Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Назив студијског програма: Машинско инжењерство
Ниво студија: Мастер академске студије
Модул: Енергетика и процесна техника
Предмет: Уређаји и постројења за грејање и климатизацију
Број индекса: 353/2016

Стефан З. Тимотијевић

Рекуперација топлоте отпадних канализационих вода за потребе припреме топле потрошне воде студентског дома уз помоћ топлотне пумпе

мастер рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Новак Николић, доцент - ментор**
2. _____
3. _____

Датум одбране:_____

Оцена:_____

У овом раду кандидат треба да објасни могућности рекуперације топлоте отпадних канализационих вода за потребе примпреме топле потрошне воде једног студентског дома. Систем рекуперације обухвата топлотну пумпу која користи топлоту нетретираних отпадних вода. Укупно је анализирано четири случаја припреме топле потрошне воде: комбинованим коришћењем електричног догрејача и топлотне пумпе (случај 1); комбинованим коришћењем гасног догрејача и топлотне пумпе (случај 2); коришћењем искључиво електричног грејача (случај 3) и коришћењем искључиво гасног грејача (случај 4).

Извршена су следећа поређења случајева: поређење случаја 1 и случаја 3 (поређење 1); поређење случаја 1 и случаја 4 (поређење 2); поређење случаја 1 и случаја 2 (поређење 3); поређење случаја 2 и случаја 3 (поређење 4) и поређење случаја 2 и случаја 4 (поређење 5).

Препоручена литература:

[1] EnergyPlus Simulation Software, https://energyplus.net/ (приступљено 05.08.2018.)

[2] Петровић, Д., Потрошња топле санитарне воде у једном студентском дому, завршни рад, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2017.

[3] Oguzhan, C., Huseyin, G., Emrah, B., Orhan, E., Arif, H., Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings, Vol. 104, No. October, pp. 215-232, 2015.

[4] Zhibin, L., Liangdong, M., Jili, Z., Application of a heat pump system using untreated urban sewage as a heat source, Vol. 62, No. 2, pp 747-757, 2014.

Крагујевац, октобар 2018. године

Др Новак Николић, доцент - ментор

_____

Захваљујем се свом ментору, др Новаку Николићу, доценту, на помоћи и бројним сугестијама које ми је пружао приликом израде овог рада.

Посебну захвалност упућујем свом колеги Николи Милутиновићу на заједничкој сарадњи приликом анализирања овог стамбеног објекта. Поред њега захваљујем се колегама Александру и Данилу и свим осталим колегама и пријатељима који су веровали у мене и пружали ми несебичну подршку.

Највећу захвалност дугујем својим родитељима Весни и Зорану на неизмерној моралној подршци, као и љубави коју ми пружају све ове године.

Хвала свима.

Крагујевац, Србија, октобар 2018. године Стефан Тимотијевић

Abstract

In this paper the possibility of heat recovery of sewage wastewater for domestic hot water preparation within a student dormitory was analyzed. The heat recovery system includes a heat pump that uses the heat of untreated wastewater. In total, four cases of hot water preparation were analyzed: combined use of electric reheater and heat pump (case 1); combined use of gas reheater and heat pump (case 2); use of only electric heater (case 3) and use of only gas heater. The following comparisons were performed: comparison of cases 1 and 3; comparison of cases 1 and 4; comparison of cases 1 and 2; comparison of cases 2 and 3 and comparison of cases 2 and 4. The final energy consumption is the lowest in case 2 while the primary energy consumption is the lowest for the case 4. The lowest operating costs for domestic hot water preparation are for case 4. In relation to the case 2, they are lower by 10.52%. It should be noted that the operating cost calculation was performed according to the average electricity consumption tariff. Considering the periods of maximum hot water consumption (06-07 h and 22-23 h), it is assumed that the same costs in the case of a heat pump will be the lowest when a detailed analysis of the costs of the consumed electric energy of the heat pump is performed.

Keywords: sewage wastewater, heat pump, domestic hot water.

Резиме

У овом раду је извршена анализа могућности рекуперације топлоте отпадних канализационих вода за потребе примпреме топле потрошне воде једног студентског дома. Систем рекуперације обухвата топлотну пумпу која користи топлоту нетретираних отпадних вода. Укупно је анализирано четири случаја припреме топле потрошне воде: комбинованим коришћењем електричног догрејача и топлотне пумпе (случај1); комбинованим коришћењем гасног догрејача и топлотне пумпе (случај 2); коришћењем искључиво електричног грејача (случај 3) и коришћењем искључиво гасног грејача (случај 4). Извршена су следећа поређења случајева: поређење случаја 1 и 3; поређење случаја 1 и 4; поређење случаја 1 и 2; поређење случаја 2 и 3 и поређење случаја 2 и 4. Потрошња финалне енергије је најмања за случај 2 док је потрошња примарне енергије најмања за случај 4. Најнижи оперативни трошкови припреме топле потрошне воде су за случај 4. У односу на случај 2 они су нижи за 10,52 %. Треба напоменути да је прорачун оперативних трошкова извршен према средњој тарифи потрошње електричне енергије. Обзиром на периоде максималне потрошње топле воде (06-07 h и 22-23h) претпоставља се да би исти трошкови за случај топлотне пумпе били најнижи када би се спровела детаљна анализа трошкова утрошене електричне енергије топлотне пумпе.

Кључне речи: отпадна канализациона вода, топлотна пумпа, топла потрошна вода.

Садржај

1. Увод ... 7
2. Уштеда енергије у стамбеним објектима ... 8
3. Опис објекта ... 9
3.1. Опис студентског дома ... 9
3.2. Конструкција стамбеног објекта ... 13
4.Опис софтвера за симулирање ... 19
4.1. Google SketchUp ... 19
4.2. EnergyPlus ... 20
5. Топлотне пумпе ... 25
5.1. Принцип рада компресорских топлотних пумпи ... 26
5.2. Компресори ... 30
5.2.1. Клипни компресори ... 31
5.2.2. Ротациони компресори ... 32
5.2.3. Вијчани компресори ... 33
5.2.4. Центрифугални компресори ... 33
5.3. Експанзиони вентили ... 33
5.4. Испаривачи ... 34
5.5. Кондензатори ... 35
5.6. Расхладни флуиди ... 35
5.7. Подела топлотних пумпи ... 36
5.7.1. Топлотне пумпе вода-вода ... 36
5.7.2. Топлотне пумпе земља – вода ... 39
5.7.3. Топлотне пумпе ваздух – вода ... 41
5.7.4. Топлотне пумпе ваздух – ваздух ... 43
6. Топлотне пумпе које користе канализационе воде ... 44
6.1. Нетретирана отпадна вода ... 47
6.2. Опрема за аутоматско спречавање стварања биофилма ... 48
7. Размењивачи топлоте ... 50
7.1. Примена размењивача топлоте ... 51
7.2. Типови размењивача топлоте ... 54
7.3. Конструкција размењивача топлоте за отпадне воде ... 56
8. Потрошња топле воде ... 58

9. Опис система за загревање топле потрошне воде применом топлотне пумпе која као извор топлоте користи отпадне воде 63
10. Анализа резултата симулација 66
10.1. Финална потрошња енергије за припрему топле потрошне воде 68
10.2. Потрошња примарне енергије за припрему топле потрошне воде 69
10.2.1. Поређење 1 – Поређење случаја 1 и случаја 3 69
10.2.2. Поређење 2 – Поређење случаја 1 и случаја 4 70
10.2.3. Поређење 3 – Поређење случаја 1 и случаја 2 71
10.2.4. Поређење 4 – Поређење случаја 2 и случаја 3 73
10.2.5. Поређење 5 – Поређење случаја 2 и случаја 4 74
10.3. Оперативни трошкови при припреми топле потрошне воде 75
10.3.1. Поређење 1 – Поређење случаја 1 и случаја 3 76
10.3.2. Поређење 2 – Поређење случаја 1 и случаја 4 77
10.3.3. Поређење 3 – Поређење случаја 1 и случаја 2 78
10.3.4. Поређење 4 – Поређење счучаја 2 и случаја 3 79
10.3.5. Поређење 5 – Поређење счучаја 2 и случаја 4 80
11. Закључак 82
12. Литература 84

1. Увод

Током протеклих 30 година, у изолацији зграда извршен је огроман напредак широм света. Потражња за топлотном енергијом (грејање просторија и употреба топле воде) смањила се за 10% до 30% у односу на 1980. годину. Овај успех заснива се првенствено на смањењу губитака преноса кроз прозоре и непрозирне делове омотача објекта. Такође је постигнут значајан напредак у погледу других облика губитка топлоте: губитак димних гасова кроз димњаке и губици топлоте повезани са вентилацијом. Захваљујући снажнијим прописима и техничком развоју, већина енергије која је изгубљена на овај начин може данас поново искористити. Ситуација у случају одвода и канализације је другачија. Иако се за конвенционалну нову зграду губи око 15% топлотне енергије која се пружа згради, неискоришћена енергија путем канализационог система представља једну трећину изгубљене топлотне енергије. Практично није постигнут напредак у овој области. То доводи до чињенице да данас, канализација представља највећи извор цурења топлоте у зградама.

Због значајног повећања цене енергије у свету током последњих година, посебно нафте, данас се настоји да се енергетски уштеди коришћењем тзв. алтернативних извора енергије (ветра, сунца, воде итд). Значајну улогу у преласку на обновљиве изворе енергије има топлотна пумпа, која обезбеђује ефикасније искоришћење енергије. Топлотна пумпа представља уређај који подиже топлотну енергију са нижег на виши ниво енергије (температуре) уз помоћ спољног рада. Топлотне пумпе представљају један од начина коришћења обновљивих извора енергије који тренутно има највећи раст у свету. Према нормама Европске уније, објекат изграђен после 2015. године. треба да има енергетски ефикасан систем грејања и хлађења који се махом заснива на коришћењу топлотне пумпе.

У овом раду је извршена анализа могућности рекуперације топлоте отпадних канализационих вода за потребе примпреме топле потрошне воде једног студентског дома. Систем рекуперације обухвата топлотну пумпу која користи топлоту нетретираних отпадних вода. Укупно је анализирано четири случаја припреме топле потрошне воде: комбинованим коришћењем електричног догрејача и топлотне пумпе (случај 1); комбинованим коришћењем гасног догрејача и топлотне пумпе (случај 2); коришћењем искључиво електричног грејача (случај 3) и коришћењем искључиво гасног грејача (случај 4).

Извршена су следећа поређења случајева: поређење случаја 1 и случаја 3 (поређење 1); поређење случаја 1 и случаја 4 (поређење 2); поређење случаја 1 и случаја 2 (поређење 3); поређење случаја 2 и случаја 3 (поређење 4) и поређење случаја 2 и случаја 4 (поређење 5).

2. Уштеда енергије у стамбеним објектима

Живот људи на земљи се не може замислити без утрошка одређене количине различитих видова енергије. Са развојем индустрализације и индустријском револуцијом двадесетог века нагло расте повећање потрошње енергије у односу на ранија раздобља, што је омогућено употебом јефтиних фосилних горива; нафте, угља и земног гаса. Због све веће употребе, временом је дошло до смањивања залиха тих горива, па самим тим и до повећања њихове цене. Иако је у последњем периоду актуелно коришћење нуклеарних горива, фосилна горива су и даље веома примењена, јер је немогуће потпуно заменити њихову употребу. Због тога је неопходно њихово рационално коришћење, као и прелазак на обновљиве видове енергије.

На слици 1 приказана је потрошња примарне енергије у индустријски развијеним земљама и може се уочити да се њен велики део користи у процесима грејања и хлађења, како објеката, тако и воде.

Слика 1. *Потрошња примарне енергије у индустријски развијеним земљама* [1]

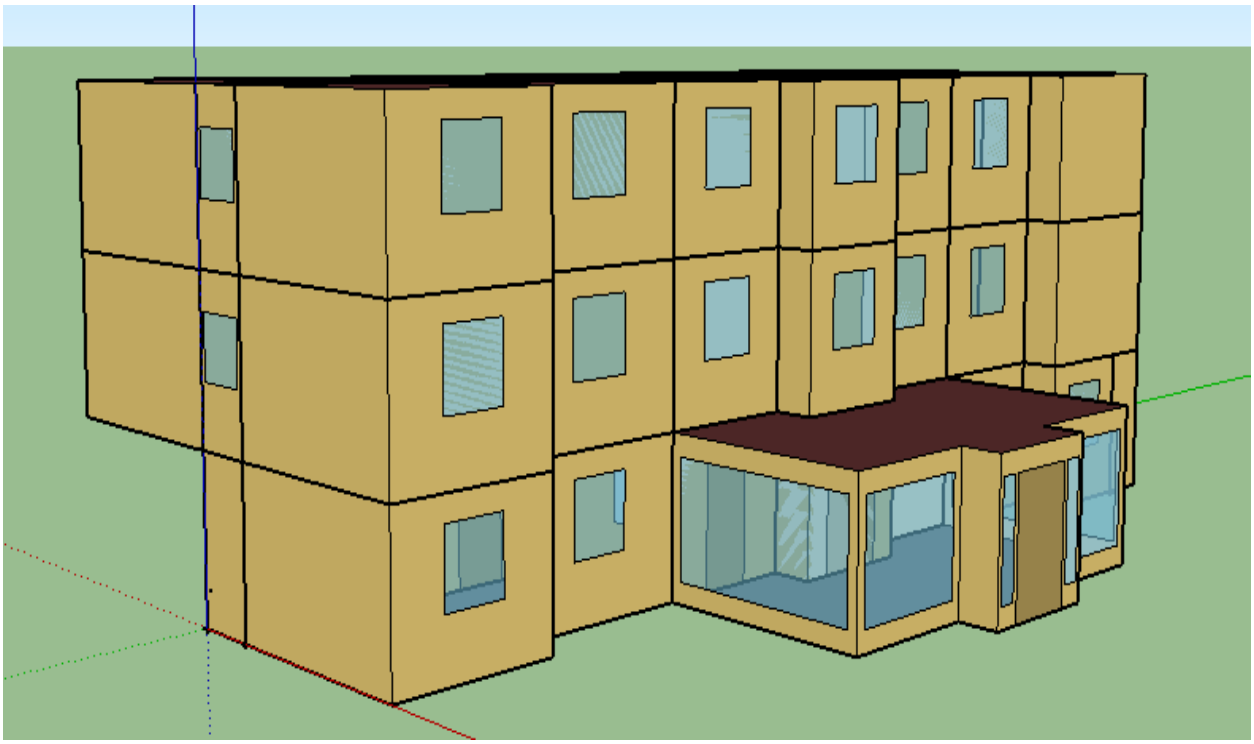
Значајну улогу у преласку на обновљиве изворе енергије има топлотна пумпа, која обезбеђује ефикасније искоришћење енергије.

По дефиницији, топлотна пумпа представља уређај који топлотну енергију подиже са нижег (топлотни извор) на виши температурни ниво (топлотни понор), при чему троши рад. Топлотна пумпа се користи на местима где обновљива енергија може да се користити као топлотни извор, не би ли се добила топлотна енергија вишег температурног нивоа. Обновљиви извори енергије и топлотне пумпе чине оптималну спрегу којом је омогућено добијање топлотне енергије широког спектра примене, пре свега за грејање простора. Топлотне пумпе се могу користити за грејање, или за грејање и хлађење. У оба случаја топлотни извор је у контакту са једном од битних компоненти топлотне пумпе: са испаривачем, када топлотна пумпа има функцију грејања, или у контакту са кондензатором, када се врши функција хлађења.

3. Опис објекта

3.1. Опис студентског дома

Предмет проучавања је студентски дом (слика 2), у коме се налази 41 просторија за студенте и васпитаче, при чему су просторије распоређене на 3 етаже. Површина етажа је иста. Већина соба на другој и трећој етажи су идентичног облика и површина, с тим што постоји разлика у броју просторија по етажи. На другој етажи налази се 10 просторија за студенте и једна просторија за васпитаче, док се на трећој етажи налази 11 просторија за студенте и 1 соба за васпитаче.



Слика 2. *Изглед студентског дома*

Смештајни капацитет овог објекта је 77 лежаја од којих се 37 налази на првом спрату, а 40 на другом спрату. Студентски дом укључује 23 собе за боравак људи од којих је 11 трокреветних соба, 10 четворокревентих соба и 2 двокреветне собе намењене васпитачима. Распоред соба је индентичан по спратовима, стим што се на другом спрату налази једна више трокреветна соба.

За локацију студентског дома узет је град Крагујевац. Разлог ове претпоставке лежи у потребама града за већим смештајем студената који се школују у оквиру Крагујевачког униврезитета. Данас Универзитет у свом саставу има 12 акредитованих факултета, који се налазе у 6 градова централне Србије: Крагујевцу, Чачку, Јагодини, Краљеву, Ужицу и Врњачкој Бањи. Већина ових факултета налази се у Крагујевцу. Територија на којој се простире обухвата 5000 km^2, а насељава је око 2,5 милиона становника чиме представља основни симбол развоја Централне Србије. У складу са тим Универзитет у Крагујевцу у

циљу подизања нивоа квалитета наставе као и ефикасности види у подизању броја студијских програма. Како би се подигао квалитет и ефикасност студирања подизање оваквих објекта допринеће у великој мери. Студентски дом осим смештаја студената нуди и разне друге погодности међу којима су и услуге кухиње, ресторана и вешераја.

