesečni vremenski korak također uzrokuje i manje toplinske gubitke u podsustavu razvoda grijanja.

U podsustavu razvoda PTV-a dolazi do značajnog odstupanja u rezultatima. Detaljni prikaz raspodjele toplinskih gubitaka je dan na Slika 47. Glavni uzrok većeg iznosa toplinskih gubitaka u razvijenom programu prema normi EN 15316-3:2017 je uzimanje u obzir toplinskih gubitaka cirkulacijske petlje kada pumpa ne radi. Ti gubici čine 39,4% od ukupnog iznosa toplinskih gubitaka podsustava razvoda PTV-a te su oni glavni razlog odstupanja rezultata isporučene i primarne energije zgrade. Toplinski gubici cirkulacijske petlje kada pumpa radi u razvijenom programu su niži za 8,7% zbog niže srednje temperature vode u cirkulacijskoj petlji. U *Certifikatoru* je ta temperatura zadana na 60°C i ne može se mijenjati. Kada bi se u razvijenom

programu srednja temperatura vode u cirkulacijskoj petlji postavila na 60°C, eliminirala bi se razlika toplinskih gubitaka cirkulacijske petlje kad pumpa radi. Toplinski gubici nastali u spojnom cjevovodu izvan cirkulacijske petlje se razlikuju zbog različitih metoda proračuna. U razvijenom programu se proračun toplinskih gubitaka spojnih cjevovoda provodi prema fizikalnoj metodi, dok se u *Certifikatoru* primjenjuje metoda koja se temelji na duljini cjevovoda i profilu korištenja.



Slika 47. Usporedba toplinskih gubitaka podsustava razvoda PTV-a



Slika 48. Usporedba toplinskih gubitaka kotla

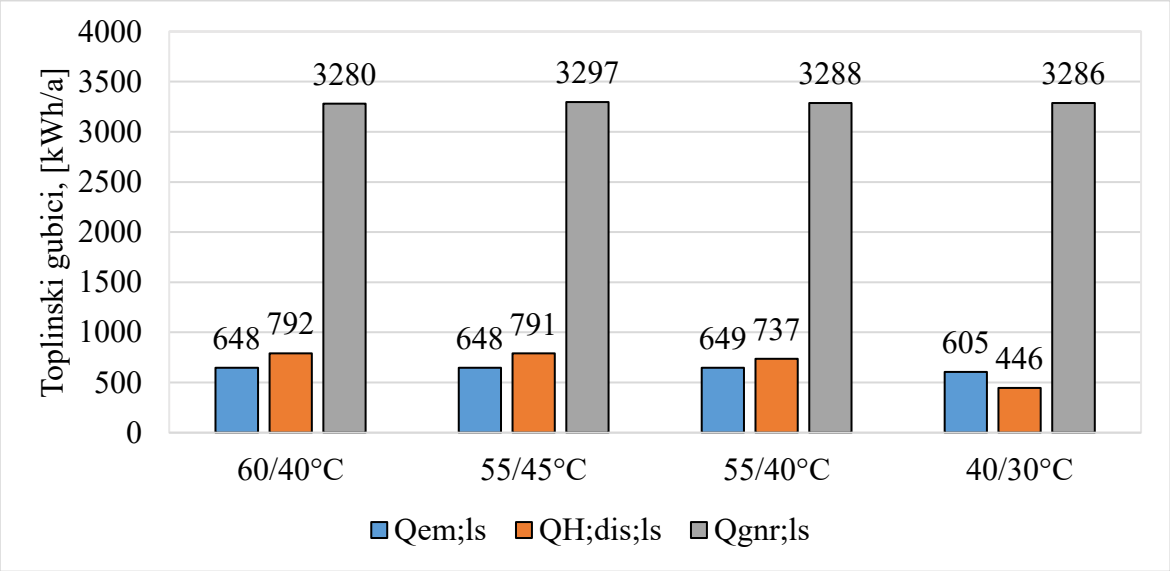
Na Slika 48 je prikazana usporedba rezultata toplinskih gubitaka kotla. U zimskim mjesecima se *Certifikatorom* dobivaju negativne vrijednosti toplinskih gubitaka kotla. Ova greška javlja se zato što proračun prema *Certifikatoru* ne uzima u obzir omjer gornje i donje ogrjevne moći goriva kod proračuna korigiranih toplinskih gubitaka kotla. Stoga se kod sustava s kondenzacijskim kotlom, koji u određenim uvjetima imaju učinkovitost veću od 100%, dobivaju negativne vrijednosti toplinskih gubitaka kotla. Nadalje, prema *Certifikatoru* je određeno da u 6. i 7. mjesecu kotao nema toplinskih gubitaka zato što u tom periodu solarni kolektori mogu zadovoljiti svu potrebu za toplinskom energijom pa se kotao isključuje iz električne mreže. Prednost i mana *Certifikatora* je što program automatski određuje mjesece kada pomoćni grijač nije potreban te radi proračun uz pretpostavku da je isključen iz električne mreže, ali ne postoji način da se ova mogućnost isključi ili da se ručno postavi period kada je kotao isključen iz električne mreže.

7. ANALIZA UTJECAJA PARAMETARA TERMOTEHNIČKOG SUSTAVA NA ENERGETSKU UČINKOVITOST SUSTAVA

U ovom poglavlju analizirani su utjecaji pojedinih parametara na energetsku učinkovitost termotehničkog sustava. Ispitan je utjecaj temperaturnog režima grijanja, sustava regulacije temperature grijanog prostora, postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača, volumena akumulacijskog spremnika, broja (površine) solarnih kolektora te nagiba i orijentacije solarnih kolektora. Analiza se provodi za zgradu opisanu u poglavlju *5.1.* te na jednom od troškovno optimalnih rješenja termotehničkog sustava, prikazanih u poglavlju *6.1.* Za odabrani sustav na kojem se razmatra utjecaj pojedinih parametara, svi parametri koji se ne variraju su prikazani u poglavlju *5.2.*

7.1. Temperaturni režim grijanja

Utjecaj temperaturnog režima grijanja se ispituje na referentnom rješenju sustava BY0-1000-35/10, koji radi pri temperaturnom režimu 55/40°C. Iako se u pravilu radijatori ne ugrađuju u niskotemperaturne sustave zbog značajnog povećanja dimenzija radijatora, ovdje će navedeno biti zanemareno kako bi se mogao analizirati utjecaj niskotemperaturnog režima. Analiza je provedena za temperaturne režime 60/40°C, 55/45°C, 55/40°C i 40/30°C.

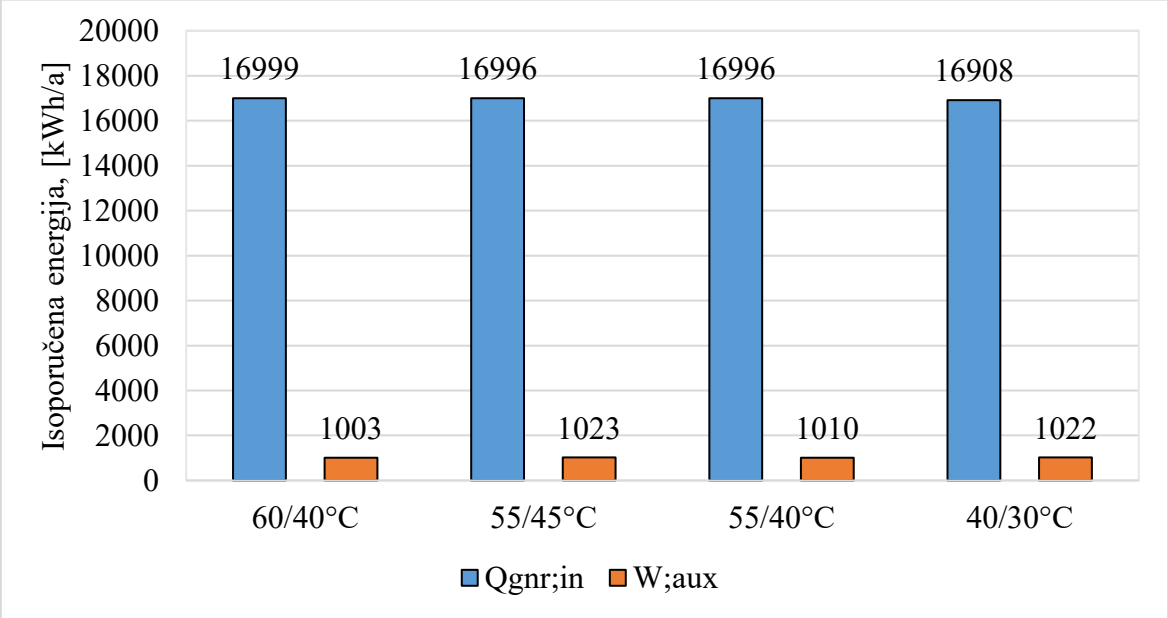


Slika 49. Usporedba toplinskih gubitaka u podsustavu predaje topline, podsustavu razvoda grijanja i podsustavu kotla za različite temperaturne režime grijanja

Na Slika 49 prikazani su toplinski gubici u podsustavu predaje topline prostoru, podsustavu razvoda grijanja i podsustavu kotla za različite temperaturne režime grijanja. Ostali podsustavi

nisu prikazani jer promjena temperaturnog režima u krugu grijanja nema utjecaj na njih. U slučaju temperaturnog režima 40/30°C parametar nadtemperature ogrjevnog medija u ogrjevnom tijelu $\Delta\vartheta_{str,1}$ iznosi 0,4°C, a u ostalim slučajevima parametar $\Delta\vartheta_{str,1}$ je jednak za sve i iznosi 0,5°C. Zbog toga su toplinski gubici podsustava predaje topline za slučaj temperaturnog režima 40/30°C manji u odnosu na ostale slučajeve. Može se primijetiti da je u konačnici razlika između navedenih toplinskih gubitaka relativno mala, odnosno primjenom nižeg temperaturnog režima se toplinski gubici smanje za 43 kWh/a.

Razlika toplinskih gubitaka u podsustavu razvoda grijanja između temperaturnog režima 60/40°C i 55/45°C je zanemariva. U slučaju temperaturnog režima 40/30°C, navedeni toplinski gubici su manji za 291 kWh/a, odnosno 39,5%, u odnosu na referentno rješenje. Po pitanju toplinskih gubitaka u podsustavu kotla, razlika između svih slučajeva je zanemariva.



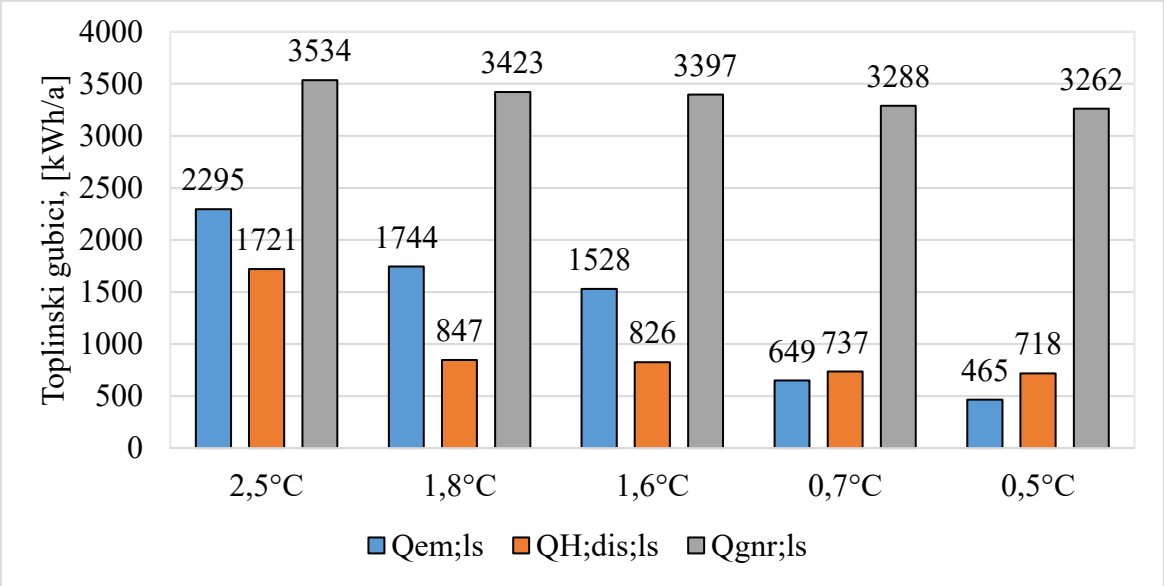
Slika 50. Usporedba isporučene toplinske energije podsustavu proizvodnje topline i ukupne isporučene pomoćne energije za različite temperaturne režime grijanja

Na Slika 50 su prikazane isporučena toplinska energija u obliku goriva podsustavu proizvodnje topline i isporučena pomoćna energija potrebna za pogon sustava. Može se primijetiti da odabir temperaturnog režima s manjom razlikom projektne temperature polaznog i povratnog voda uzrokuje povećanje potrebne pomoćne energije zbog većeg projektnog protoka. Ipak, odstupanje pomoćne energije u sustavima s manjom temperaturnom razlikom polaznog i povratnog voda u odnosu na odabrano rješenje sustava iznose zanemarivih 12 kWh/a, odnosno 1%. Zanemariva je i promjena isporučene toplinske energije. Nižim temperaturnim režimom se isporučena toplinska energija smanjuje za manje od 1%. Razlog zbog čega promatrani

temperaturni režimi grijanja nemaju značajan utjecaj na isporučenu energiju je činjenica da su svi relativno niski. Analiza nije provedena za visokotemperaturne režime jer se solarni toplovodni sustavi u pravilu ne izvode na taj način zbog manje učinkovitosti solarnih kolektora.

7.2. Sustav regulacije temperature grijanog prostora

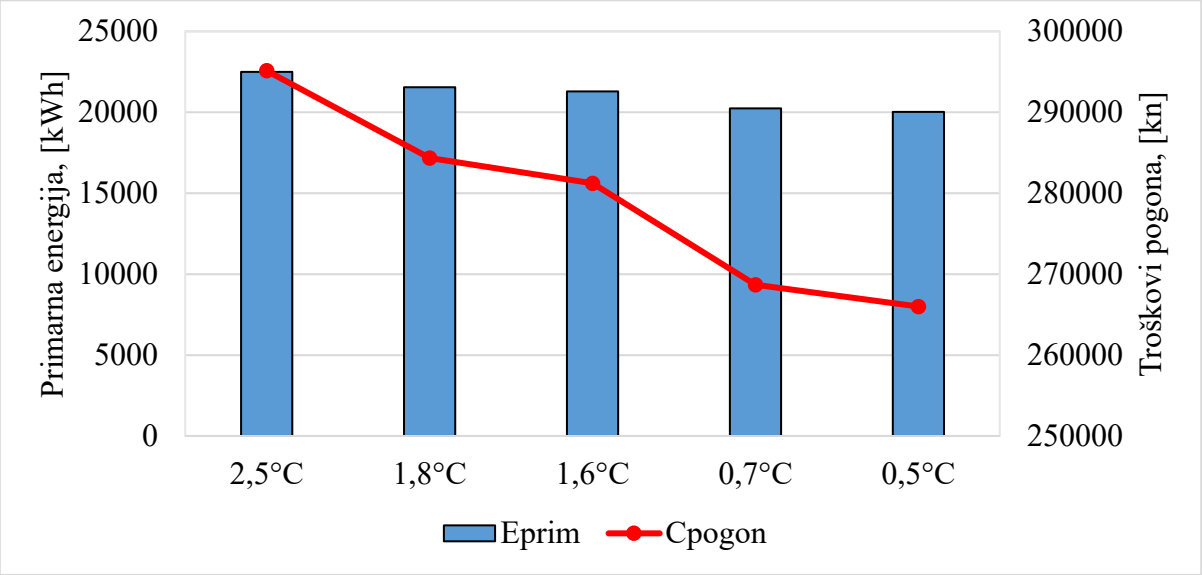
Utjecaj vrste regulacije temperature grijanog prostora se ispituje na referentnom rješenju sustava BY0-1000-35/10. U navedenom rješenju sustava se za regulaciju temperature prostora primjenjuje sobni termostat u referentnoj prostoriji i termostatski ventili s termoglavom (P-regulator), a u proračunu su korišteni podaci za sustav regulacije s P-regulatorom jer se smatra da je njihov utjecaj dominantniji. Analiza je provedena za sustave bez regulacije, s centralnom regulacijom temperature polaza ($\Delta\vartheta_{ctr}$=2,5°C), sustave s regulacijom preko referentne prostorije ($\Delta\vartheta_{ctr}$=1,8°C), sustave sa sobnim termostatima ($\Delta\vartheta_{ctr}$=1,6°C), sustave s P-regulatorima ($\Delta\vartheta_{ctr}$=0,7°C) te sustave s PI-regulatorima s funkcijom optimizacije ($\Delta\vartheta_{ctr}$=0,5°C).