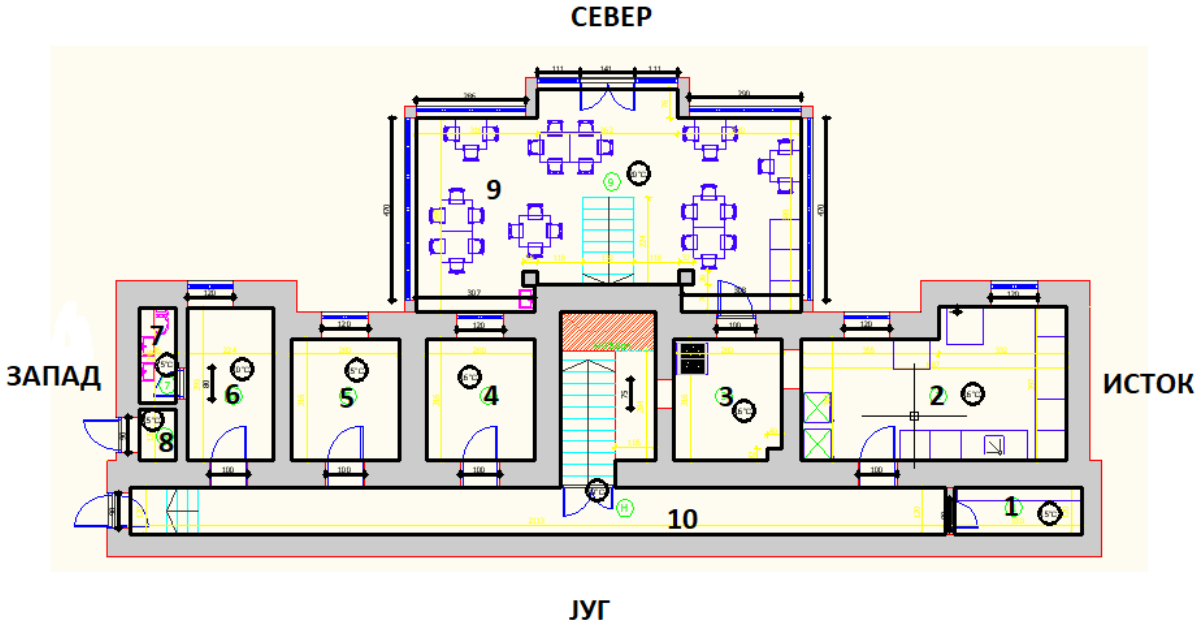
Кухиња врши припремање оброка за 123 особе од којих је 77 особа из самог објекта, док остатих 46 долазе само као корисници ресторана. Ресторан је отворен три пута дневно и то у периодима приказаним у табели 1.

Табела 1. *Време трајања оброка у ресторану студентског дома*

Оброк	Од	До
Доручак	7:00 h	9:00 h
Ручак	13:00 h	15:30 h
Вечера	18:00 h	20:00 h

Услуге прања одеће су пружене свим студентима који користе смештај дома. Узимајући у обзир потребу за већим комфором у оквиру купатила налазе се четири туш кабине и четири умиваоника. Такође два умиваоника су постављена и у ресторану како би се избегло чекање приликом прања руку.

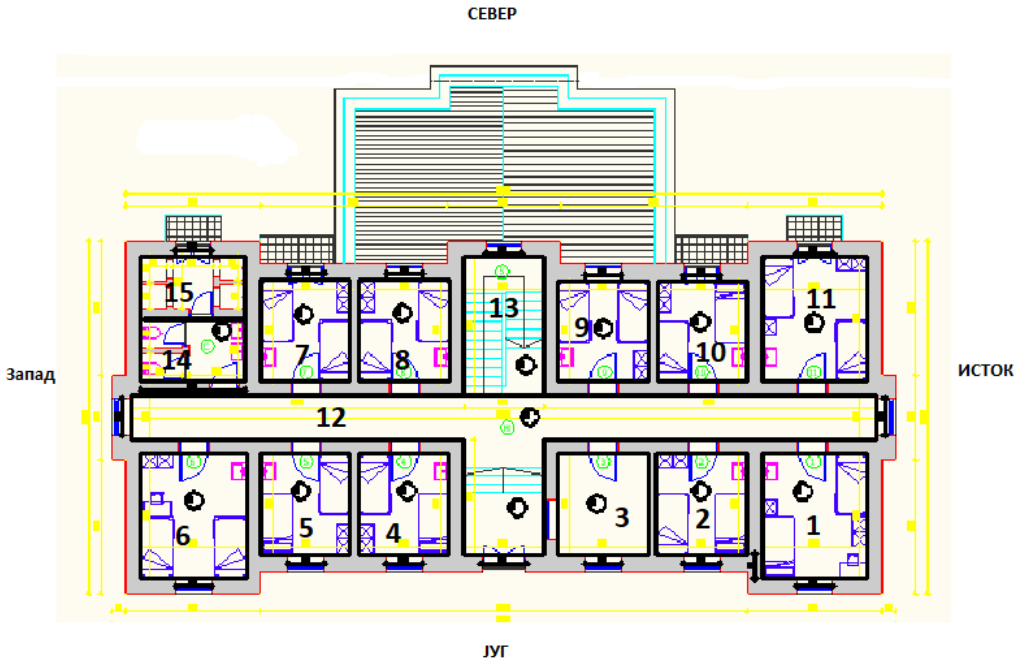
Детаљан распоред и називи просторија по нивоима студентског дома су приказани на наредним сликама (слика 3, 4 и 5). Површине пода свих просторија дата је у табелама (2, 3 и 4).



Слика 3. *Распоред просторија приземља*

Табела 2. *Приказ површина пода просторија приземља*

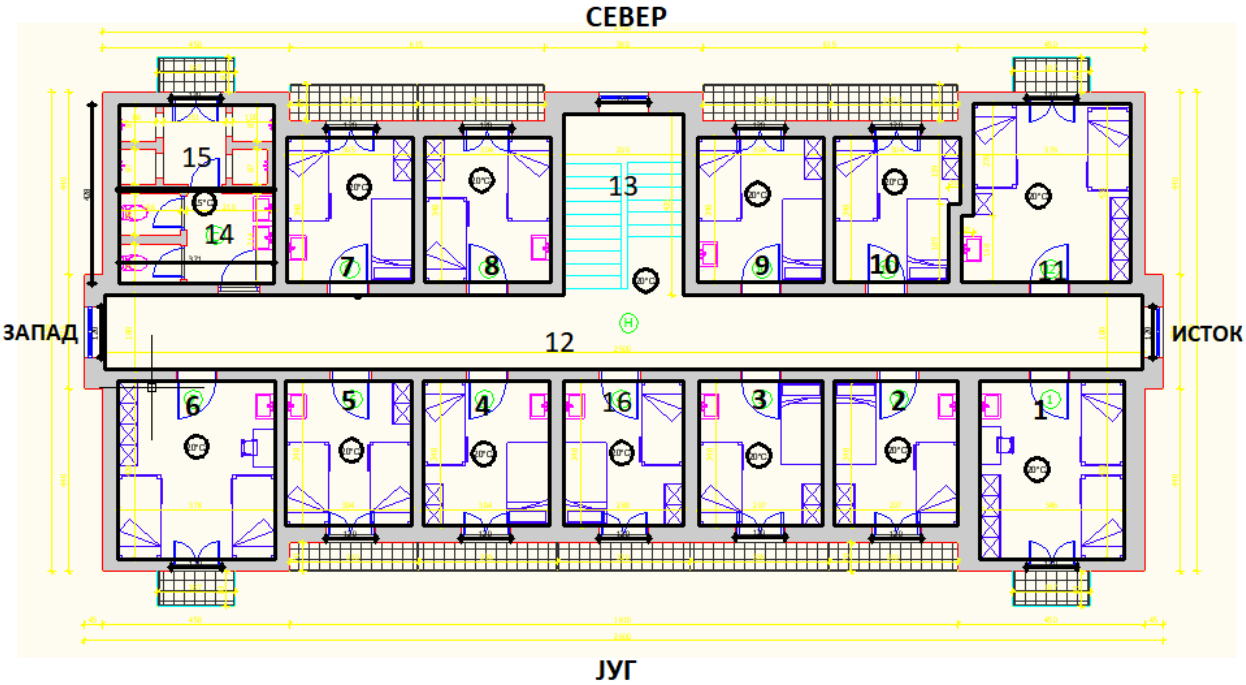
Приземље		
Бр.	Намена просторије	Површина [m^2]
1	Вешерај	3,96
2	Кухиња	24,40
3	Издавање хране	12,92
4	Перионица	8,85
5	Магацин	8,85
6	Котларница	8,85
7	Тоалет	2,33
8	Остава	1,26
9	Ресторан	46,75
10	Ходник	25,36



Слика 4. *Распоред просторија на првом спрату*

Табела 3. *Приказ површина пода просторија првог спрата*

Бр.	Намена просторије	Површина [m^2]	Структура
1	Соба 1	13,2	Трокреветна
2	Соба 2	11,52	Трокреветна
3	Соба 3	8,96	Двокреветна
4	Соба 4	8,96	Трокреветна
5	Соба 5	8,96	Трокреветна
6	Соба 6	13,2	Четворокреветна
7	Соба 7	8,96	Четворокреветна
8	Соба 8	8,96	Трокреветна
9	Соба 9	8,96	Четворокреветна
10	Соба 10	11,52	Четворокреветна
11	Соба 11	13,2	Четворокреветна
12	Ходник	22,6	/
13	Степениште	18	/
14	Тоалет	6,6	/
15	Купатило	6,6	/



Слика 5. *Распоред просторија на другом спрату*

Табела 4. *Приказ површина пода просторија другог спрата*

Бр.	Намена просторије	Површина [m^2]	Структура
1	Соба 1	13,2	Трокреветна
2	Соба 2	11,52	Трокреветна
3	Соба 3	8,96	Трокреветна
4	Соба 4	8,96	Трокреветна
5	Соба 5	8,96	Четворокреветна
6	Соба 6	13,2	Четворокреветна
7	Соба 7	8,96	Трокреветна
8	Соба 8	8,96	Трокреветна
9	Соба 9	8,96	Четворокреветна
10	Соба 10	11,52	Четворокреветна
11	Соба 11	13,2	Четворокреветна
12	Ходник	22,6	/
13	Степениште	18	/
14	Тоалет	6,6	/
15	Купатило	6,6	/
16	Соба 12	8.96	Двокреветна

3.2. Конструкција стамбеног објекта

Основне карактеристике грађевинског материјала као што су (густина, специфична топлота, дебљина и коефицијент провођења топлоте), од кога је изграђен стамбени објекат наведене су табели 5.

Табела 5. *Грађевиснки материјал постојећег објекта*

Материјал	Дебљина δ [m]	Густина ρ [kg/m^3]	Специфична топлота c [J/kgK]	Коефицијент провођења топлоте λ [W/mK]
Кречни малтер (1)	0,025	1600	1050	0,81
Цементна кошуљица (2)	0,04	2100	1050	1,4
Памук (3)	0,05	20	840	0,04
Керамичке плочице (4)	0,015	1700	920	0,87
Паркет (5)	0,02	700	1670	0,21
Пуна опека (6)	0,12	1600	920	0,64
Армирани бетон (7)	0,04	2400	960	2,04
Шљунак (8)	0,05	1700	840	0,81
Полиестирен (9)	0,15	20	1260	0,041
Монта (10)	0,16	1200	920	0,6
Камен (11)	0,25	2000	920	1,16
Хидроизолација (12)	0,008	1100	1460	0,19
Шупљи блок (13)	0,25	1400	920	0,61
Бетон за поравнавање (14)	0,05	1200	920	0,52
Парна брана (15)	0,002	900	960	0,19
Боровина (16)	0,035	550	2090	0,14

Највеће дозвољене вредности коефицијента пролаза топлоте, U_{max} [W/(m^{2}K)], за елементе термичког омотача зграде дате су у табели 6.

Табела 6. *Највеће дозвољене вредности коефицијента пролаза топлоте, U_{max} [W/(m^{2}K)],за елементе термичког омотача зграде [2]*

Опис елемента/система	Постојећа зграда U_{max} [W/(m^{2}K)]
Спољни зид	**0,4**
Зидови и међуспратне конструкције између грејних просторија различитих јединица, различитих корисника	**0,9**
Раван кров изнад грејаног простора	**0,2**
Прозори, балконска врата грејаних просторија и грејане зимске баште	**1,5**
Спољна врата	**1,6**
Зид према негрејаним просторима	**0,55**
Под на тлу	**0,4**

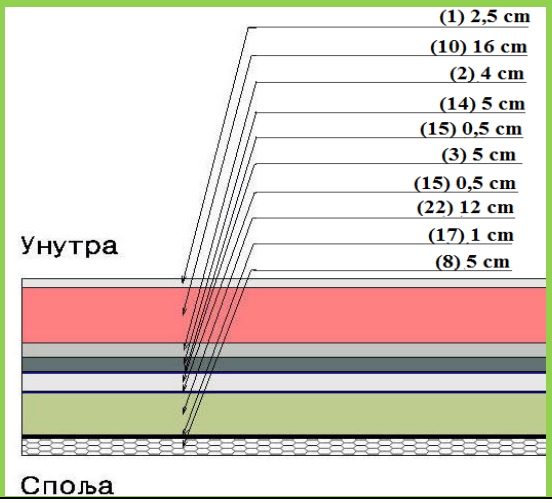
У табели 7 је дат списак термоизолационог и хидроизолационог грађевинског материјала додатог на слојеве конструкције како би вредности коефицијента пролаза топлоте за потребе прорачуна биле у дозвољеним границама.

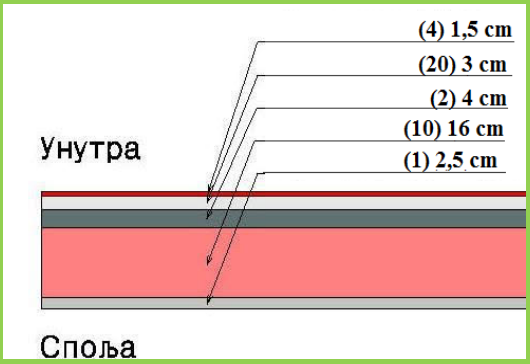
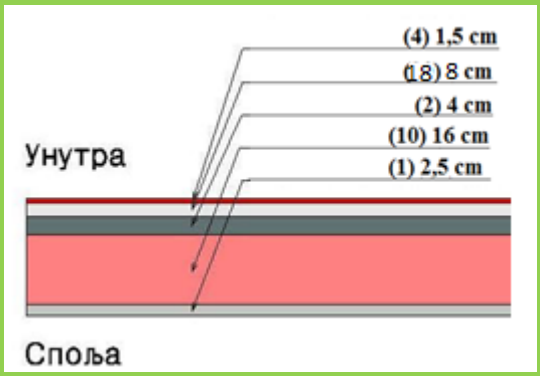
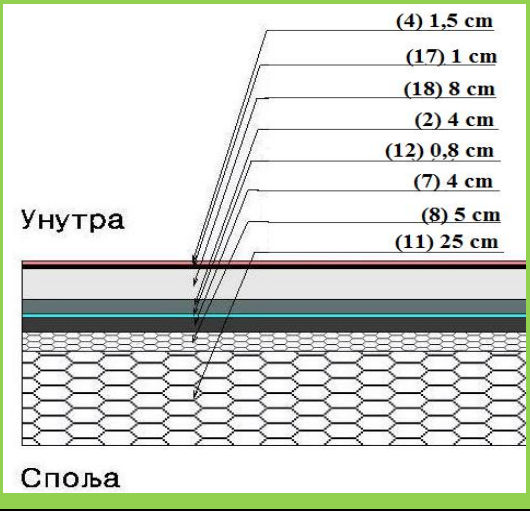
Табела 7. *Додатак грађевинског материјала постојећем објекту*

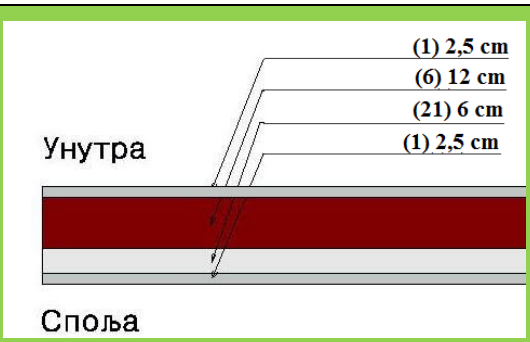
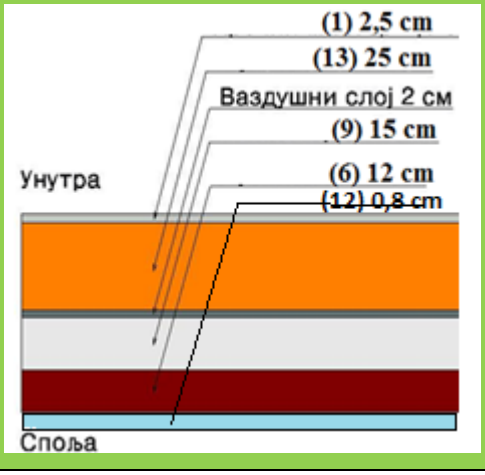
Материјал	Дебљина δ [m]	Густина ρ [kg/m^3]	Специфична топлота c [J/kgK]	Коефицијент провођења топлоте λ [W/mK]
Битумен (17)	0,01	1100	1050	0,17
Полиестирен (18)	0,08	30	1260	0,041
Полиестирен (19)	0,015	30	1260	0,041
Полиестирен (20)	0,03	30	1260	0,041
Полиестирен (21)	0,06	30	1260	0,041
Камена вуна (22)	0,12	180	840	0,039
Целулозна влакна (23)	0,02	85	1800	0,04

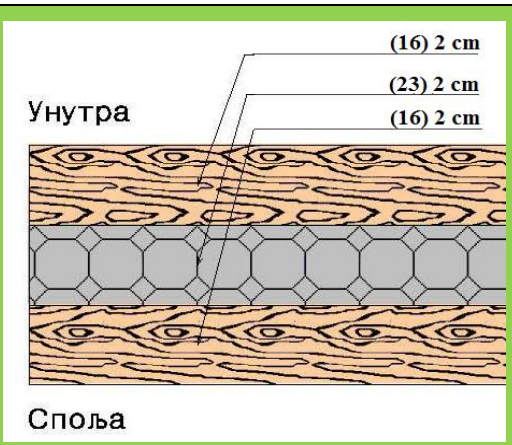
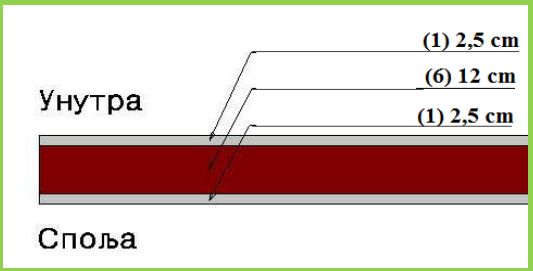
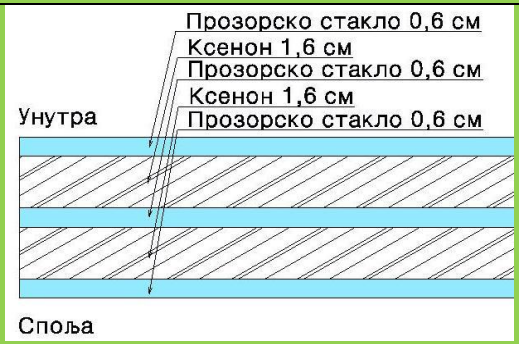
Састав слојева примењених делова грађевинских конструкција дат је у табели 8, и вредности коефицијента пролаза топлоте за потпуно изолован објекат, који задовољава правилник о енергетској ефикасности зграда.