Slika 51. Usporedba toplinskih gubitaka u podsustavu predaje topline, podsustavu razvoda grijanja i podsustavu kotla za različite sustave regulacije temperature prostora

Na Slika 51 se može uočiti da se odabirom bolje regulacije smanjuju toplinski gubici u podsustavu predaje topline prostoru, podsustavu razvoda grijanja i podsustavu kotla. Toplinski gubici ostalih podsustava nisu prikazani jer sustav regulacije temperature prostora nema utjecaj na njih. Najviši toplinski gubici se javljaju u slučaju sustava u kojem nema regulacije temperature prostora, već se samo provodi regulacija temperature polaza u ovisnosti o vanjskoj

temperaturi. Ako se u referentnom rješenju ne bi koristio sustav regulacije temperature prostora, toplinski gubici podsustava predaje topline bi bili 3,5 puta viši, a podsustava razvoda grijanja viši za 2,3 puta. Također, povećali bi se toplinski gubici kotla za 7% zbog povećanja opterećenja kotla, odnosno zbog povećanja potrebne toplinske energije koju kotao mora isporučiti spremniku. Ako bi se za regulaciju temperature prostora koristili sobni termostati (elektromehanički i elektronički regulatori), također bi došlo do povećanja toplinskih gubitaka, ali puno manje u odnosu na sustav bez regulacije temperature prostora. U tom slučaju bi toplinski gubici podsustava predaje topline bili 2,35 puta veći, toplinski gubici u podsustavu razvoda grijanja bi bili 12% viši, a toplinski gubici kotla samo 3% viši. Jedini sustav regulacije bolji od odabranog rješenja je sustav s PI-regulatorima s funkcijom optimizacije. Primjenom ove regulacije toplinski gubici podsustava predaje topline bi se smanjili za 28,4%, dok je smanjenje toplinskih gubitaka podsustava razvoda grijanja i kotla zanemariva.



Slika 52. Usporedba primarne energije i troškova pogona za različite sustave regulacije temperature grijanog prostora

U konačnici, ako se u referentom rješenju sustava ne bi koristila regulacija temperature prostora, primarna energija sustava bi bila 11,1% viša te bi pogonski troškovi kroz period od 30 godina bili veći za 26439 kn. Primjenom termostatskih ventila s termoglavom u odnosu na primjenu sobnih termostata se uštedi 12730 kn na pogonskim troškovima, ali treba uzeti u obzir da su elektronički sustavi regulacije temperature značajno skuplji u odnosu na termostatske ventile s termoglavom pa bi prema tome i investicijski troškovi bili veći. Investicijski troškovi bi bili veći i u slučaju kada bi se koristili PI-regulatori s funkcijom optimizacije, a njihovom

primjenom bi smanjenje primarne energije i ušteda pogonskih troškova za navedenu zgradu i sustav bila zanemarivih 1% (Slika 52).

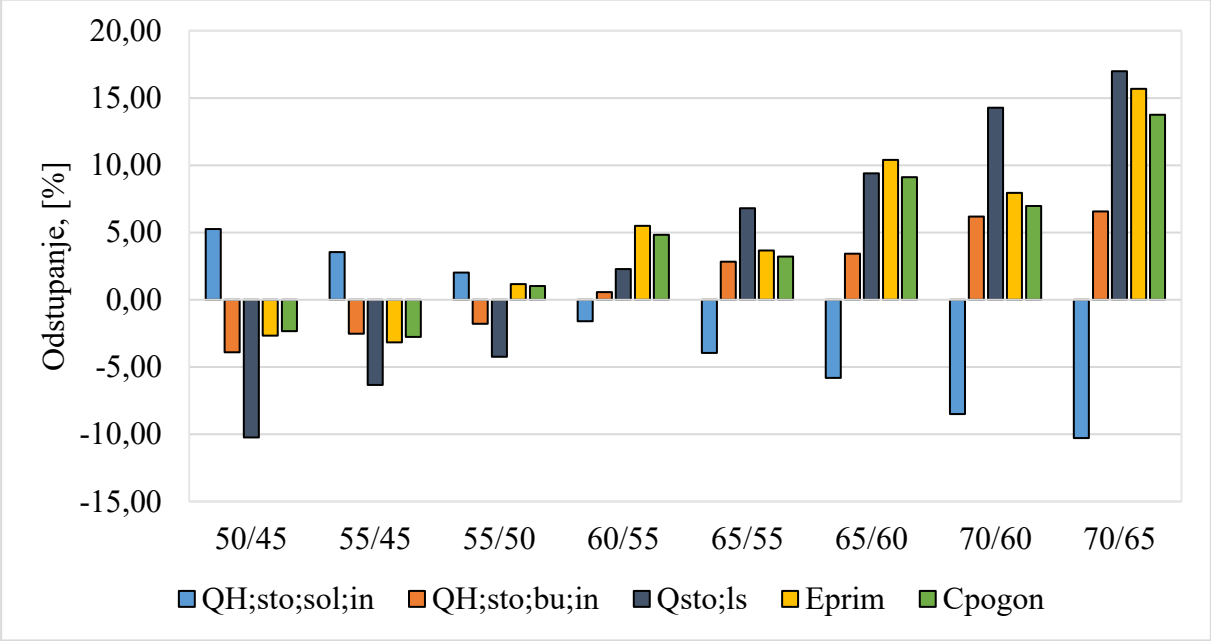
7.3. Postavna temperatura spremnika i postavna temperatura paljenja dogrijača

Utjecaj postavne temperature spremnika se ispituje na referentnom rješenju sustava AY-1000-35/10. U navedenom sustavu postavna temperatura spremnika iznosi 60°C u svim satima u godini, a temperatura pri kojoj dolazi do uključivanja dogrijača je 50°C. Ovo rješenje sustava je odabrano zbog temperaturnog režima grijanja 45/40°C, čime je omogućeno da se provede analiza za niže postavne temperature spremnika. Analiza je provedena za raspon postavnih temperatura spremnika od 50°C do 70°C te za razliku temperature između postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača od 5°C i 10°C. Važno je naglasiti da bi se u pravilu temperatura spremnika trebala držati na temperaturi 55°C ili višoj, kako bi se spriječilo razvijanje bakterija *Legionella*. Ako bi se temperatura vode u spremniku držala na nižoj temperaturi, potrebno je povremeno pregrijati vodu u spremniku s ciljem eliminacije bakterija [19]. Prilikom ove analize nije uzeta u obzir potreba za povremenim pregrijavanjem vode u spremniku u slučajevima niže postavne temperature spremnika.

Rezultati analize postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača su prikazani u Tablica 15. Za slučaj postavne temperature spremnika 50°C i postavne temperature paljenja dogrijača 40°C nije bilo dovoljno energije za potrebe PTV-a, zbog čega se smatra da sustav nije dobro dimenzioniran te proračun nije izvršen.

Tablica 15. Rezultati analize postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača

$\vartheta_{sto;set;on}$ / $\vartheta_{sto;set;on;bu}$	$Q_{H;sto;sol;in}$	$Q_{H;sto;bu;in}$	η_{col}	$Q_{sto;ls}$	E_{prim}	C_{pogon}
°C	kWh/a	kWh/a	%	kWh/a	kWh/a	kn*
50/40	-	-	-	-	-	-
50/45	10966	14021	39,85	1596	20877	280072
55/45	10788	14223	39,56	1666	20770	278802
55/50	10628	14330	39,22	1703	21697	289682
60/50	10419	14591	38,74	1779	21448	286756
60/55	10252	14675	38,47	1819	22629	300596
65/55	10007	15004	37,96	1899	22234	295966
65/60	9815	15090	37,62	1946	23676	312880
70/60	9533	15493	37,04	2033	23154	306757
70/65	9348	15550	36,68	2081	24810	326170
* Troškovi za period od 30 godina.						



Slika 53. Odstupanja rezultata analize postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača u odnosu na referentni slučaj 60/50°C

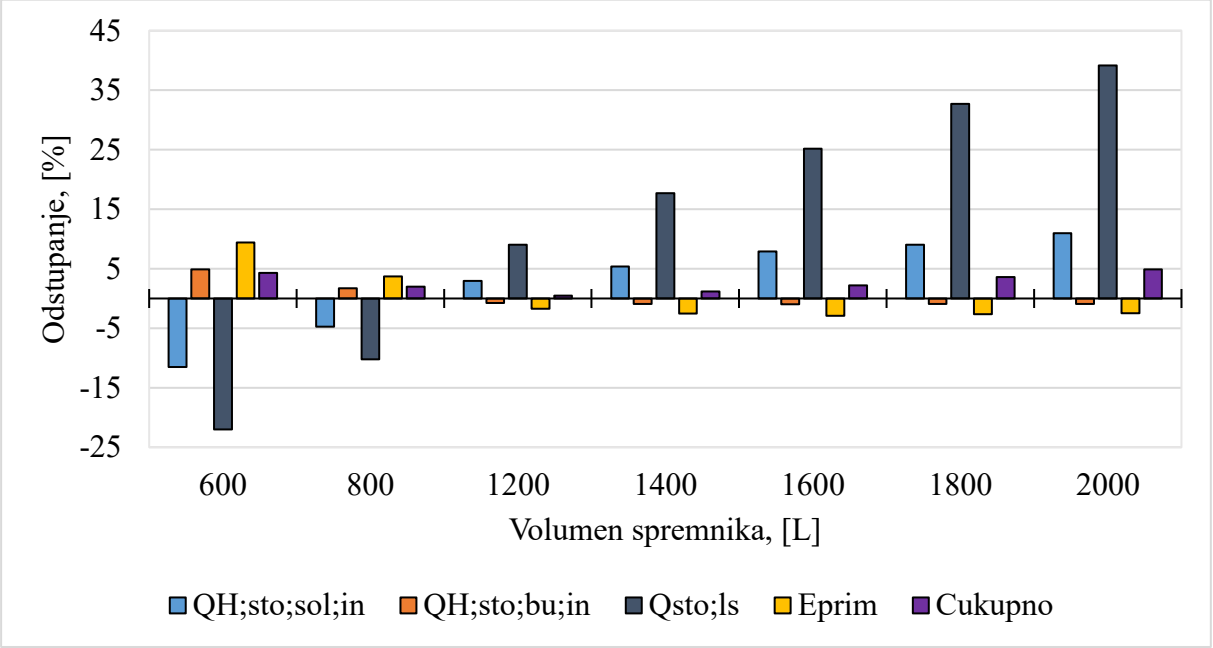
Na Slika 53 su rezultati proračuna prikazani kao odstupanja od referentnog rješenja 60/50°C. Porastom postavne temperature spremnika rastu toplinski gubici spremnika i količina energije koju spremniku predaje dogrijač, a padaju učinkovitost solarnih kolektora i količina energije koju solarni krug isporučuje spremniku. Zbog navedenog dolazi do porasta primarne energije, odnosno do porasta pogonskih troškova sustava. Također, pokazano je da manja razlika temperature između postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača uzrokuje iste pojave zbog češćeg paljenja dogrijača. Ako se usporede pogonski troškovi navedenih slučajeva, može se zaključiti da je troškovno optimalno odabrati što nižu postavnu temperaturu spremnika i što veći regulacijski raspon temperature. Pritom je potrebno paziti da se odaberu temperature pri kojima sustav može pravilno funkcionirati. Ipak, iako su pogonski troškovi u slučajevima 50/45°C i 55/45°C niži, ta razlika nije veća od 8000 kn. Ako se još k tome uzme u obzir da je u tim slučajevima potrebno povremeno pregrijati vodu radi eliminacije bakterija *Legionella*, ta razlika bi se dodatno smanjila. S druge strane, povećanje postavne temperature spremnika ili postavne temperature paljenja dogrijača bi uzrokovalo povećanje pogonskih troškova bez ikakvih dodatnih benefita za promatrani slučaj. S obzirom na to da u ovom proračunu nije uzeto u obzir povremeno pregrijavanje vode u spremniku, odnosno promjena postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača kroz godinu, odabrano rješenje 60/50°C se može smatrati zadovoljavajućim.

7.4. Volumen akumulacijskog spremnika

Utjecaj volumena akumulacijskog spremnika se ispituje na referentnom rješenju sustava BY-1000-35/10. Volumen spremnika u navedenom sustavu iznosi 1000 L. Analiza će se provesti za volumene spremnika od 600 L do 2000 L. Rezultati analize volumena spremnika su prikazani u Tablica 16, a na Slika 54 su prikazana odstupanja rezultata u odnosu na referentni volumen spremnika od 1000 L. Povećanjem volumena spremnika raste učinkovitost solarnih kolektora i količina energije koju solarni krug predaje spremniku jer je temperatura vode u spremniku manje osjetljiva na količinu energije koju isporučuju solarni kolektori. S obzirom na to da povećanjem volumena spremnika raste i površina plašta spremnika, povećanjem volumena dolazi do porasta toplinskih gubitaka spremnika. Također, do određene točke dolazi do pada količine energije koju dogrijač mora predati spremniku. Ovo se može objasniti činjenicom da toplinski gubici spremnika rastu sporije od toplinske energije koju spremniku predaju solarni kolektori. U tablici se može primijetiti da je najmanji iznos isporučene, odnosno primarne energije, a time i najmanji iznos pogonskih troškova, dobiven za slučaj volumena spremnika od 1600 L. Razlika u pogonskim troškovima između navedenog i referentnog rješenja iznosi 6905 kn. Ipak, kada se uzmu u obzir investicijski troškovi, sustav s najmanjim iznosom primarne energije je sveukupno skuplji od referentnog za 8623 kn.

Tablica 16. Rezultati analize volumena akumulacijskog spremnika

$V_{sto;tot}$	$Q_{H;sto;sol;in}$	$Q_{H;sto;bu;in}$	η_{col}	$Q_{sto;ls}$	E_{prim}	C_{pogon}	C_{ukupno}
L	kWh/a	kWh/a	%	kWh/a	kWh/a	kn*	kn
600	9215	14560	36,06	1387	22144	291094	404651
800	9921	14123	37,81	1597	20988	277470	395755
1000	10416	13882	38,73	1778	20241	268691	388040
1200	10726	13779	39,25	1939	19887	264546	389823
1400	10974	13757	39,84	2093	19725	262639	392658
1600	11238	13749	40,12	2226	19653	261786	396663
1800	11358	13757	40,15	2360	19705	262403	402072
2000	11559	13751	40,47	2475	19735	262766	406926
*Troškovi za period od 30 godina.							