Табела 8. *Грађевинске конструкције потпуно изолованог студентског дома (према правилнику о енергетској ефикасности)*

Елементи објекта са додатком изолације (потпуно изолована зграда)	
Слојеви конструкције	Грађевинска конструкција
	1. Кровна конструкција изнад грејаног простора Коефицијент пролаза топлоте U: 0,196[W/m^{2}K]

	2. Међуспратна конструкција између грејаних простора (плочице) Коефицијент пролаза топлоте U: 0,755[W/m^{2}K]
	3.Међуспратна конструкција између грејаног и негрејаног простора (плочице) Коефицијент пролаза топлоте U: 0,379[W/m^{2}K]
	4. Под на земљи плочице Коефицијент пролаза топлоте U: 0,379[W/m^{2}K]

	5. Зид према негрејаном простору Коефицијент пролаза топлоте U: 0,509[W/m^{2}K]
	6.Спољашњи зид Коефицијент пролаза топлоте U: 0,216[W/m^{2}K]
	7.Спољашњи зид(хидроизолација) Коефицијент пролаза топлоте U: 0,217[W/m^{2}K]

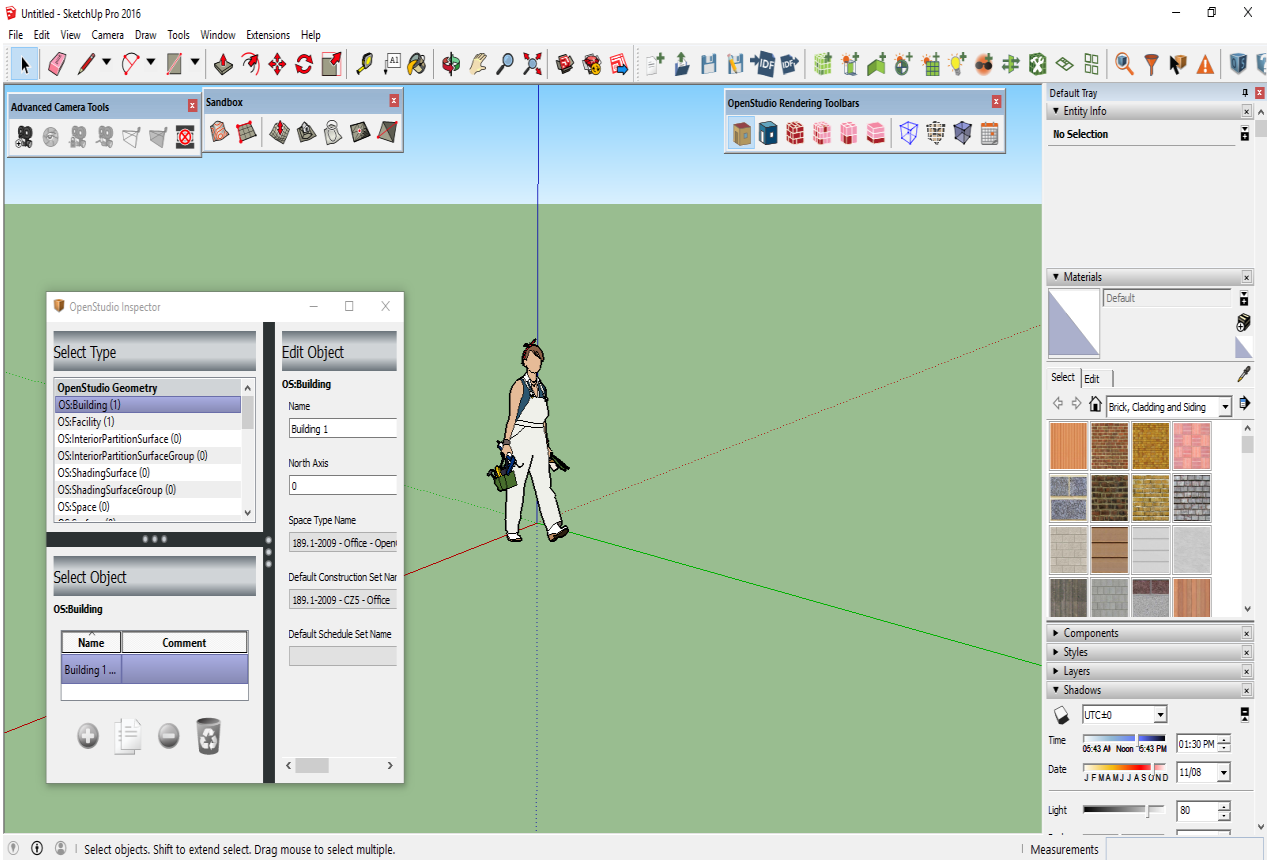
	8. Спољна врата Коефицијент пролаза топлоте U: 1,273[W/m^{2}K]
	9.Унутраашњи зид Коефицијент пролаза топлоте U: 2,174[W/m^{2}K]
	10. Прозори U: 1,499[W/m^{2}K]

4.Опис софтвера за симулирање

4.1. Google SketchUp

У софтверу Google SketchUp 3D извршено је моделирање посматраног објекта. Употребом поменутог програма кориснику је на располагању могућност приказивања мноштва детаља, једноставан је за употребу, брз и прецизан.

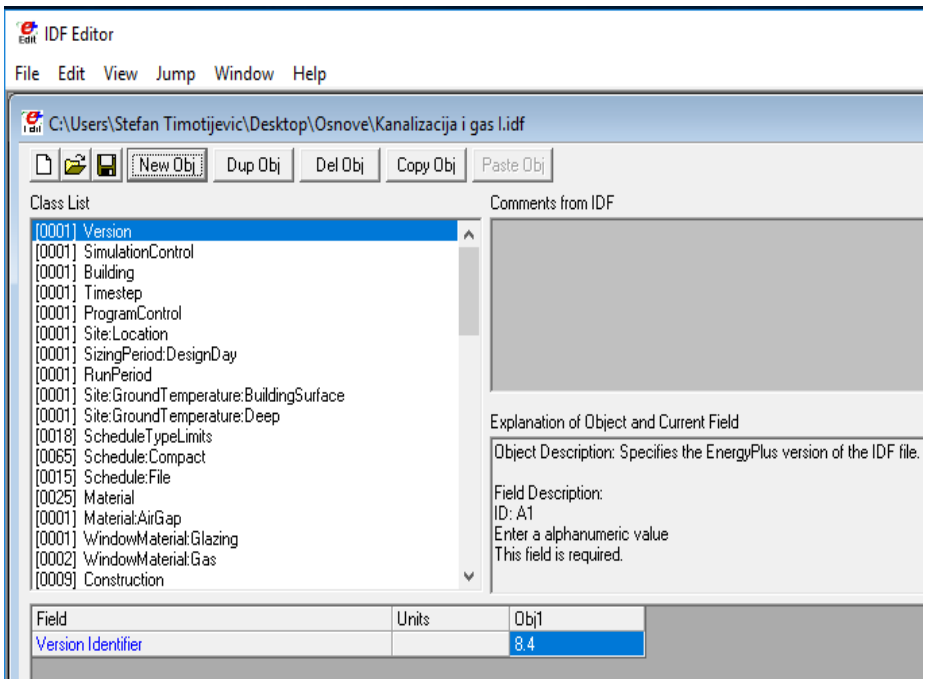
Google SketchUp је компјутерски програм за 3D моделирање широког спектра апликација за цртање које се користе у архитектури, цивилном и машинском инжењерству, за дизајнирање ентеријера, филмова и видео игрица који је доступан у бесплатној верзији. SketchUp (слика 6) је врло једноставан софтвер за коришћење, поседује могућност повезивања са софтверима као што је *EnergyPlus, Google Earth* и дгугима, помоћу посебног софтверског додатка. Додаци, у комбинацији са постојећим алаткама за цртање пружају корисницима брзо и ефикасно креирање геометрије. Везу између Google SketchUp и *EnergyPlus*-а омогућава софтверски додатак (Plug-in) OpenStudio. Помоћу овог додатка је обезбеђено да се један исти документ може отворити са оба наведена софтвера и сачуване измене у једном од наведених софтвера аутоматски ажурирају у другом [3].



Слика 6. *Радно окружење Google SketchUp-а*

4.2. EnergyPlus

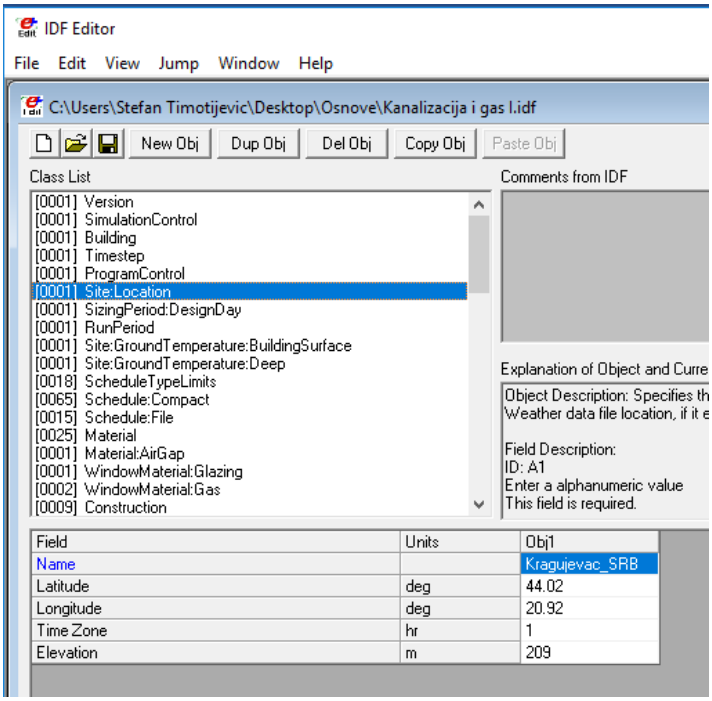
EnergyPlus (слика 7) је програм за симулацију и анализу енергетских и термичких оптерећења грађевинских објеката. На основу описа објеката, физичког изгледа зграде, повезаних механичких и других система EnergyPlus прорачунава енергију потребну за грејање и хлађење објеката у оквиру предвиђених оптималних вредности температура, као и потрошњу воде у објекту. EnergyPlus је програм који опонаша реалне услове „микроклиме” и енергетских потреба објеката [4].



Слика 7. *Окружење EnergyPlus-а*

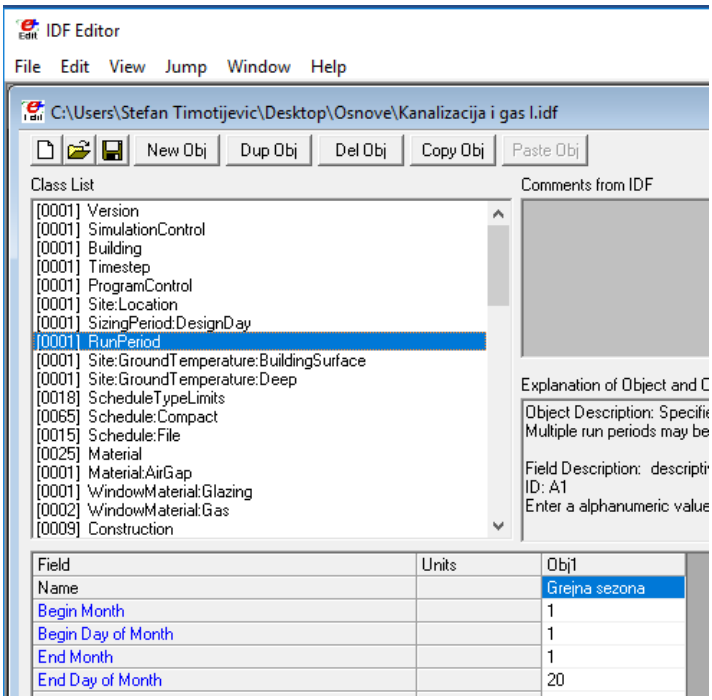
EnergyPlus нуди могућност уношења временских података за одређену локацију на којој се налази објекат како би вредности добијене након симулације биле што прецизније. У тексту који следи биће објашњено уношење података у горе наведеном програму, а пошто програм садржи велики број опција биће наведене само оне главне.

Прва картица коју треба попунити је "Site:Location" у којој су садржане подкартице са именом места, географском ширином и дужином, временска зона и надморска висина (слика 8).



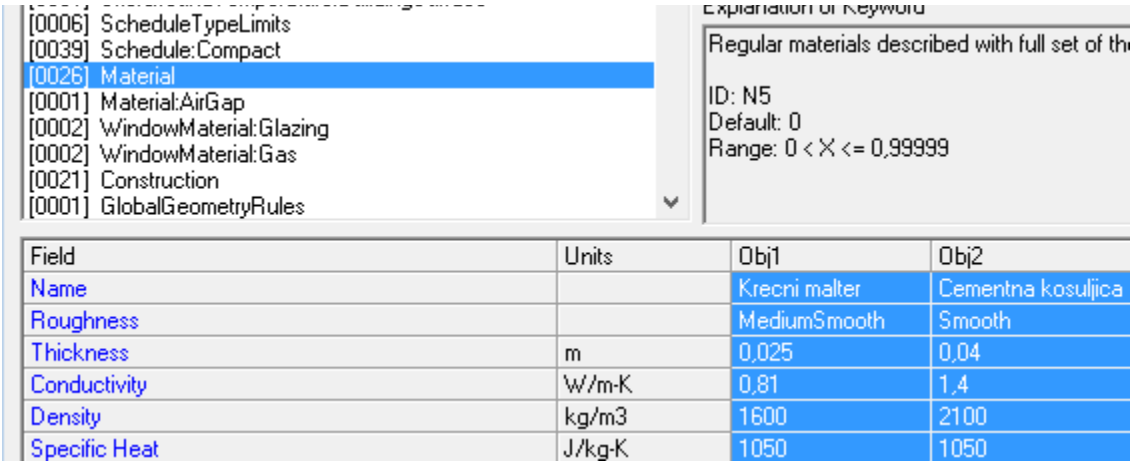
Слика 8. *Локација*

Наредна картица је "RunPeriod" у којој се дефинише период за који се симулира рад система, односно објекта (слика 9). Овде је потребно унети, почетни месец тог периода (Begin Month) и дан (Begin Day of Month), затим месец и дан када се завршава исти период (End Month, End Day of Month).



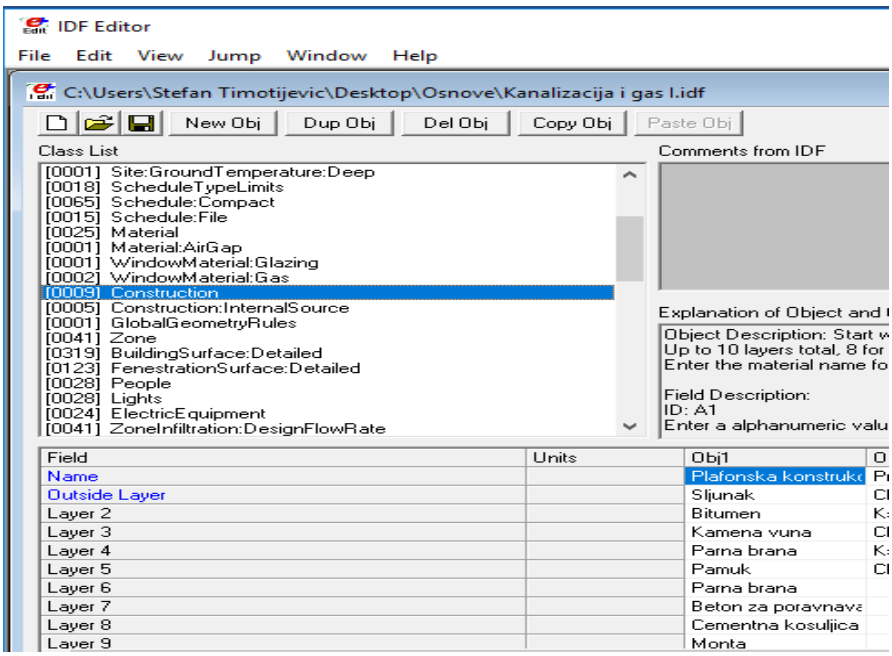
Слика 9. *Грејна сезона*

Картица "Material" у којој су дефинисани сви материјали коришћени за изградњу објекта садржи назив грађевинског материјала, као и његове карактеристике (слика 10), попут храпавости (Roughness), дебљине (Thickness), проводљивости топлоте (Conductivity), густине (Density) и специфичне топлоте (Specific Heat).



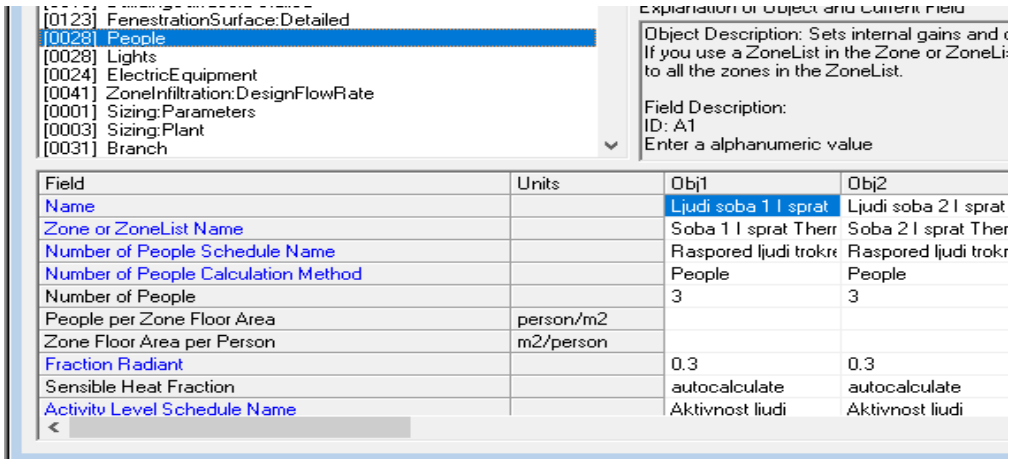
Слика 10. *Материјали*

Картица која је повезана са претходном назива се "Construction" и у њој се налазе сви конструкцијски елементи (зидови, кров, међуспратна конструкција, под, врата и прозори) од којих је сачињен објекат као и редослед свих слојева грађевинског материјала који чине конструкцијске елементе. Важно је напоменути да је редослед слојева грађевинског материјала конструкцијских елемента такав да се креће од спољашњости (Outside Layer) ка унутрашњости конструкције (слика 11).