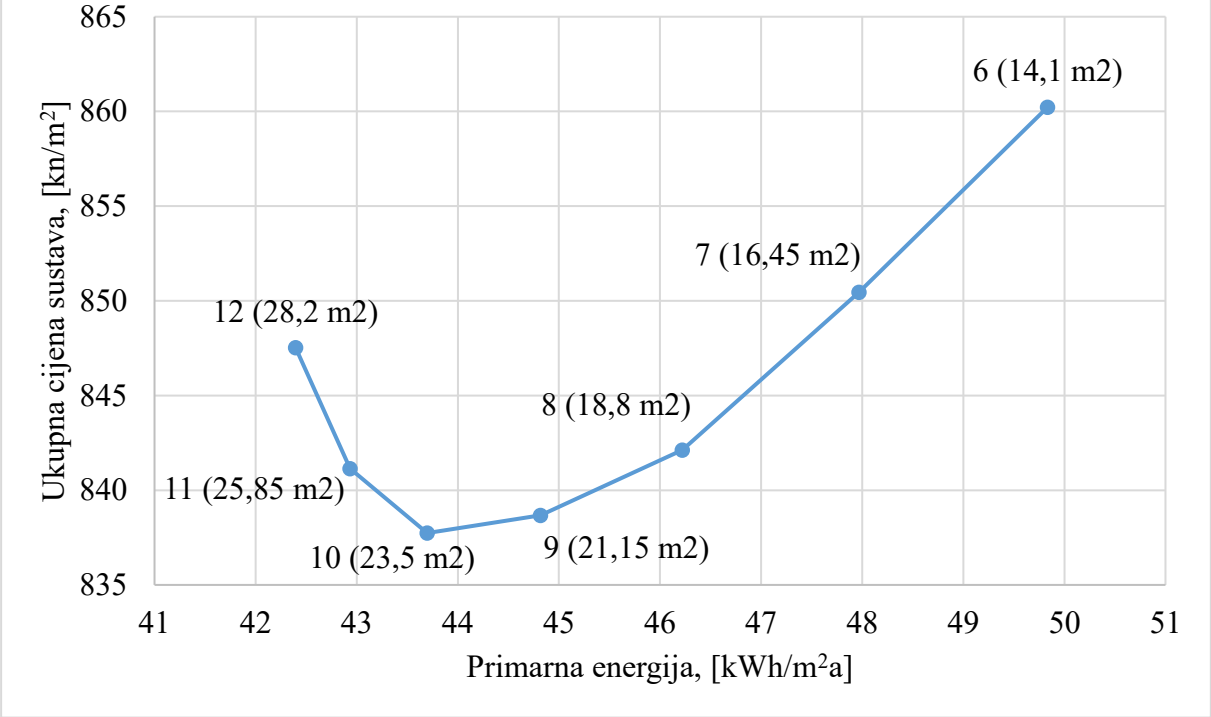
Slika 54. Odstupanja rezultata analize volumena akumulacijskog spremnika u odnosu na referentni slučaj 1000 L

7.5. Broj (površina) solarnih kolektora

Utjecaj broja, odnosno površine solarnih kolektora se ispituje na referentnom rješenju sustava BY-1000-35/10. U navedenom slučaju je instalirano 10 solarnih kolektora, ukupne korisne površine 23,5 m^2. Analiza je provedena za sustav bez kolektora te za sustave sa 6 do 12 kolektora. Rezultati analize su prikazani u Tablica 17, a na Slika 55 je prikazan utjecaj broja, odnosno površine kolektora na primarnu energiju te cijenu sustava, svedeno na jedinicu korisne površine grijanog dijela zgrade.

Tablica 17. Rezultati analize broja (površine) solarnih kolektora

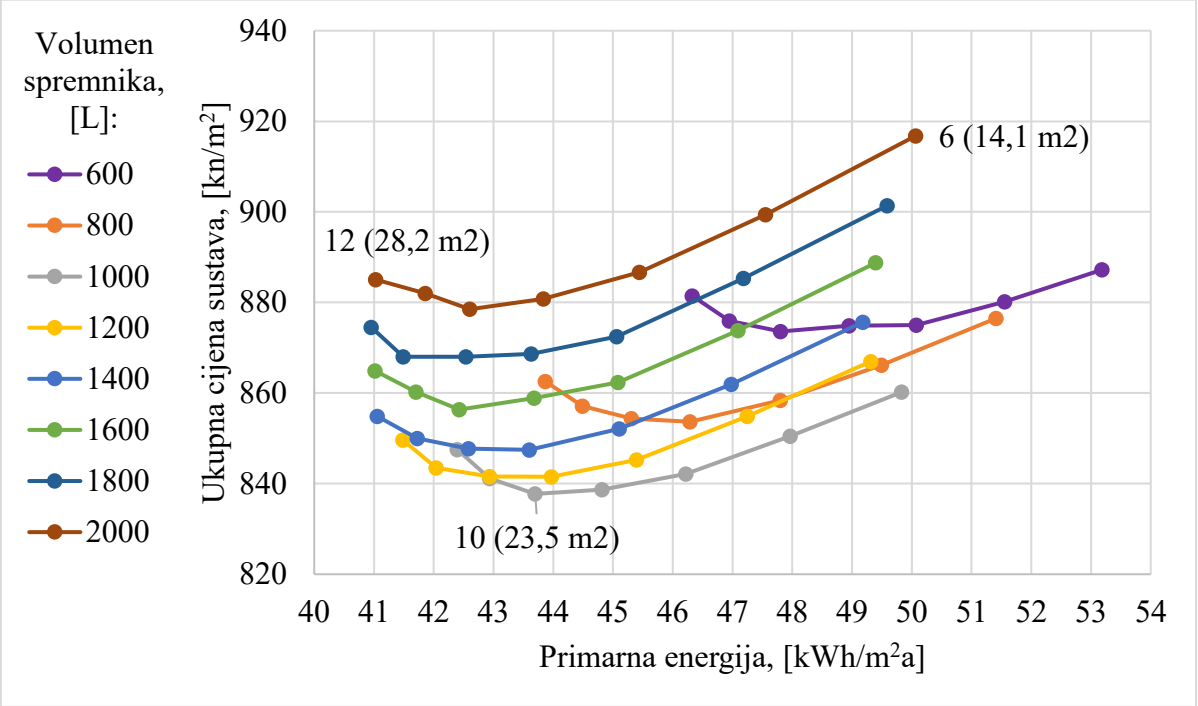
N_{col}	A_{sol}	$Q_{H;sto;sol;in}$	$Q_{H;sto;bu;in}$	η_{col}	E_{prim}	C_{invest}	C_{pogon}	C_{ukupno}
-	m^2	kWh/a	kWh/a	%	kWh/a	kn	kn*	kn
0	2,35	0	23844	0	32192	70899	398596	469495
6	14,10	7683	16401	44,46	23083	100084	298373	398457
7	16,45	8480	15653	42,70	22219	104803	289131	393933
8	18,80	9241	14943	41,38	21409	109522	280552	390073
9	21,15	9875	14360	39,99	20759	114630	273845	388474
10	23,50	10416	13882	38,73	20241	119349	268691	388040
11	25,85	10833	13523	37,47	19887	124140	265475	389615
12	28,20	11149	13251	36,16	19637	129117	263462	392579
*Troškovi za period od 30 godina.								



Slika 55. Analiza utjecaja broja (površine) kolektora na troškovno optimalno rješenje solarnog toplovodnog sustava

Povećanjem broja kolektora se povećava toplinska energija koju solarni kolektori isporučuju spremniku. Ipak, uštede koje se mogu postići su ograničene investicijskim troškom sustava solarnih kolektora. Dodatno, za isti volumen spremnika, povećanjem broja kolektora se povećava vjerojatnost da će doći do pregrijavanja kolektora, a time i do njihovog oštećenja, odnosno smanjenja vijeka trajanja. Usporede li se ukupni troškovi referentnog sustava i sustava bez solarnih kolektora, ulaganjem dodatnih 48450 kn za ugradnju sustava solarnih kolektora se u konačnici uštedi 81455 kn.

Na Slika 56 je dan prikaz prema kojem se određuje troškovno optimalno rješenje sustava solarnih kolektora u ovisnosti o volumenu akumulacijskog spremnika i broju, odnosno površini solarnih kolektora. Analizirana su rješenja za volumene spremnika od 600 L do 2000 L te za 6 do 12 solarnih kolektora, orijentiranih prema jugu i nagnutih pod kutom od 35°. Ovaj dijagram potvrđuje da je optimalno rješenje solarnog toplovodnog sustava pravilno određeno.



Slika 56. Određivanje troškovno optimalnog rješenja solarnog toplovodnog sustava u ovisnosti o volumenu spremnika i broju (površini) solarnih kolektora, za $\gamma = 0°$ i $\beta = 35°$

7.6. Nagib i orijentacija solarnih kolektora

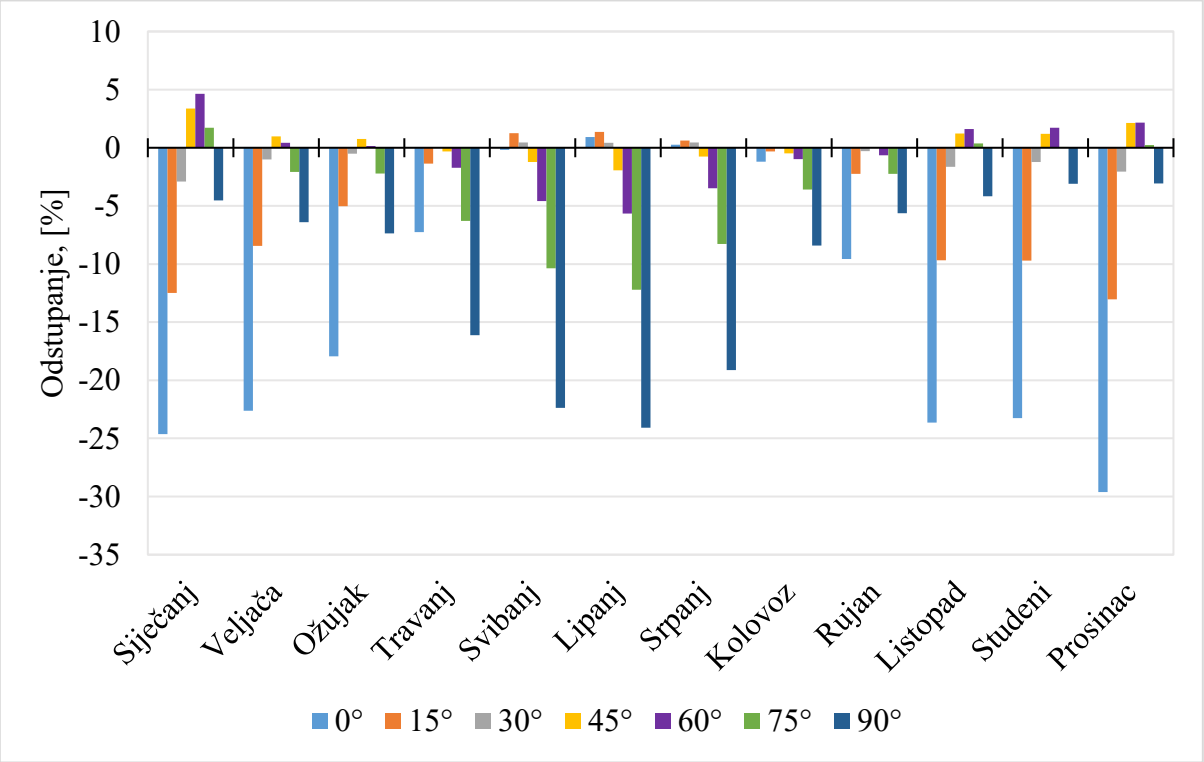
Utjecaj nagiba i orijentacije solarnih kolektora se ispituje na referentnom rješenju sustava BY-1000-35/10. U navedenom slučaju je instalirano 10 solarnih kolektora, ukupne korisne površine 23,5 m^2 orijentiranih prema jugu ($\gamma = 0°$), nagnuti pod kutom od 35°. Analiza će se provesti za nagibe od 0° do 90° s korakom od 15° te za orijentaciju korektora od -90° do 90° s korakom od 45°. Rezultati analize nagiba kolektora su prikazani u Tablica 18, a analize orijentacije kolektora u Tablica 19. Na Slika 57 je prikazan utjecaj nagiba, a na Slika 58 utjecaj orijentacije solarnih kolektora na raspodjelu dobivene sunčeve energije po mjesecima u odnosu na referentno rješenje.

Za klimatsko područje grada Zagreba preporučeni nagib kolektora je 45°, za cjelogodišnji rad, ali je u rezultatima pokazano da je toplinska energija koju solarni kolektori predaju sustavu najveća u slučaju kada su solarni kolektori pod kutom od 35°. Općenito, veći nagib kolektora je pogodniji za zimske mjesece, dok je manji nagib pogodniji za ljetne mjesece. U pravilu, nagib kolektora uglavnom utječe na mjesečnu raspodjelu toplinske energije koju solarni kolektori prikupe (Slika 57), ali je proračunom pokazano da u slučaju nagiba od 0°, 75° i 90° dolazi do značajnog pada prikupljene energije, a time i do povećanja primarne energije. Pogleda li se Slika 57, može se primijetiti da se za navedene kutove ni u jednom mjesecu ne dobiva veći

iznos prikupljene energije solarnih kolektora u odnosu na referentni slučaj, izuzev za 0° kod kojeg dolazi do povećanja energije u ljetnim mjesecima, ali je to povećanje manje od slučaja za nagib 15°. Prema tome, postoji neka granična vrijednost gdje preveliki, odnosno premali nagib kolektora ne postiže veći doprinos energije u zimskim, odnosno ljetnim mjesecima.