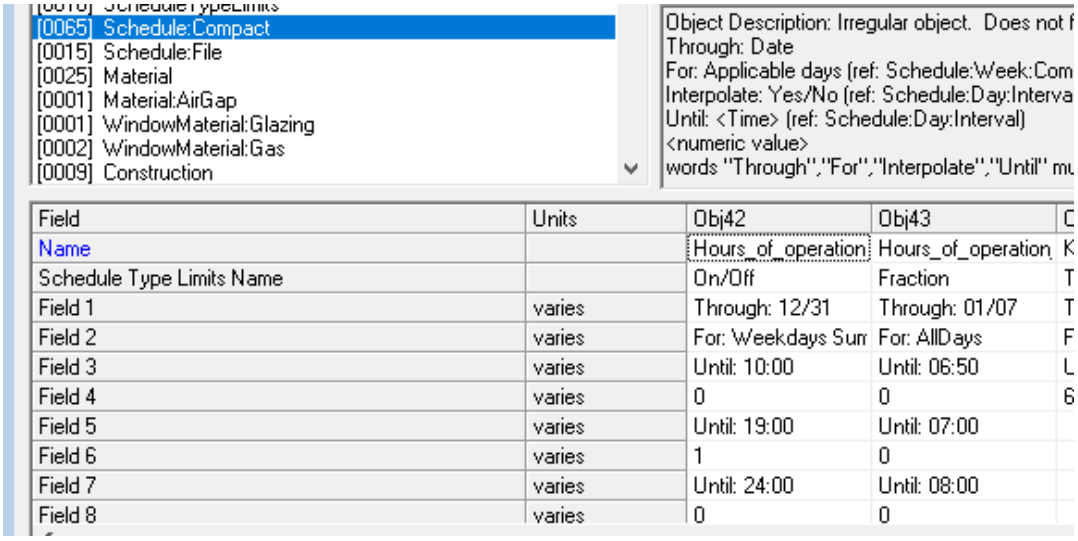
Слика 11. *Грађевинске конструкције*

Наредна картица "People" дефинише број људи који се налази у просторији (слика 12).



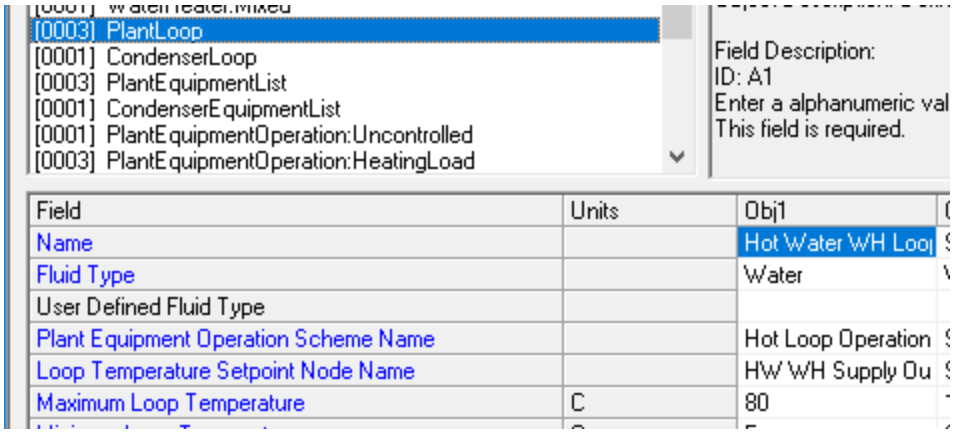
Слика 12. *Људи у просторијама*

Следећа картица (слика 13) је картица „Schedule:Compact“. У оквиру ње дефинисани су распореди (профили) потрошње топле воде за свако место (јединицу) потрошње (купатила, ресторан, кухињу, вешерај) у одговарајућим временским интервалима. Максимална потрошња топле воде по местима потрошње представљена је фракцијом 1, док 0 означава да је проток топле воде у том периоду једнак нули. Вредности које се налазе између 0 и 1 одређују удео, фракције максималне потрошње.



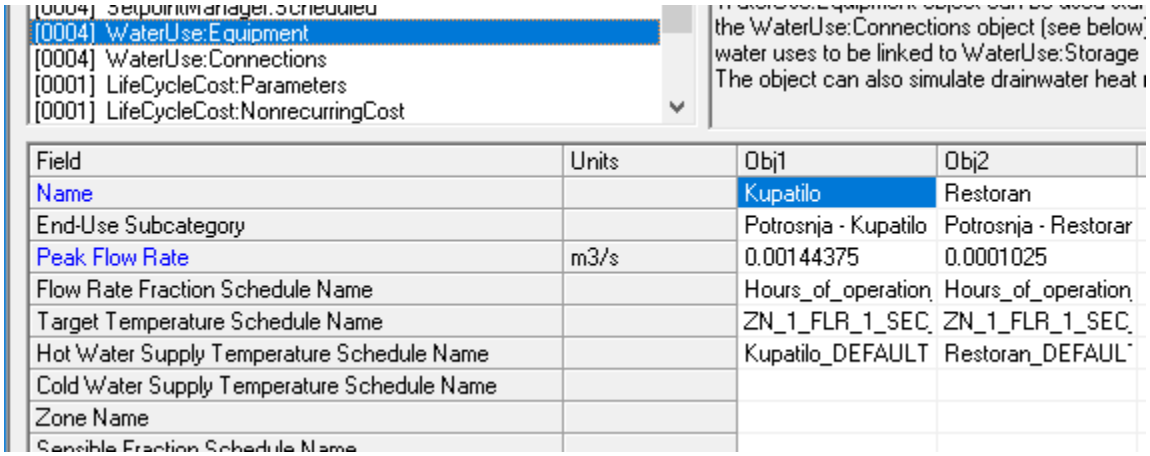
Слика 13. *Време боравка људи и регулација температуре у просторији*

Следећа картица (слика 14) која је коришћена је „PlantLoop“. У оквиру ње су дефинисане вредности о највишој температури радног флуида у систему као и дозвољена најнижа темепратура истог.



Слика 14. *Приказ картице „PlantLoop“*

Наредна картица „WatherUse:Equipment“ коришћена је у сврху уношења података о максималном запреминском протоку за свако посебно место потрошње што се и може видети на прказаној слици 15.



Слика 15. *Приказ картице „WatherUse:Equipment“*

На крају је потребно приказати резултате добијене након симулације. То се постиже картицом „Output:Variable" која служи за дефинисање излазних параметара. Сам програм садржи велики број опција када су у питању излазни параметри и у зависности од потребе се прати жељена променљива. У овом случају је то енергија потребна за загревање топле потрошне воде. Такође је могуће изабрати период за који пратимо изабрану променљиву. У оквиру поља „Reporting Frequency" бира се период за сат, дан, месец, годину или целу грејну сезону.

5. Топлотне пумпе

Може се сматрати да степен искоришћења енергетских сировина (угаљ, мазут, гас) у процесу добијања електричне енергије, од улаза горива у термоцентралу па преко преноса, трансформације и дистрибуције до потрошача, износи око 20-30%. Међутим, уз помоћ топлотне пумпе са електричним погоном, коефицијент искоришћења примарне енергије (на пример нискокалоричног угља) може бити и троструко већи, па је степен искоришћења читавог макросистема, од добијања угља до топлотне енергије, применом топлотне пумпе већи од 90%.

Топлотне пумпе наилазе на примену на многим местима као што су:

- породична домаћинства;
- пословни објекти;
- школе;
- вртићи;
- болнице;
- спортски центри;
- пластеници и
- стакленици.

Предности коришћења геотермалних топлотних пумпи су следеће:

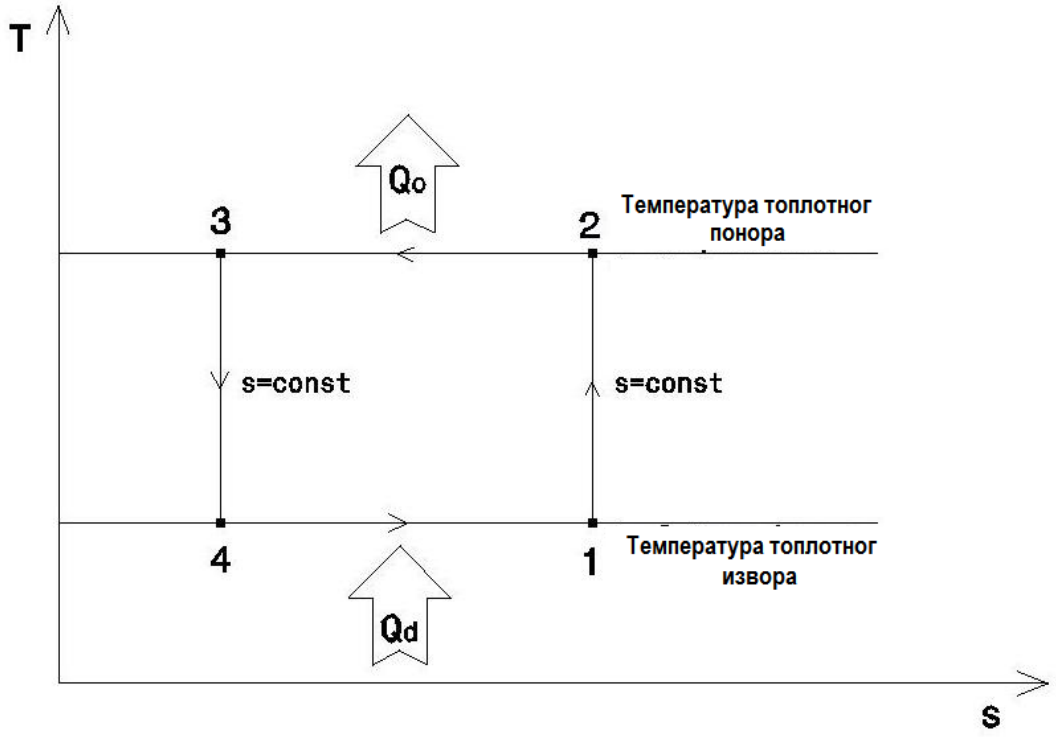
- **Економичност** - смањени трошкови грејања и хлађења у стамбеним и пословним објектима;
- **Трајност** - ниски трошкови одржавања, уколико је систем уграђен на прописан начин не захтева готово никакво одржавање;
- **Тихи рад** - погодна употреба у домаћинству и у пословним просторима пошто код оваквих система нема делова који производе буку;
- **Флексибилност** - овакви системи могу снабдевати топлотном енергијом разне потрошаче;
- **Прилагодљивост** - користе се и у топлим и у хладним раздобљима. Зими за грејање, лети за хлађење или за припрему топле потрошне воде и
- **Екологија** – топлотне пумпе готово да не загађују околину, ово је веома битан чинилац у циљу смањења загађивања атмосфере.

Коришћење топлотних пумпи је прихватљиво са еколошке тачке гледишта, јер има нулту емисију. Једино загађење које може бити укључено у процес коришћења топлотних пумпи, јесте оно које генерише термоелектрана која производи електричну енергију која се користи код топлотних пумпи. Ако се енергија добија из хидроелектрана или обновљивих извора енергије онда је операција таквих система потпуно еколошки чиста. Инсталирање система грејања и хлађења на основу топлотне пумпе доводи до смањења оптерећења

енергетског система, смањења потрошње фосилних горива, смањења трошкова енергије и смањења загађења животне средине. Топлотне пумпе се могу користити за грејање, или за грејање и хлађење. У оба случаја топлотни извор је у контакту са једном од битних компоненти топлотне пумпе: са испаривачем, када топлотна пумпа има функцију грејања, или у контакту са кондензатором, када се врши функција хлађења.

5.1. Принцип рада компресорских топлотних пумпи

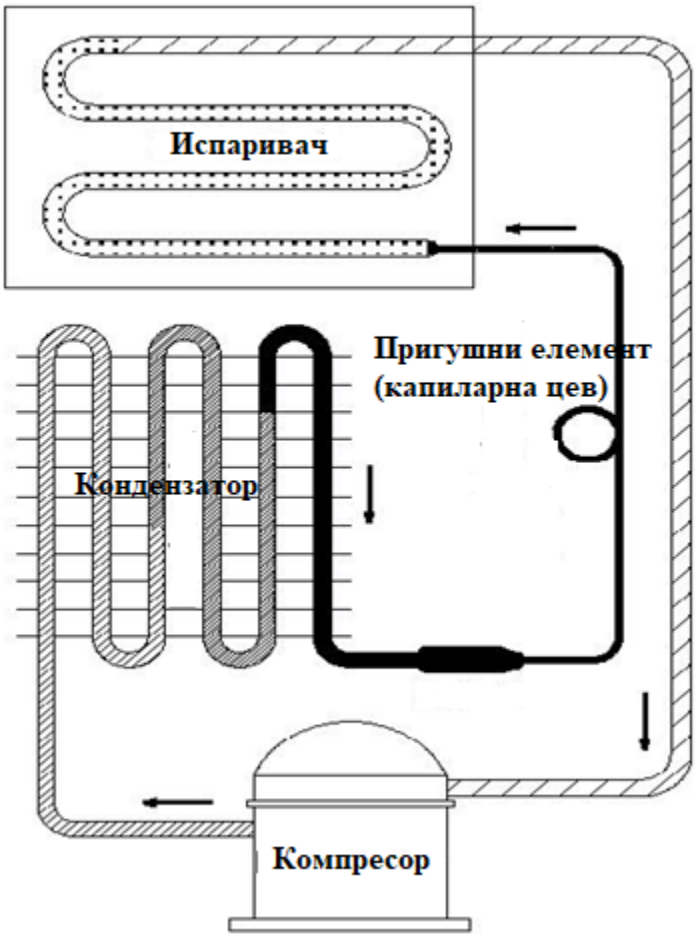
Топлотне пумпе раде по левокретном кружном циклусу. Најидеалнији левокретни циклус је Carnot-ов кружни циклус за идеални гас и представљен је на слици 16. У овим процесима је одведена количина топлоте радној материји, по апсолутној вредности, увек већа од доведене. Збир ове две количине топлоте даје увек негативну вредност, те се може закључити да је користан рад у циклусу негативан и да се он мора доводити радној материји, како би циклус уопште функционисао. На слици 16 се може уочити да се топлота одводи радној материји на вишој, а доводи на нижој температури околине.



Слика 16. *Carnot-ов левокретни циклус са идеалним гасом у T-S дијаграму [5]*

Код поменутих левокретних циклуса са идеалним гасом, радна материја се прво изентропски сабија од стања 1 до стања 2, након чега се изотермски, на температури околине, одводи топлота радној материји од стања 2 до стања 3. Затим следи промена стања од 3 до 4 у којој се изентропски обара притисак и температура радној материји. Циклус се затвара од 4 до 1 изотермским довођењем топлоте на температури топлотног извора, који у овом случају представља околину. Carnot-ов циклус има увек највећи фактор грејања и хлађења у поређењу са осталим левокретним циклусима при истим температурама понора и извора, због тога што је састављен од повратних промена стања, односно, зато што нема губитака радне способности.

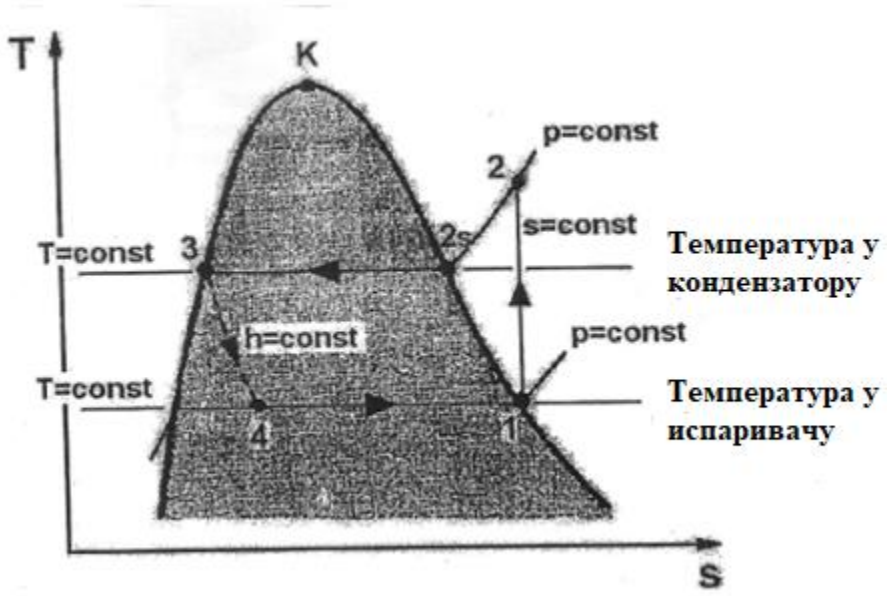
Као најпростији пример левокретног компресорског парног циклуса приказан је фрижидер (слика 17).