Tablica 18. Rezultati analize nagiba solarnih kolektora

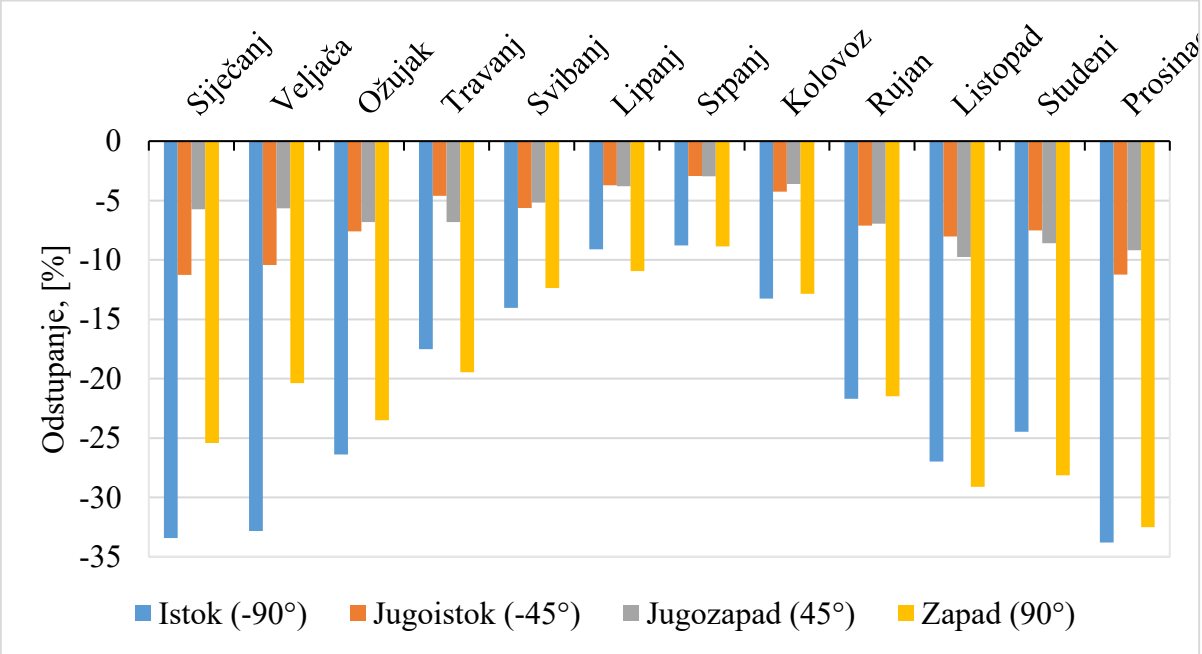
β	$Q_{H;sto;sol;in}$	$Q_{H;sto;bu;in}$	η_{col}	$Q_{sto;ls}$	E_{del}	E_{prim}	C_{ukupno}
°	kWh/a	kWh/a	%	kWh/a	kWh/a	kWh	kn
0	9646	17779	38,18	1736	18796	21110	398399
15	10195	17218	38,45	1769	18231	20488	391000
30	10399	17016	38,75	1778	18026	20263	388304
35	10416	16996	38,73	1778	18006	20241	388040
45	10384	17046	38,88	1773	18055	20294	388634
60	10222	17212	39,14	1757	18220	20474	390733
75	9834	17631	39,43	1730	18638	20932	396123
90	9030	18483	39,17	1667	19496	21873	407269



Slika 57. Odstupanja rezultata analize nagiba kolektora u odnosu na referentni slučaj nagiba kolektora pod kutom od 35°

Tablica 19. Rezultati analize orijentacije solarnih kolektora

γ	$Q_{H;sto;sol;in}$	$Q_{H;sto;bu;in}$	η_{col}	$Q_{sto;ls}$	E_{del}	E_{prim}	C_{ukupno}
°	kWh/a	kWh/a	%	kWh/a	kWh/a	kWh	kn
-90	8616	18903	36,59	1646	19910	22325	412486
-45	9833	17595	38,65	1726	18599	20887	395521
0	10416	16996	38,73	1778	18006	20241	388040
45	9841	17582	39,48	1730	18599	20893	395838
90	8648	18848	39,91	1662	19878	22300	412619



Slika 58. Odstupanja rezultata analize orijentacije kolektora u odnosu na referentni slučaj orijentacije prema jugu ($\gamma = 0°$)

Preporučeno je da solarni kolektori uvijek budu orijentirani prema jugu, što je i potvrđeno na Slika 58. Kada zbog konstrukcijskih razloga nije moguće ugraditi solarne kolektore orijentirane prema jugu, trebalo bi težiti orijentaciji kolektora što više prema jugu. Ako se pogledaju rezultati u tablicama, orijentacijom solarnih kolektora prema istoku ili zapadu u odnosu na referentni slučaj dolazi do povećanja troškova sustava za otprilike 24450 kn, odnosno do povećanja primarne energije za 10,3%.

8. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada bio je napraviti proračun godišnje isporučene i primarne energije zgrade te odrediti troškovno optimalnu razinu energetske učinkovitosti termotehničkog sustava za grijanje prostora i pripremu potrošne tople vode. Proračun je proveden za odabranu gotovo nula energetsku zgradu na satnoj razini tijekom godine, za klimatsko područje grada Zagreba. Termotehnički sustav čine podsustav predaje topline prostoru, podsustav razvoda sustava grijanja i PTV-a te podsustav proizvodnje topline koji čine solarni toplovodni sustav i toplovodni kotao. Odabrani termotehnički sustav mora biti prilagođen veličini i toplinskim potrebama zgrade i minimalnim uvjetima za gotovo nula energetske zgrade iz odgovarajućih tehničkih propisa.

Za potrebe dinamičke simulacije i optimizacije termotehničkog sustava razvijen je računalni program temeljen na metodama proračuna prema normama EN 15316-2:2017 [3], EN 15316-3:2017 [4], EN 15316-4-1:2017 [9], EN 15316-4-3:2017 [5] i prEN 15316-5:2021 [8]. Proračun se provodi sa satnim vremenskim korakom. U navedenim normama su pronađene greške i nedostaci metoda proračuna te su stoga u poglavlju *2.* opisane metode proračuna s predloženim korekcijama i obrazloženjem provedenih izmjena. Program za dinamičku simulaciju i optimizaciju termotehničkog sustava razvijen je u programu Microsoft Excel. Unos ulaznih podataka i pregled rezultata te traženje optimalnog rješenja sustava provodi se u proračunskim tablicama programa, a sam postupak simulacije sustava se provodi pokretanjem računalnog koda napisanog u VBA. Osim određivanja troškovno optimalne razine energetske učinkovitosti sustava, program omogućuje i pregled stanja sustava u pojedinim satima kroz godinu.

Proračun je proveden za referentnu višestambenu zgradu gotovo nulte energije, godišnje energetske potrebe za grijanjem prostora od 16,49 kWh/m^{2}a te godišnje energetske potrebe za pripremu potrošne tople vode od 16 kWh/m^{2}a. Potrebna energija za grijanje zgrade je određena korištenjem programa *MGIPU Energetski Certifikator*, a dnevni profil potrošnje je preuzet iz *Renewable energy sources: Applied solar tecnhology – advanced part* [6]. U proračunu solarnog toplovodnog sustava su korišteni satni meteorološki podaci za reprezentativnu godinu klimatskog područja Zagreb Maksimir.

Prilikom određivanja troškovno optimalnog rješenja termotehničkog sustava, varirani su pojedini parametri u svakom podsustavu. Troškovna analiza se provodi za period od 30 godina, koliko iznosi pretpostavljeni vijek trajanja solarnog toplovodnog sustava. U poglavlju *6.1.* uspoređena su optimalna rješenja sustava za 3 različite varijante podsustava predaje topline i

podsustava razvoda grijanja te za 3 različita tipa kotla. Pokazano je da se odabirom kotla na drvene pelete primarna energija, u odnosu na sustave s kondenzacijskim kotlom na prirodni plin i kondenzacijskim kotlom na ekstra lako loživo ulje, smanjuje za otprilike 70%. Ipak, navedenim sustavima je potrebno isporučiti oko 82% više energije, zbog čega su u konačnici ovi sustavi troškovno najneisplativiji. Najmanje energije je potrebno isporučiti sustavima s podnim grijanjem (kategorija C) i kondenzacijskim kotlom na ekstra lako loživo ulje, ali zbog visokog investicijskog troška je u konačnici kao optimalno rješenje odabrano rješenje sustava s radijatorskim grijanjem (kategorija B) i plinskim kondenzacijskim kotlom. Ako se za isti tip kotla usporede sustavi s podnim grijanjem i radijatorskim grijanjem, podnim grijanjem se isporučena, odnosno primarna energija smanji za 1%, ali se ukupni troškovi sustava povećaju za otprilike 64280 kn. Sustavi s ventilokonvektorima (kategorija A) su energetski najneučinkovitiji, a glavni razlog je loša regulacija temperature prostora zbog čega su toplinski gubici u podsustavu predaje topline 2,3 puta veći u odnosu na sustav s radijatorskim grijanjem. Zbog navedenog je sustavima s ventilokonvektorima potrebno isporučiti između 2,1% – 5,7% više energije, ovisno o tipu kotla. U svim promatranim rješenjima je proračunom određeno isto troškovno optimalno rješenje solarnog toplovodnog sustava.