Слика 17. *Шема постројења компресорског парног циклуса*

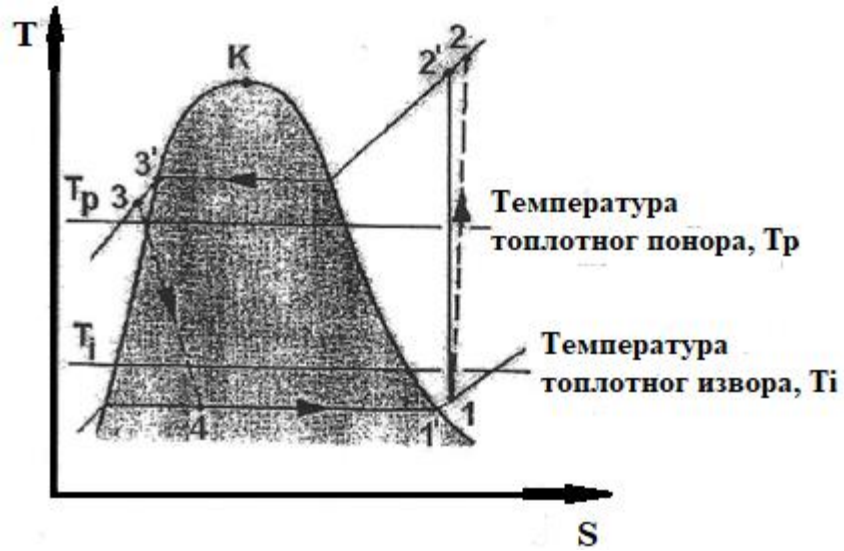
Компресор усисава сувозасићену пару радне материје стања 1 и изентропски компримује на притисак и температуру стања 2 (Слика 18). Добијена прегрејана пара има вишу температуру од топлотног понора (околине) и она као таква одлази у размењивач топлоте-кондензатор где изобарски хладећи се брзо достиже сувозасићено стање, а затим започиње процес кондензације при константном притиску и температури (одвођење топлоте). Од тог тренутка (тачка 2s) температура у кондензатору је непромењлива све док има некондензоване паре. На крају кондензатора добија се чиста кључала течност стања 3, на притиску који влада у кондензатору. Кључала течност потом експандира у пригушном вентилу до стања 4. Температура у тачки 4 је нижа од температуре околине и влажна пара узима топлоту од околине и при томе испарава на константном притиску и теператури, све до стања сувозасићене паре 1, када радна материја поново одлази на компресију.

На слици 18 приказан је идеални компресорски парни циклус.



Слика 18 *.Идеални компресорски парни циклус [6]*

Реални компресорски парни циклус (слика 19) се од идеалног разликује по неидеалној, адијабатској компресији 1-2. Реално компресор троши више рада, а компримовани радни флуид по изласку има вишу температуру.



Слика 19. *Реални компресорски парни циклус [6]*

У реалним условима уколико се радни флуид у кондензатору потпуно кондензује пре изласка из њега (довољно ниска температура топлотног понора), у задњим цевима тог размењивача топлоте се кључала течност радног флуида потхлађује (3'-3), чиме се повећава Q_d и фактор хлађења циклуса. У колико је температура топлотног извора довољно висока у задњим цевима испаривача долази до прегревања сувозасићене паре радног флуида (1'-1), што такође повећава фактор хлађења. Компресорски парни циклус се често користи у топлотним пумпама. Користећи левокретни циклус топлотна пумпа "извлачи" топлоту из средине ниже температуре (околина) и пребацује је у средину више температуре (грејана просторија на пример). У случају топлотне пумпе уместо хлађења, грејање је жељени ефекат, па уместо фактора хлађења имамо фактор грејања (1) који је једнак:

$$\varepsilon_g = \frac{|Q_0|}{L_k} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{1}$$

Компресорски тип топлотне пумпе су топлотне пумпе са највећом употребом. Код њих се користи компресор како би се расхладни флуид компримовао и тако се довођењем рада подигла његова температура и притисак. На слици 20 приказани су основни делови компресорске топлотне пумпе.

Слика 20. *Основни делови компресорске топлотне пумпе* [1]

5.2. Компресори

Компресори су машине који имају улогу компресије расхладног средства, подизања његове температуре и притиска довођењем рада. Топлотне пумпе за грејање станова користе искључиво клипне компресоре са праволинијским ходом, које покреће електромотор, у мањем обиму користе и компресоре са ротирајућим клиповима. Осим клипних компресора користе се и турбокомпресори, при чему је могуће покретање помоћу електромотора, гасног или дизел мотора.

Њухова подела према подручју примене, односно температури је на:

- Компресоре за ниске притиске испаравања (температура испаравања испод -30 °C);
- Компресоре за средње притиске испаравања (температура испаравања приближно -10 °C) и
- Компресоре за високе притиске испаравања (температура испаравања већа од 0 °C).

Компресори се према притиску деле на:

- Вакумске сисаљке;
- Компресоре ниског притиска (до 10 bar);
- Компресоре средњег притиска (до 100 bar);
- Компресоре високог притиска (до 500 bar) и
- Суперкомпресоре (до 3000 bar).

Компресори који су посебно конструисани или прилагођени за топлотне пумпе, имају данас знатно боља конструкциона решења од оних урађених за потребе хлађења или

климатизације. Тако је у последње време знатно побољшан рад вентила, смањени су губици у штетном простору, повећана аеродинамичност усисних и потисних канала, чиме су смањени падови притиска. Уља за подмазивање, као и конструкциони материјали, издржавају знатно више радне температуре. Сва ова побољшања су допринела да се механички, електрични или запремински коефицијент компресора знатно побољша у односу на класичне компресоре. Нарочито је важан утицај штетног простора, од кога директно зависи запремински коефицијент. Тако се на пример повећањем штетног простора са 2% на 6% коефицијент грејања смањује за 20%. Међутим, у клипним компресорима штетан простор се не може потпуно елиминисати [6].

Контрола учинка није потпуно решена чак ни у великим компресорима. Вишецилиндрични компресори се регулишу искључивањем појединих цилиндара, што се постиже дизањем вентилских плоча са седишта помоћу хидраулике, или притиском гаса паре расхладног флуида. Ова врста регулације топлотних пумпи доводи до смањења коефицијента грејања чак до 20%. За регулисање учинка користе се мотори са променљивим бројем обртаја, обилазне везе и сл. Међутим, енергетски најповољнија регулација се постиже укључивањем појединих компресора са пуним оптерећењем.

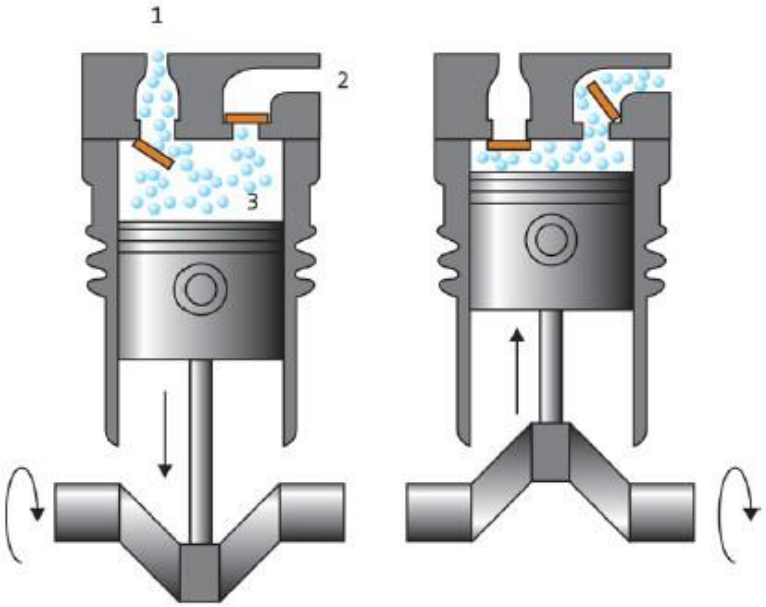
Према самом начину рада постоје следеће врсте компресора:

- клипни;
- ротациони;
- вијчани и
- центрифугални.

Свака од ових врста компресора има специфичне мане и предности, које директно зависе од радних параметара и врсте флуида.

5.2.1. Клипни компресори

У експлоатацији је највише клипних компресора, и то од најмањих, који се користе за фрижидере до највећих, у индустријским постројењима. Врло су бучни, а габарити и тежина су им у односу на топлотни учинак, велики. Међутим, и поред свих ових лоших особина, клипни компресори су, као најмасовнији, уједно и најјефтинији, лако се одржавају, а и резервни делови су им јефтинији. Ови компресори могу да обезбеде врло велики степен сабијања. По својим конструкционим карактеристикама, клипни компресори се деле на отворене, полухерметичке и херметичке компресоре. Отворени клипни компресори су најстарије конструкционо решење компресора уопште. Погонски мотор се везује за компресор директно преко спојнице, или индиректно преко преносника. При индиректној вези, механички коефицијент је мањи, што умањује и укупни степен искоришћења погонског мотора. Отворени компресори, иако једноставни за одржавање, имају доста недостатака, нарочито када се користе у системима са топлотном пумпом. На слици 21 приказан је клипни компресор.



Слика 21. *Клипни компресор [7]*

5.2.2. Ротациони компресори

Ротациони компресори су новијег датума. Они се састоје од клипа који се обрће око ексцентричног вратила, истовремено се котрљајући по зиду цилиндра. Немају усисни вентил, па практично немају штетан простор, ни запремински губитак због штетног простора. При малим разликама притисака кондензације и испаравања, ови компресори имају добре коефицијенте испоруке. Међутим, при већим разликама усисног и потисног притиска, запремински губици постају већи, као последица протицања паре расхладног флуида из простора са вишим притиском у простор са нижим притиском. Ови губици се могу смањити повећавањем броја обртаја клипа, као и интензивнијим подмазивањем клипа и цилиндра. Тај тип компресора користи расхладне флуиде који се слабо растварају у уљима за подмазивање.

За веће снаге топлотних пумпи уграђује се већи број мањих ротационих компресора. Њихове основне предности у односу на клипне компресоре су следеће:

- У ротационом компресору нема штетне размене између хладне паре расхладног фиуида и зида топлог цилиндра.
- Попречни пресек улаза у цилиндар нема утицаја на штетан простор.
- Због карактеристичног облика компресионе коморе, потисни вентили раде много мирније. Век трајања као и искоришћење су им много дужи од класичних клипних компресора.
- Релативно мали број обртних делова.
- При стартовању се не појављује пена уља. Потисна комора не дозвољава да уље одлази у инсталацију, односно служи као сепаратор уља.
- Није потребан усисни вентил.

5.2.3. Вијчани компресори

Вијчани компресори се могу сврстати у ротационе компресоре, због ротора који обликом подсећа на вијке. Као и у ротационим, тако и у вијчаним компресорима нема штетног простора, па ни запреминских губитака због штетног простора. Запремински губици настају од претакања паре из простора са вишим, у простор са нижим притиском, кроз зазоре између ротора. У вијчаним компресорима уље се убризгава у његов радни простор, због чега се непосредно иза њега постављају одвајачи уља. Велика количина уља која се убацује у току рада знатно смањује губитке услед протицања, па се зато могу правити ротори и статори са већим зазорима, што појефтињује њихову израду. Вијчани компресори нису осетљиви на „течни удар", односно при појави течности у компресору, конструкционо решење са зазорима омогућује рад без кварова. Вијчани компресори се производе као отворени и полухерметички. Полухерметички се користе најчешће са фреоном као расхладним флуидом.

5.2.4. Центрифугални компресори

Пораст притиска у центрифугалним компресорима не врши се потискивањем, већ убрзањем у ротору. При томе су радне карактеристике сасвим другачије од оних код клипних компресора, тј. компресора код којих се пораст притиска остварује потискивањем. Жељени однос притисака постиже се димензијом и брзином ротора. Однос потисног и усисног притиска у климатизацији обезбеђује се једностепеним центрифугалним компресором. За примену у топлотној пумпи, где је потребан већи однос притисака, предвиђени су вишестепени центрифугални компресори. Често покретање компресора није пожељно због већег хабања за време кретања и заустављања, као и због погонског мотора. Због тога центрифугални компресори захтевају контролу капацитета до минималног оптерећења.

5.3. Експанзиони вентили

Термоекспанзиони вентил (слика 22) је регулатор протока расхладног средства кроз систем. Налази се између кондензатора и испаривача. У њега улази расхладно средство из кондензатора на вишем притиску и већој температури. Када гас изађе из вентила у цев већег попречног пресека, добијамо нижи притисак расхладног средства.

Експанзионим вентилом може се регулисати рад компресора регулишући површину попречног пресека код протока. Његову отвореност, односно затвореност, регулише сонда која се налази прислоњена на усисну цев кроз коју расхладно средство након предавања топлоте улази у компресор. Унутар сонде се налази средство (обично течност са високим коефицијентом термичког растезања) који се шири повећањем температуре расхладног средства, па се тиме смањује проток и добија нижа температура расхладног средства.

У случају када је расхладни флуид на нижој температури, вентил се отвара и добија се нешто виша температура расхладног средства. Регулацијом отворености вентила добија се оптималан рад компресора и оптимална температура расхладног средства када је искоришћеност најповољнија. Мањи системи не користе термоекспанзионе вентиле већ

цеви мањег пречника (капиларе), од цеви унутар система кроз које путује расхладно средство. Капиларе делују на истом принципу, само је код њих површина попречног пресека протока гаса константна [1].

Слика 22. *Експанзиони вентил [8].*

5.4. Испаривачи

Испаривач је део топлотне пумпе у коме расхладни флуид испарава захваљујући топлоти одузетој од топлотног извора. Ова топлота одређена је топлотом испаравања. У зависности од конструкције испаривача, испаравање расхладног флуида може бити око цеви у великој запремини, или у цевима. Познавање тог механизма посебно је важно при оптимизацији величине испаривача у односу на топлотни извор, када се конструкција испаривача не може посматрати одвојено од топлотног извора.

Испаривачи се деле према врсти, односно према агрегатном стању топлотног извора на: испариваче за одузимање топлоте од ваздуха или других гасова и испариваче за течност. Испаривачи у којима расхладни флуид потпуно испарава у запремини, називају се „сувим испаривачима", а они у којима течност расхладног флуида не испари потпуно називају се „преплављени испаривачи".

5.5. Кондензатори

Код топлотних пумпи кондензатор своју топлоту предаје води која се при томе загрева и помоћу водене пумпе циркулише кроз размењивач топлоте у простору који грејемо. Код хлађења он има обрнуту улогу где он одводи топлоту.

Кондензатор је размењивач топлоте конструисан као систем цеви у завојници у коме се пара расхладног флуида кондензује и предаје топлоту топлотном понору.

Количина топлоте која се у кондензатору преда радном флуиду топлотног понора састоји се из три дела: топлоте хлађења паре од притиска сабијања до притиска кондензације, топлоте кондензације и топлоте потхлађивања течности. Сва три дела топлотне енергије се предају, најчешће, у једном размењивачу топлоте - кондензатору. У топлотним пумпама, за разлику од расхладних уређаја, кондензатор је изолован, јер је основни циљ примене дати што више топлотне енергије радном флуиду топлотног понора, без већих губитака. Осим тога, цевовод између компресора и кондензатора је изолован и испариваче и кондензаторе можемо поделити према врсти радне материје топлотног понора. У инсталацијама за грејање радне материје најчешће се налазе вода и ваздух, а у индустрији и привреди уопште, поред воде и ваздуха, имамо разне растворе и гасове.

Међутим, кондензаторе у основи можемо поделити на оне за грејање воде и оне за грејање ваздуха. Кондензатори за грејање воде су по конструкцији врло слични добошастим испаривачима „преплављеног" типа, у којима се расхладни флуид налази у простору добоша око цеви, кроз које протиче вода односно радна материја топлотног понора. Ради повећања ефикасности размене топлоте, цеви ових кондензатора се оребрују са стране расхладног флуида, чиме се смањују њихова тежина и димензије [5].

За прецизан прорачун средње логаритамске температурске разлике треба узети у обзир све три зоне. Овакав начин прорачуна треба узети у обзир уколико су тачно дефинисани услови струјања. За прорачун прегрејача користе се изрази за једнофазно струјање течности и гаса.

5.6. Расхладни флуиди

Расхладни циклус и топлотна пумпа се не могу посматрати одвојено. Избор расхладног флуда зависи од карактеристика компресора. Они представљају основу за избор одређених компонената топлотне пумпе. Податак да расхладни флуид у одређеним условима захтева високе радне притиске, подразумева веће учешће материјала у изради елемената топлотне пумпе.

Као расхладни флуид морају се користити искључиво гасови са својствима да на одређеној температури, зависно од притиска, могу бити у свим агрегатним стањима. Расхладно средство не сме реаговати нити са једним саставом унутар система и густина му треба бити што већа. Могу бити херметички затворени унутар система, најчешће у нерђајућим бакарним цевима. Мора бити неексплозиван, како у случају цурења не би дошло

до експлозије. Расхладно средство не сме бити токсично и по могућству што мање штетно за околину. У табели 9 дате су карактеристике појединих расхладних течности.

Табела 9. Карактеристике расхладних средстава на температури испаравања од 0 ºC и температури кондензације од 50 ºC [5]

Ознака			R12	R22	R502
Притисак испаравања	P_0	bar	3,09	4,98	5,73
Притисак кондензације	P_c	bar	12,24	19,33	21,01
Однос притисака	P_c/P_0	-	3,96	3,88	3,67
Запремински грејни капацитет	q_{cv}	kWh/m^3	0,64	1,04	1,02
Изентропска крајња температура компресије	t_2	ºC	57	73	57
При хлађењу усисним гасом		ºC	71	90	69
Теоријски коеф. грејања	ε_{th}	-	5,2	5,2	4,8
Стварни коеф. грејања	ε_w	-	3,5	3,5	3,1

Податак да расхладни флуид у одређеним условима захтева високе радне притиске, подразумева веће учешће материјала у изради елемената топлотне пумпе. Веће вредности специфичне топлоте грејања по јединици запремине паре значе мање радне запремине компресора и мање димензије цевовода за одређени грејни капацитет. Оптимизовање ових и других параметара треба да да у одређеном случају најекономичније решење. Квалитет топлотне пумпе се оцењује и величином коефицијента грејања.

Особине расхладног флуида у великој мери утичу на коефицијент грејања. Теоријски коефицијент је већи уколико је разлика између температуре испаравања и кондензације мања. На коефицијент грејања утиче и степен прегревања на усису. Од расхладних флуида ван породице халогених угљоводоника треба за сада поменути само дехидриран амонијак (NH_3). Примена амонијака као расхладног фиуида R7I7 у топлотним пумпама није пожељна у објектима где бораве људи. Међутим, овај флуид се врло често употребљава у индустријским објектима. Његове особине су врло сличне онима које има расхладни флуид R22. У врло великим постројењима, где је велико учешће расхладног флуида, још увек је незаменљив, јер му је цена нижа од цене R22. Постоји тенденција замене овог флуида у новим инсталацијама другим, по особинама сличним, расхладним фиуидима [5].

5.7. Подела топлотних пумпи

За рад топлотне пумпе, као топлотни извор, може се користити топлота земље, воде и околног ваздуха. Најприкладнији извор топлоте се бира на основу услова у којима се налази локалитет, јер што је одабир извора прикладнији, компресор ће се мање погонити, па ће самим тим и степен искоришћења бити већи.

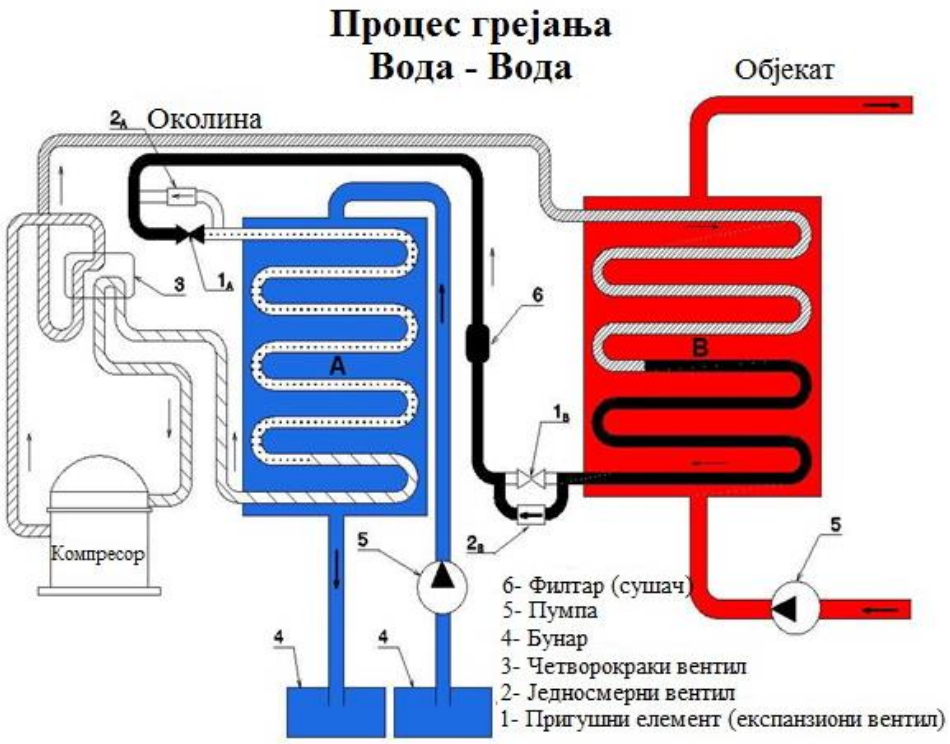
5.7.1. Топлотне пумпе вода-вода

Топлотне пумпе вода-вода црпе топлотну енергију из подземних вода, површинске воде (веће реке, природна или вештачка језера) или морску воду, а такође и топлу отпадну воду из разних процеса при чему се у зависности од капацитета треба обезбедити одговарајући проток воде кроз њих.

У зависности од температуре воде у грејном систему, може се приближно рећи да са 1 kW електричне енергије у систем грејања убацује 4-6 kW топлотне енергије. [8]

Главне предности ових система се огледају у минималним температурним осцилацијама у току године, као и у могућношћу коришћења како за грејање тако и за хлађење објеката, али и за припрему топле санитарне воде, високи учинак топлотне пумпе, мањи потребан простор него код пумпи земља вода. Недостаци су повећани издаци за одржавање због отвореног система потребна је анализа воде.Системи типа вода-вода имају веома висок коефицијент енергетске ефикасности због констатности температуре подземних вода. Како су измењивачи топлоте углавном од прохрома, ови системи су погодни за готово све типове подземних вода.

У процесу грејања (слика 23) компресор сабија пару расхладног флуида из измењивача А, који у процесу грејања представља испаривач, и преко четворокраког вентила (3) се усмерава ка измењивачу В, то јест ка кондензатору. У кондензатору је расхладни флуид у течном стању под високим притиском и температуром. Тако загрејан предаје топлоту секундарном флуиду (води) којим се врши загревање објеката. На излазу из кондензатора расхладни флуид се креће линијом мањег отпора кроз једносмерни вентил (2В), заобилазећи притом експанзиони вентил (1В). Радни флуид затим пролази кроз филтар (6) где се врши одвајање евентуалне влаге и механичких нечистоћа из система. Због немогућности пролаза кроз једносмерни вентил (2А), расхладни флуид је приморан да прође кроз експанзиони вентил (1А). Експанзиони вентил пригушује проток расхладног флуида смањујући проточну површину и на тај начин обара притисак на његовом излазу. Тада, на ниском притиску, настаје кључање (експанзија) и испаравање расхладног флуида. При константној запремини ће, падом притиска доћи до пада температуре. Тако снижене температуре, расхладни флуид улази у измењивач А (испаривач) где му се доводи топлота помоћу пумпе (5) водом из бунара (4). Загрејану пару усисава компресор и поново је сабија при чему се процес понавља.



Слика 23. *Процес грејања у топлотним пумпама типа вода-вода, са одговарајућим ознакама*

У процесу хлађења (Слика 24) пара расхладног флуида се из измењивача B сабија помоћу компресора и одводи преко четворокраког вентила (3) у измењивач A. Измењивач A сада има улогу кондензатора, за разлику од процеса грејања, где је имао улогу испаривача. Заргејаном и под притиском, расхладном флуиду се пумпом (5) доводи вода из бунара (4), која је сада ниже температуре од температуре кондензатора. На овај начин се врши одвођење топлоте са кондензатора. Расхлађен флуид сада пролази кроз једносмерни вентил (2A), заобилазећи експанзиони вентил (1A). Након овога флуид пролази кроз сушач (6) где се врши његово пречишћавање. Пошто је једносмерни вентил (2B) пропустљив само за супротан смер, расхладни флуид пролази кроз експанзиони вентил (1B). Падом притиска на експанзионом вентилу долази до кључања расхладног флуида и до смањења његове температуре. Ниска температура расхладног флуида се у измењивачу топлоте B (испаривачу) предаје секундарном флуиду (антифризу) помоћу кога се врши хлађење објекта. Хладну пару расхладног флуида усисава компресор и поново сабија у кондензатору, након чега се циклус понавља.

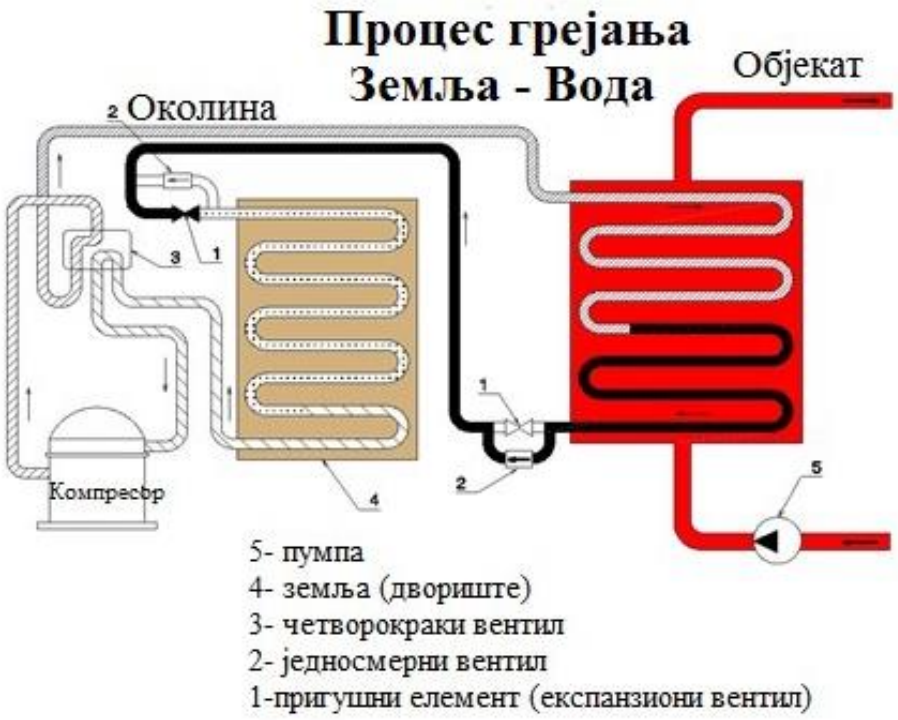
Слика 24. *Процес хлађења у топлотним пумпама типа вода-вода, са одговарајућим ознакама*

На основу описа наведених процеса, може се закључити да топлотне пумпе раде искључиво на основу разлика у температури. У топлотној пумпи радни медијум се узастопно сабија и шири, услед загревања и хлађења у процесима прелаза из гасовитог у течно стање. За функционисање топлотне пумпе неопходан је радни флуид који поменуте промене остварује у одређеним температурним распонима.

Најважнија карактеристика топлотне пумпе, која одређује економичност уређаја, је однос добијене и утрошене енергије и назива се коефицијентом карактеристике, или енергетским фактором грејања/хлађења. У страној литератури се ова карактеристика обележава са COP (coefficient of performance). У теоријском смислу, овај коефицијент не може бити мањи од јединице и да би пумпа била што ефикаснија потребно је тежити што већем енергетском коефицијенту [1].

5.7.2. Топлотне пумпе земља – вода

Како је температура земље релативно константна у току године, она представља добар толотни извор у случају топлотних пумпи. Поред наведене предности, потребно је поменути да земље има у великим количинама и да за њену употребу у ове сврхе, за сада, нису потребне дозволе. Размењивачи топлоте су цевне змије, пројектоване тако да од земље одводе топлоту, или да јој је доводе, у зависности од режима рада. Поменуте цевне змије у земљу могу бити укопане хоризонтално или вертикално. Радни флуид циркулише кроз цеви преносећи топлотну енергију до размењивача топлоте, или од њега, који може бити испаривач, или кондензатор, у зависности да ли се пумпа користи за грејање (слика 25), или за хлађење (слика 26).



Слика 25. *Процес грејања код топлотних пумпи земља-вода*

Слика 26. *Процес хлађења код топлотних пумпи земља-вода*

Сама инвестиција постављања ових система је знатно већа у поређењу са осталим топлотним пумпама, али су експлоатациони трошкови релативно нижи, што у неким случајевима даје предност топлотним пумпама земља-вода. Примена хоризонталних цевних змија захтева велике слободне површине, али се због угрожености вегетације на

њима, често прибегава употреби вертикалних цевних змија за искоришћавање топлотног потенцијала земље. Вертикални размењивачи имају оправданост када се постављају на дубинама већим од 50 m, јер температурни градијент расте са повећањем дубине.

При пројектовању је битно обратити пажњу на смањење потребне површине земље за постављање цевних змија, што једноставнију монтажу и могућност одржавања, чиме се повећава експлоатациони век [1].

Површински и подземни делови земље апсорбују топлотну енергију која највећим делом долази од сунчеве енергије која је до тла дошла зрачењем или изменом топлоте са падавинама. Земља је добар акумулациони резервоар, с обзиром да су температуре унутар земље током читаве године у распону од 7 °C до 13 °C, па та чињеница омогућава коришћење те енергије током целе године. Геолошким и термодинамичким испитивањима доказано је да се температура до око 10 m дубине тла током године мења док је на већим дубинама сразмерно стална.

Предности код коришћења овог типа пумпи су:

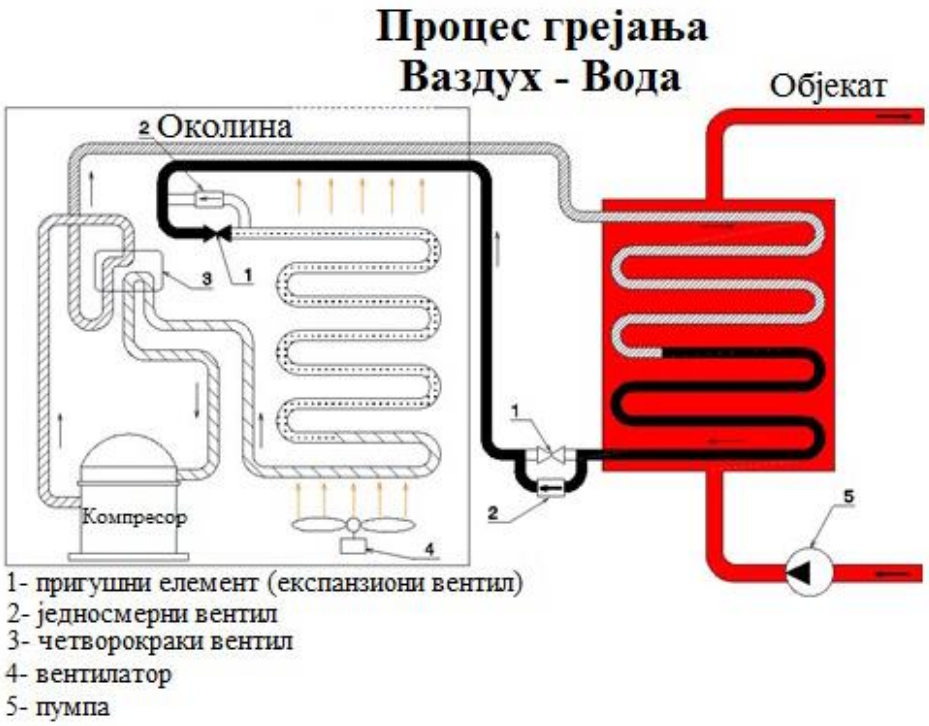
- нижи инвестициони трошкови

Недостаци код коришћења овог типа пумпи су:

- важно је прецизно полагање, а код нестручног полагања појављују се „ваздушни јастуци“
- потреба за великим површинама

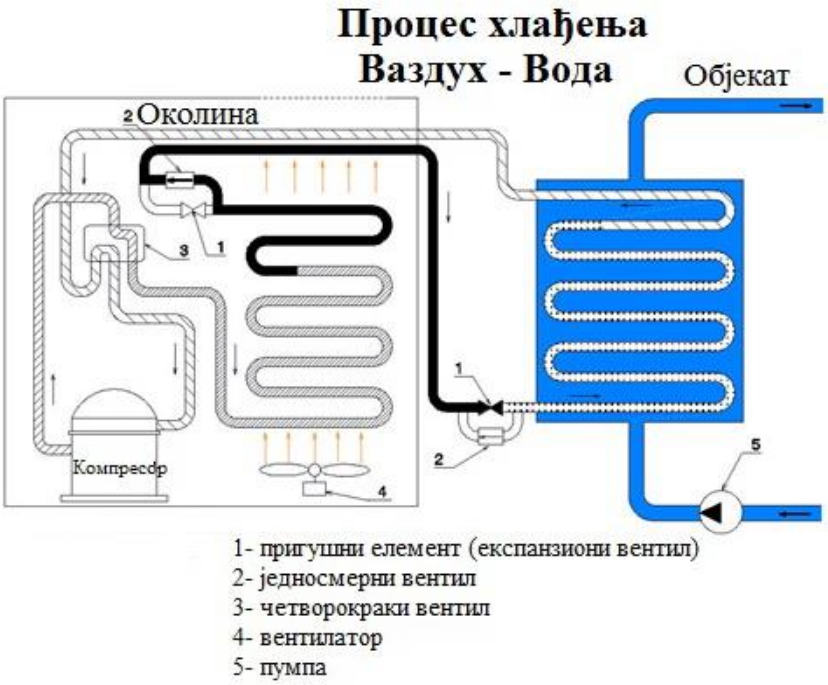
5.7.3. Топлотне пумпе ваздух – вода

Код ових пумпи, као извор топлоте користи се ваздух. Топлота се из ваздуха предаје радном медијуму, чиме се подспешује његово испаравање пре него што се преусмери у компресор. Након предаје топлоте, ваздух се враћа у спољашњу средину. Ове пумпе захтевају само једно инсталационо место за спољашњу јединицу, које не захтева посебно место за уградњу. У зимском периоду долази до значајног пада температуре, што изазива залеђивање испаривача, због чега долази до смањења размене количине топлоте, то јест, до великог пада степена искоришћења. Из овог разлога ове топлотне пумпе често имају електрични грејач, којим се одмрзава залеђени испаривач, али грејач може да служи и као извор, у случају да сама топлотна пумпа не може да задовољи потребе за топлотном енергијом. Због поменутих недостатака примена ових пумпи се предлаже само у прелазном периоду. Топлотне пумпе у којима се као топлотни извор користи ваздух се могу користити и у процесима грејања (слика 27) и у процесима хлађења (слика 28).



Слика 27. *Процес грејања код топлотних пумпи ваздух-вода*

У режиму грејања спољашњем ваздуху се у испаривачу топлотне пумпе одузима топлота, након чега се предаје простору који се греје преко кондензатора. Реверзни вентил се користи за промену смера флуида, а самим тим и за промену радног режима, те се у процесима хлађења процес одвија супротно.



Слика 28. *Процес хлађења код топлотних пумпи ваздух-вода*

Предности овог система су могућност модернизације постојећег система грејања, као и могућност постављања у случајевима када нису доступне површине за бушење сонди и бунара. Овај тип пумпи представља економски најприхватљивије решење, али како је већ поменуто, њихов степен искоришћења је знатно нижи у поређењу са осталим типовима пумпи. Капацитет ових топлотних пумпи је од 5 kW до 100 kW. Најчешће се користе за грејање пословних простора, кућа, али примену имају и у индустрјским сврхама.

5.7.4. Топлотне пумпе ваздух – ваздух

Топлотне пумпе ваздух - ваздух, су уређаји код којих је извор топлоте ваздух, а носилац топлоте у кругу грејања исто ваздух.

Током досадашњег развоја топлотне пумпе, највећи број произведених мањих јединица су баш пумпе које као топлотни извор користе ваздух. То су топлотне пумпе типа ваздух-ваздух, којима се, због одсуства потребе за посредником између топлотне пумпе и топлотног понора, омогућују релативно повољни коефицијенти грејања у већем делу грејне сезоне. Коефицијент грејања топлотне пумпе износи нешто испод 3. Са опадањем спољне температуре, опада и температура испаравања, па и капацитет компресора, што директно утиче на смањење топлотног учинка грејања. Тако долази до потребе за додатним грејањем, које је изражено разликом између губитака топлоте и топлотног учинка. Номинални капацитет компресора, тј. однос почетних и крајњих услова, у сразмери је 1:4, што треба имати у виду при регулисању капацитета топлотне пумпе, јер може знатно утицати на њену економичност.