Rezultati optimalnog rješenja sustava dobiveni razvijenim programom su uspoređeni s dobivenim rezultatima u programu *MGIPU Energetski Certifikator* u poglavlju *6.2.* Pokazano je da *Certifikator* značajno precjenjuje energetsku učinkovitost termotehničkog sustava. Rezultati isporučene, odnosno primarne energije dobiveni *Certifikatorom* su manji za 25,2%. Uz to, dobivena je 12,4% manja isporučena energija solarnih kolektora. Navedena odstupanja nastaju zbog primjene drukčije metode proračuna termotehničkog sustava i zbog različitog vremenskog koraka.

U poglavlju *7.* je ispitan utjecaj pojedinih parametara termotehničkog sustava na energetsku učinkovitost sustava. Prikazan je utjecaj temperaturnog režima grijanja, sustava regulacije temperature grijanog prostora, postavna temperatura spremnika i postavna temperatura paljenja dogrijača, volumen spremnika, površina solarnih kolektora te nagib i orijentacija solarnih kolektora. Pokazano je da je razlika u isporučenoj energiji između pojedinih niskotemperaturnih režima za odabrani sustav zanemariva, te iznosi 1%. Veći utjecaj na energetsku učinkovitost odabranog sustava ima sustav regulacije temperature prostora. Pokazano je da se za referentni sustav s jeftinim termostatskim ventilima s termoglavom postižu značajne uštede energije u odnosu na sustave bez regulacije ili sustave koji koriste elektroničke termostate za regulaciju temperature prostora. Kada ne bi postojala regulacija temperature

prostora, primarna energija bi bila 11,1% veća u odnosu na referentni sustav. S druge strane, ako bi se koristili PI-regulatori s funkcijom optimizacije, primarna energija bi se smanjila za zanemarivih 1% u odnosu na referentni sustav, ali bi investicijski trošak bio veći. U poglavlju *7.3.* pokazano je da se odabirom što niže moguće postavne temperature spremnika postižu značajne uštede energije. Također, pokazano je da se uštede postižu i odabirom veće temperaturne razlike postavne temperature spremnika i postavne temperature paljenja dogrijača. Povećanjem postavne temperature spremnika sa 60°C na 65°C dolazi do povećanja primarne energije za 3,7%. U slučaju smanjenja temperaturne razlike s 10°C na 5°C dolazi do povećanja primarne energije za 5,5%. U poglavljima *7.4.* i *7.5.* je prikazan način određivanja troškovno optimalnog rješenja solarnog toplovodno sustava u ovisnosti o volumenu spremnika i broju, odnosno površini solarnih kolektora. Pokazano je da cijena sustava uslijed povećanja volumena spremnika i broja, odnosno površine solarnih kolektora počinje ponovno rasti nakon određene točke, zato što investicijski troškovi sustava počinju brže rasti od uštede u pogonskim troškovima. U istom poglavlju je pokazano da se instalacijom optimalnog rješenja solarnog toplovodnog sustava, postiže smanjenje primarne energije od 37,1%, odnosno smanjenje ukupnih troškova sustava za 81455 kn. Pokazano je da nagib kolektora uglavnom utječe na raspodjelu prikupljene sunčeve energije kroz godinu te da je za promatrani sustav i klimatsko područje određeno optimalno rješenje od 35°. Također, pokazan je utjecaj orijentacije kolektora. Orijentacijom solarnih kolektora prema zapadu ili istoku, u odnosu na preporučenu orijentaciju prema jugu, za određeno optimalno rješenje sustava dolazi do povećanja primarne energije za 10,3%, uslijed smanjenja prikupljene sunčeve energije.

Za kraj, treba napomenuti da se u korištenim metodama proračuna prema setu normi EN 15316:2017 i normi prEN 15316:2021 uvode pojedine pretpostavke. Cilj tih pretpostavki je olakšati razumijevanje i primjenu proračuna, ali je važno naglasiti da se njima uvodi određena greška u rezultate. Zbog toga bi se za ispravno vrednovanje dobivenih rezultata trebala provesti eksperimentalna validacija razvijenog računalnog programa. Dodatno, u ovom radu nije obuhvaćena analiza utjecaja broja segmenata na koji se akumulacijski spremnik dijeli. Također, nije obuhvaćen utjecaj odabira vremenskog koraka. Proračun potrebne toplinske energije za grijanje zgrade proveden je prema staroj normi HRN EN ISO 13790:2008 te za meteorološke podatke za karakteristični dan u mjesecu. Greška koja je uvedena ovim postupkom se može lako eliminirati jer je razvijeni program formiran tako da se mogu primijeniti satni podaci kroz cijelu godinu. Dodatni nedostatak razvijenog programa je što se u trenutnoj verziji može provesti proračun termotehničkog sustava samo za zgradu koja je tretirana kao jedna zona.

Također, ekonomska analiza je provedena uzimajući u obzir samo pojedine dijelove sustava. Za pravilni odabir troškovno optimalnog rješenja termotehničkog sustava, potrebno je obuhvatiti investicijske troškove cijelog sustava.

LITERATURA

[1] Smjernice za zgrade gotovo nulte energije – prvi dio, Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, Zagreb, 2019.

[2] Dović, D., Horvat, I., Rodić, A., Soldo, V., Švaić, S.: Algoritam za određivanje energijskih zahtijeva i učinkovitosti termotehničkih sustava u zgradama – Sustavi grijanja prostora i pripreme potrošne tople vode, Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, Zagreb, 2017.

[3] Dović, D., Horvat, I., Filipović, P.: CEN-CE: WP3 D3.3 – Handbook EN 15316-2, 2019.

[4] Dović, D., Horvat, I., Filipović, P.: CEN-CE: WP3 D3.3 – Handbook EN 15316-3, 2019.

[5] Dović, D., Horvat, I.: CEN-CE: WP3 D3.3 – Handbook EN 15316-4-3, 2019.

[6] Dović, D.: Renewable energy sources: Applied solar tecnhology – advanced part, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2017.

[7] prEN 15316-5:2021: Energy performance of buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 5: Space heating and DHW storage systems (not cooling), Module M3-7, M8-7, CEN/TC 288, 2021.

[8] Dović, D., Horvat, I.: CEN-CE: WP3 D3.3 – Handbook EN 15316-5, 2019.

[9] Dović, D., Horvat, I.: CEN-CE: WP3 D3.3 – Handbook EN 15316-4-1, 2019.

[10] Metodologija provođenja energetskog pregleda zgrada 2017., Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, Zagreb, 2017.

[11] Katalog tipskih rješenja za primjenu alternativnih sustava za zgrade površine od 50 do 1000 m2, Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, Zagreb, 2015.

[12] Izvješće prema članku 5(2) Direktive 2010/31/EU i članku 6 Uredbe (EU) 244/2012 od 16.1.2012.: Minimalni zahtjevi na energetsko svojstvo višestambene zgrade za kontinentalnu i primorsku Hrvatsku, za razdoblje do 1970., 1971. – 2005., iza 2006. i gotovo nula energetske zgrade, Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, Zagreb, 2014.

[13] Tehnički propis o izmjenama i dopunama Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama NN 70/2018, Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, 2015.

[14] https://mgipu.gov.hr/UserDocsImages/dokumenti/EnergetskaUcinkovitost/meteoroloski_podaci/FAKTORI_primarne_energije.pdf (pristupljeno 23.5.2021.)

[15] http://mojracun.hep.hr/kalkulator/ (pristupljeno 13.6.2021.)

[16] https://www.hera.hr/hr/iplin/ (pristupljeno 13.6.2021.)

[17] https://www.ina.hr/home/kupci/veleprodaja-i-narucivanje/privatni-korisnici/pregled-cijena/ (pristupljeno 13.6.2021.)

[18] Tehnički propis o izmjenama i dopunama Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama NN 102/2020, Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja, 2020.

[19] Rakić A., Ljoljo, D., Ljubas, D.: Tehničke mjere za sprječavanje razmnožavanja bakterija *Legionella* spp. u sustavima za opskrbu toplom vodom, Hrvatske vode, 2016., Vol. 24 No. 96, str. 109-118