У режиму хлађења, топлотна пумпа ради исто као и клима уређај. Фреон у испаривачу, смештеном у унутрашњој јединици, испарава користећи топлоту ваздуха из просторије. Након проласка кроз испаривач фреон у гасовитом стању одлази у компресор. Након тога се фреон у гасном стању уводи у кондензатор, измењивач топлоте у оквиру спољашње јединице, где се кондензује, помоћу спољашњег ваздуха.

Предности код коришћења ових система су:

- Могућност модернизације већ постојећег система грејања
- Лака инсталација

Недостаци код коришћења ових система су:

- Бука и вибрација
- Неповољно са гледишта енергије и економичности.

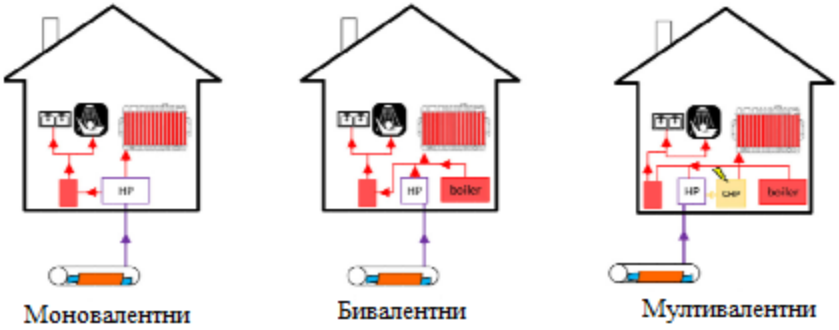
6. Топлотне пумпе које користе канализационе воде

Градске отпадне воде и воде из индустрије, коришћене од стране топлотне пумпе вода - вода привукле су пажњу у последњих пар година. Овај тип топлотне пумпе има превасходну улогу да смањи потрошњу енергије у зградама и да обезбеди нов извор енергије, користећи отпадну воду као топлотни извор или топлотни понор, будући да грејање и хлађење простора и потрошња топле воде представљају највећи удео у потрошњи енергије у стамбеним зградама. Отпадне воде у градским канализацијама и зградама задржавају значајан део своје енергије. Швајцарска истраживања навела су да је преко канализационог система изгубљено више од 15% топлотне енергије која се испоручује зградама. Да би се повратила ова енергија, различити типови измењивача топлоте могу се развијати према подручју коришћења као што је канализација из домаћинстава, филтрирана канализација итд. Последњих година, све већи број истраживања се спроводи за поновно коришћење топлоте помоћу размењивача топлоте за отпадне воде.

Отпадне воде су сигурни и локални доступни извор енергије. Такође су и добри понори топлоте, јер је ниво температуре у отпадној води приближно 9 – 14 ˚C у зимском периоду, а 28 – 29 ˚C у летњем периоду. Температуре отпадних вода са три различите локације показују да се разлика у температури између две тачке мења од 0,1 до 4 K по km дужине канализационог канала. Ако је потребан капацитет хлађења током лета, нарочито у земљама са високим спољашњим температурама, отпадна вода се може користити као хладњак са измењивачем топлоте у комбинацији са топлотном пумпом. Друга примена отпадне воде је за предгревање циркулационог флуида.

Системи топлотних пумпи имају функције грејања, хлађења и припреме топле потрошне воде. Слика 29 означава класификацију система топлотних пумпи у складу са својим начинима рада. Моновалентни систем топлотних пумпи за грејање (систем топлотних пумпи без накнадног загревања) је систем у којем топлотна пумпа сама испоручује топлоту енергију.

Бивалентни систем грејања (хибридни систем грејања, систем грејања са накнадним загревањем) је систем у оквиру кога осим топлотне пумпа постоји и други извор енергије, који служи да пружи помоћ у захтевима грејања, за неуобичајено хладне дане, или када топлотна пумпа није у употреби. Израз „бивалентан’’ се користи јер се по правилу накнадно загревање заснива на другачијем снабдевању енергије, од оне која се користи за рад топлотне пумпе. Мултивалентни систем топлотних пумпи се може користити у комбинацији са системом когенерације (CHP) у већим зградама.



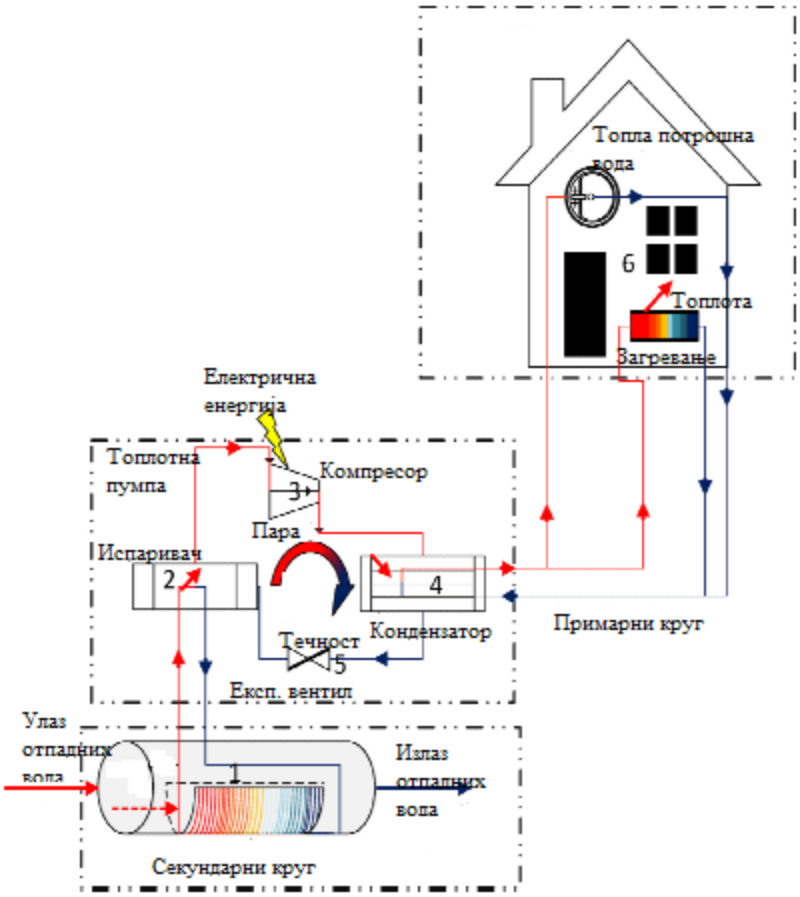
Слика 29. *Режими рада топлотне пумпе [9]*

Перформансе система топлотних пумпи чији је извор отпадна вода варира у складу са условима рада као што су температура канализације, температура чисте воде, опрема топлотне пумпе. Степен корисности (COP) код топлотне пумпе је директно повезан са температуром и ова вредност код топлотних пумпи је скоро остала константа јер варијација температуре код отпадних вода није баш велика. Вредности COP код система топлотних пумпи су у распону од 1,77 до 10,63 за зимску сезону у режиму грејања, док су у летњој сезони између 2 и 5,35 у циљу хлађења. Такође када се систем топлотне пумпе упоређује са системом грејања на бази гаса, систем топлотне пумпе чији је извор отпадна вода је знатно економичнији и директно смањује потрошњу гаса за грејање и снабдевање топлом водом [9].

Индустријска отпадна вода има температурни опсег од 30 до 40 ˚C, а вредност COP код система топлотне пумпе у овом случају је најмање 7 - 8. Међутим ови системи могу садржати високо корозивне компоненте и захтевају посебно руковање, док количина протока није велика у поређењу са урбаном канализацијом [9].

Економска одрживост поменутог система топлотне пумпе зависиће од цене постојећих традиционалних извора енергије, величине система топлотне пумпе (потребне грејне снаге) и топлоте која се добија од канализације у односу на дужину цевовода.

Слика 30 приказује коришћење размењивача топлоте и топлотне пумпе у систему, чији је извор отпадна вода.



Слика 30. *Коришћење топлотне пумпе и размењивача топлоте у систему где је извор топлоте отпадна вода [9]*

Основна операција се може резимирати на следећи начин:

I. Топлотни размењивачи врше повраћај отпадне топлоте из отпадних вода и преносе је до средњег циркулационог размењивачког медијума (секундарно кружење, вода, или вода - гликол мешавина). У овом делу отпадна вода се расхлађује помоћу преноса сопствене на медијум размењивача топлоте (1).

II. Медијум размењивача топлоте преноси сопствену топлоту на радни медијум топлотне пумпе (расхладно средство са ниском температуром кључања) у испаривачу (2). Помоћу компресора (3), пара се компресује и управљање компресором је екстерно. Остале јединице топлотне пумпе са мањим захтевима за напајање су циркулационе пумпе и грејачи за уље.

III. У кондензатору (4), загрејана пара (у овом циклусу радни флуид је у форми гаса) преноси топлоту радном медијуму у оквиру који топлоту предаје крајњем кориснику.

IV. У експанзионом вентилу (5) топлотне пумпе, притисак расхладног средства се смањује, а циклус се враћа на тачку (2).

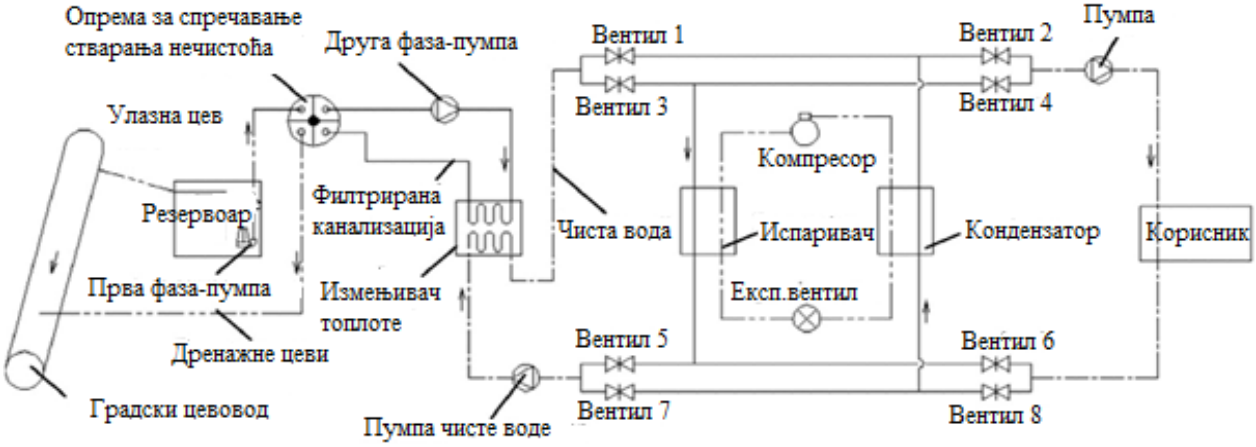
V. После предаје топлоте кориснику радни медијум се враћа у кондензатор, а циклус се враћа на тачку (4). У овом систему, са засебним струјним колом, могућ је и довод топле воде за домаћинство. У летњем периоду топлотне пумпе могу радити у супротном режиму како би се хладио простор за боравак људи [9].

Ефикасно коришћење енергетског садржаја отпадне воде зависи од одговарајућег дизајна и / или одабира размењивача топлоте за отпадне воде за систем топлотне пумпе.

6.1. Нетретирана отпадна вода

Нетретирана вода из градске канализационе мреже, без било каквих физичких и хемијских третмана, представља обећавајући извор топлоте јер је њена температура врло погодна за систем топлотне пумпе током зиме и лета и њена брзина протока је стабилна током целе године. Непречишћена канализација као извор енергије код топлотне пумпе има супериорни коефицијент перформанси у системима за грејање / хлађење.

Систем топлотне пумпе који користи нетретирану отпадну воду је приказан на слици 31. Овај систем се састоји од три циркулациона круга: први циркулациони круг - круг за довод отпадних вода; други циркулациони круг – круг који повезује канализациони размењивач топлоте и испаривачки део топлотне пумпе и трећи циркулациони круг - круг који повезује кондензаторски део топлотне пумпе са корисником. Главни делови система укључују систем за спречавање стварања биофилма на површини размењивача топлоте, канализациони размењивач топлоте, топлотну пумпу и друге повезане елементе, као што су пумпе и вентили. Непречишћена отпадна вода у градским канализационим цевоводима може слободно да се креће у резервоаре отпадних вода кроз усисну цев под дејством гравитације. Главна функција резервоара отпадних вода је довољан проток отпадних вода у првој фази у трајању од око 2 h. Канализација која се налази у резервоарима отпадних вода прелази у систему за заустављање и аутоматско спречавање стварања биофилма помоћу пумпе за отпадну воду,



Слика 31. *Шема протока код УССХП система[10]*

где су суспендоване чврсте супстанце уклоњене из отпадне воде и транспортоване до градске канализације користећи филтрирану отпадну воду која потиче из канализационог размењивача топлоте. Филтрирана отпадна вода се транспортује у размењивач топлоте. У канализационом размењивачу топлоте, отпадна вода предаје топлоту води другог циркулационог круга која се усмерава ка испаривачу топлотне пумпе. Када систем ради у режиму грејања, вентили 2, 3, 5 и 8 су отворени, а вентили 1, 4, 6 и 7 су затворени, као што је приказано на слици 1. Положај вентила је обрнут када систем ради у режиму хлађења [10].

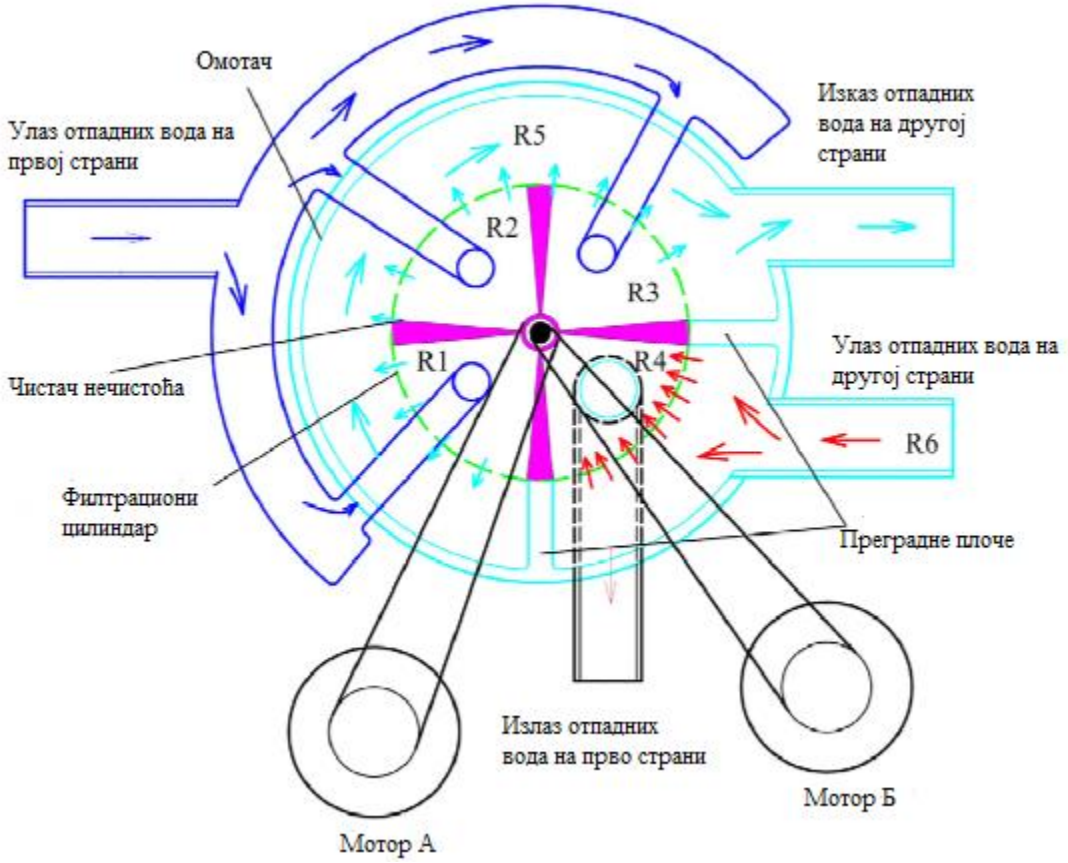
6.2. Опрема за аутоматско спречавање стварања биофилма

Да би се одржао континуирани рад система, употреба конвенционалних метода за уклањање суспендованих чврстих честица из канализације, као што су методе филтрирања и гравитације, не могу се применити. Велике количине суспендованих чврстих материја које су одвојене од необрађене канализације могу заузимати већи простор у складишту уколико се брзо не уклањају. Резултати испитивања из стварне инжењерске праксе указују на то да је концентрација суспендованих чврстих материја у канализацији приближно 2,65 kg/m^3, концентрација суспендованих честица, чији пречник прелази 4 mm, износи приближно 1,13 kg/m^3 [10].

Суспендоване чврсте честице одвојене од канализације морају се брзо очистити са локације у систему топлотне пумпе који користи нетретирану отпадну воду. Проблем ће бити ефикасно решен коришћењем опреме за аутоматско спречавање стварања биофилма, која ће аутоматски одвојити и очистити суспендоване чврсте материје из канализације [10].

Опрема за аутоматско спречавање стварања биофилма, која је приказана на слици 32, састоји се од спољног омотача, филтрационог цилиндра, унутрашњег чистача нежељених компоненти. Унутрашњост је подељена у шест дивизија од стране чистача нечистоћа, цилиндричног филтра и преградних плоча. R1, R2, R3 и R5 чине област за пречишћавање отпадних вода. R4 и R6 представљају област повратка отпадних вода. У области за снабдевање отпадних вода, непречишћена отпадна вода је транспортована до R1, R2 и R3 кроз улаз на првој страни и филтрира се мрежом цилиндричног филтра. Филтрирана отпадна вода се складишти у R5 и транспортује се до канализационог измењивача топлоте кроз излаз на другој страни. Суспендоване чврсте честице у отпадним водама унутар филтрационог цилиндра са мрежицом од 3 mm, имају потенцијал да се задрже на мрежици филтрационог цилиндра. Дакле, суспендоване чврсте честице пречника већег од 4 mm могу се потпуно уклонити из канализације. Према великом броју инжењерских пракси, чврсте честице са пречником не већим од 4 mm не могу изазвати блокаду измењивача топлоте, већ повећавају оптерећење опреме за филтрирање, тако да се пречник у систему са аутоматским спречавањем стварања биофилма обично пројектује на 3 mm. Да би се добила регенерисана цилиндрична површина, цилиндар филтрације се континуирано окреће помоћу електромотора Б. Брзина ротације филтрационог цилиндра може се подесити према концентрацији суспендованих честица у канализацији. У регији повратка отпадне воде, отпадна вода из канализационог измењивача топлоте се транспортује до R6, тј. спољне стране цилиндра филтрације, кроз улаз отпадних вода на другој страни и улази у R4 кроз мрежице филтрационог цилиндра. Слика 32 приказује да је површина филтрационог

цилиндра у снабдевајућој области за пречишћавање отпадних вода 3 пута већа од површине подручја повратка отпадних вода, што указује на то да отпадне воде имају већу брзину протока кроз мрежице филтрационог цилиндра. Дакле, површина филтрације може се ефикасно очистити и континуирано регенерисати помоћу опреме за аутоматско спечавање стварања биофилма.

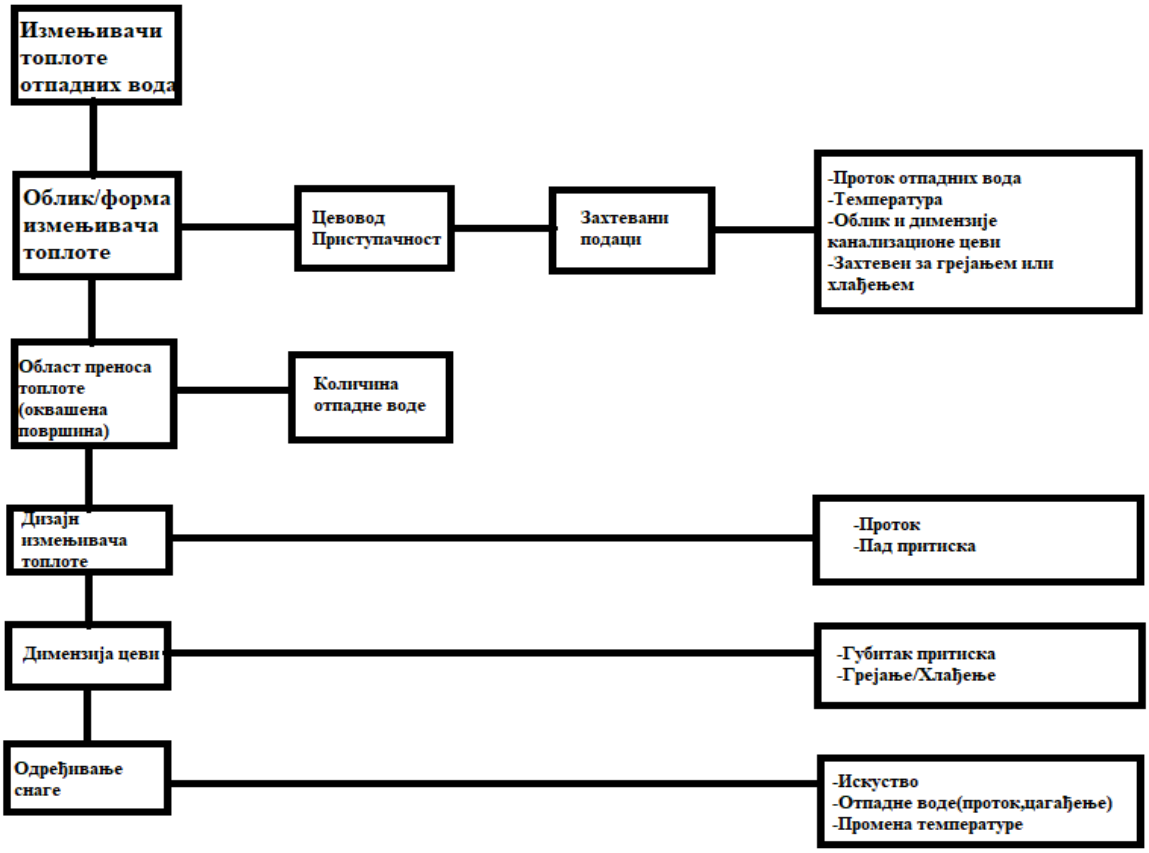


Слика 32. *Опрема за аутоматско спречавање стварање биофилма [10]*

Суспендоване чврсте материје које су ускладиштене у R1, R2 и R3 подручијима за пречишћавање отпадних вода се транспортују до R4 помоћу чистача нечистоћа који се окреће помоћу електричног мотора А. Поред тога, чистачи за уклањање нежељених компоненти могу смањити нечистоће које се заглављују унутар цилиндричног филтра, као што су папир и коса. Сигнали за почетак и престанак рада електромотора А за ротацију чистача се одређују разликом између пројектне вредности и стварне вриједности брзине отпадних вода. На основу примене опреме за аутоматско спречавање стварања биофилма може се одржавати континуирани рад система. Са једне стране, опрема са аутоматским спречавањем стварања биофилма може превазићи проблем да суспендоване чврсте материје из канализације блокирају филтрацијске рупе. С друге стране, филтер може бити пречишћен отпадном водом која потиче из канализационог топлотног размењивача [10].

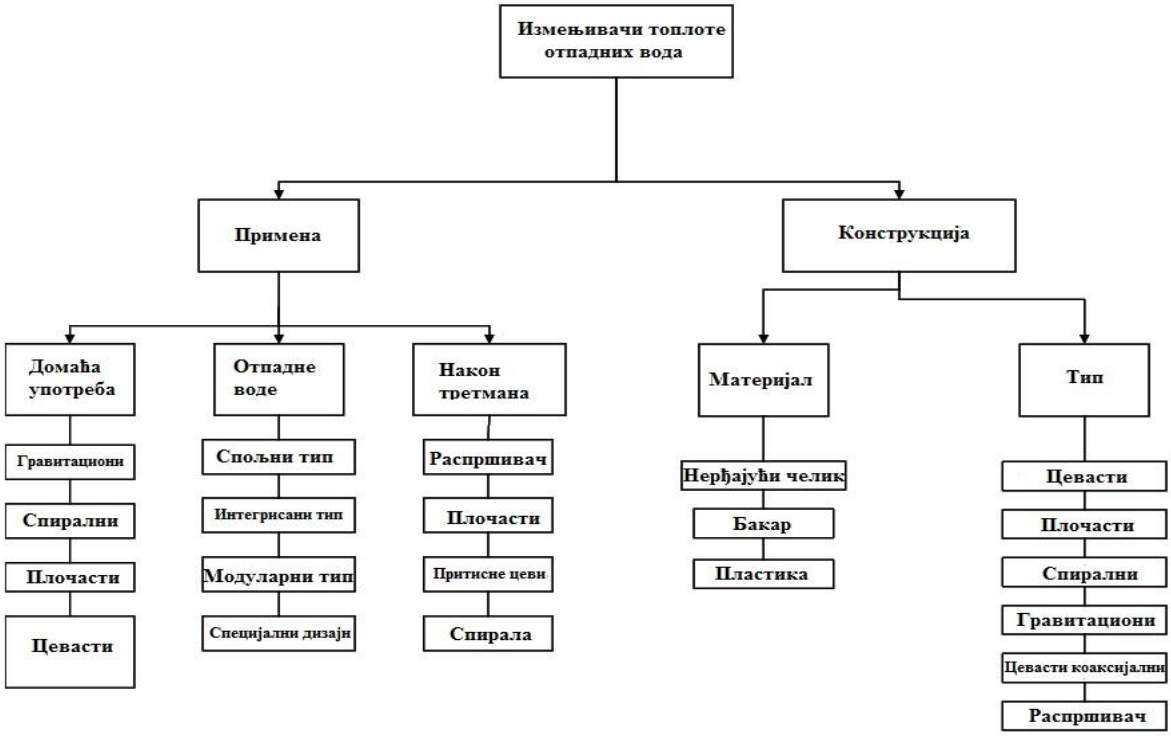
7. Размењивачи топлоте

Важно питање приликом пројектовања размењивача топлоте је такво да се пронађе оптималан дизајн који би ефикасно олакшао размену топлоте између две течности. Потребни кораци и захтеви за правилно пројектовање размењивача топлоте за рекуперацију топлоте отпадних вода су наведени на слици 33.



Слика 33. *Потребни кораци и захтеви за правилано пројектовање размењивача топлоте*

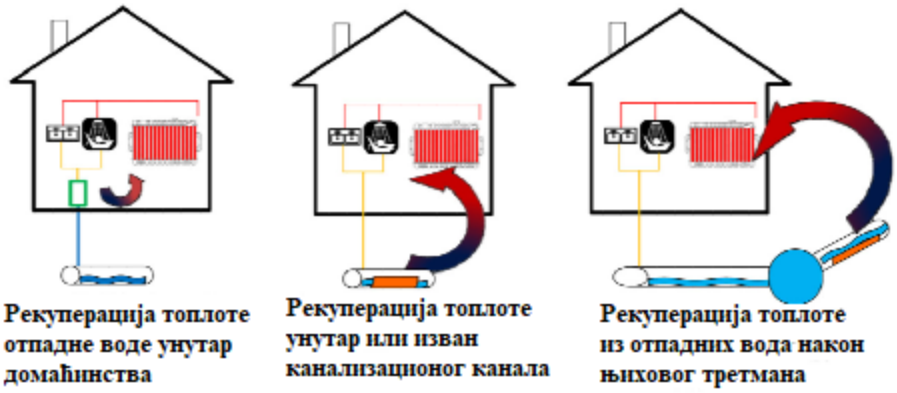
Класификација размењивача топлоте према њиховој примени и конструкцији дата је на слици 34.



Слика 34. *Класификација размењивача топлоте отпадних вода*

7.1. Примена размењивача топлоте

Размењивачи топлоте се могу користити на три различите локације за рекуперацију топлоте отпадних вода. Углавном, размењивач топлоте може бити унутар зграде како би повратио отпадну топлоту из санитарне топле воде за домаћу употребу. Размењивачи топлоте се такође могу налазити унутар или изван канализационог канала. Одвојено од ове две локације, размењивач топлоте се може поставити низводно од постројења за третман отпадних вода како би се ефикасно искористила енергија у третираној отпадној води у што већој мери. Рекуперација топлоте у постројењу за пречишћавање канализационих отпадних вода је технички олакшана, јер се енергија из пречишћене отпадне воде може ефикасно искористити. Главне локације за постављање размењивача топлоте могу се видети на слици 35.



Слика 35. *Коришћење размењивача топлоте у систему топлотних пумпи које као извор топлоте користе отпадну воду [9]*

У оквиру домаћинста користи се првенствено вода из уређаја као што су: веш машина, машина за прање посуђа, умиваоник, туш, итд. који садрже значајну количину топлотне енергије. Циљ размењивача топлоте у овом систему је да поврати топлоту, како би се превасходно загрејала свежа вода која се користи као потрошна топла вода. Размењивач топлоте се може инсталирати на дренажни систем како би се повратила топлота директно. То могу бити гравитациони или спирални размењивачи топлоте. Предности и мане примене ових размењивача су:

Предности:

- релативно висока температура воде;
- веома кратка транспортна раздаљина;
- корисници = потрошачи топлоте;
- нема јаког утицаја кишнице и
- за грејање воде у домаћинству до 100 kW.

Мане:

- Количина истицања зависи од времена (велике флуктулације);
- дисторзија изазвана материјалима унутар отпадне воде и
- децентрализовани системи са високим оперативним трошковима.

Један од најчешћих уређаја за рекуперацију топлоте из отпадне воде је систем инсталиран у градским **канализационим каналима**. Инсталација размењивача топлоте у канализацији је врло честа, јер је у канализационој мрежи континуално доступна довољна количина воде. Канализациона отпадна вода садржи релативно високу топлотну енергију у поређењу са домаћим системом. Међутим повратак већине топлотне енергије унутар канализационог канала може ометати ефикасност процеса третмана низводно у постројењу за пречишћавање канализационих отпадних вода. Стога, количину енергије која је повраћена из канализације треба пажљиво оптимизирати. Не би требало смањивати ефикасност постројења за пречишћавање отпадних вода (и самим тим не повећавати потрошњу енергије у постројењу за пречишћавање отпадних вода). Предности и мане рекуперације топлоте у оквиру канализационих канала су:

Предности:

- Велика количина отпадних вода;
- незнатно кратка транспортна линија за транспорт топлоте, пружа надзор и сигурност у раду и
- непрекидно снабдевање до 1000 kW.

Мане:

- Зависи од канализационе мреже које су праћене унутрашњим промена које утичу на третман отпадних вода.

Постројења за третман отпадних вода имају потребу за топлотном енергијом за обављање неопходних поступака обраде. Као што је поменуто већ, требало би оптимизовати повраћену топлоту из канализационих вода. Да би се избегло спречавање процеса обраде отпадних вода, размењиваче топлоте за отпадне воде би требало уграђивати на излазу из постројења за пречишћавање. Предности и мане постројења за пречишћавање отпадних вода су:

Предности:

- Нема утицаја на пречишћавање отпадних вода
- релативно велика константна брзина протока, која утиче на највеће снабдевање топлотном енергијом;
- отпадне воде су пречишћене;
- хлађење отпадне воде и
- велики потенцијал до 10 MW.

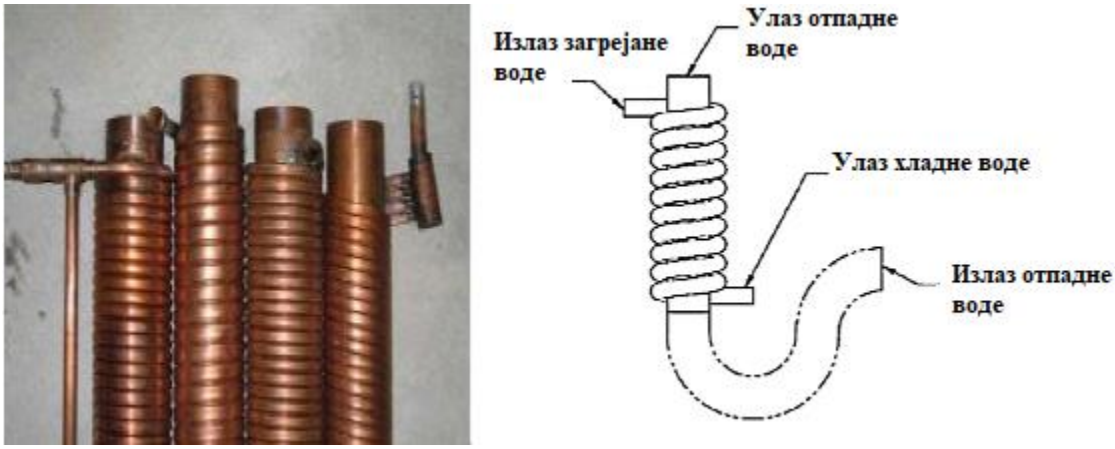
Мане:

- Обично постројења нису близу потрошача, тако да пренос топлоте зависи од локације постројења за пречишћавање отпадних вода.

Ови системи могу постићи највишу количину повраћене топлотне енергије, добијене из третиране отпадне воде. Иако је повраћена енергија већа у поређењу са оном у оквиру домаћинства или канализационим система, постоји један велики недостатак код оваквих система, а то је да су постројења за пречишћавање отпадних вода обично далеко од подручја где је потребна топлота или климатизација, а значајна количина повраћене топлоте из отпадне воде се губи током транспорта. Ако је постројење за пречишћавање близу стамбеног простора, ова метода ће бити прикладнија јер се постиже велики повраћај енергије и спречавање стварања биофилма захваљујући третираној отпадној води.

7.2. Типови размењивача топлоте

Спирални размењивачи топлоте (слика 36) су углавном примењени на дренажним системима у оквиру домаћинства који имају мање и непрекидне количине протока, па су самим тим и мањег капацитета за рекуперацију топлоте.



Слика 36. *Гравитациони размењивачи [9]*

Ако отпадна вода не укључује чврсте честице које могу блокирати канале размењивача топлоте, тада се користе **плочасти размењивачи топлоте** (слика 37). Овакве врсте размењивача се користе посебно за рекуперацију топлоте у домаћинству и након третмана отпадних вода у постројењу. Њихов капацитет и величина се могу разликовати у зависности од потребних грејних захтева и топлотног капацитета отпадне воде.

Слика 37. *Плочасти размењивачи топлоте [9]*

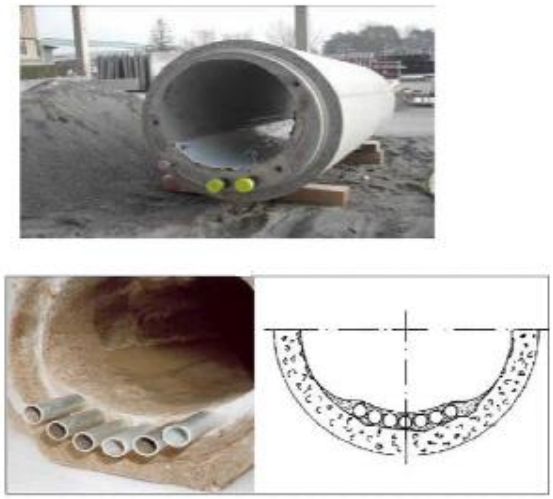
Размењивачи топлоте за високопритисне канализационе цевоводе (слика 38) се постављају око канализационих цеви, односно канала у оквиру којих струје отпадне воде високог притиска. Њихов капацитет варира у зависности од топлотних потреба. У циљу веће рекуперације топлоте отпадних вода повећава се дужина размењивача топлоте или пречник канала цеви. У зависности од димензија цеви, њихове карактеристике варирају у опсегу од 0,6 kW до 6,3 kW.

Слика 38. *Размењивачи топлоте за високопритисне канализационе цевоводе [9]*

Код **цевних размењивача топлоте** (слика 39) чиста вода пролази кроз унутрашње цеви, док пречишћена отпадна вода струји у оквиру резервоара. Овај тип размењивача топлоте се највише примењује за канализационе системе са додатним пумпама и цевоводним мрежама. Размењивач топлоте је постављен изван канализационог система како би се повратила топлота. Једна од најважнијих особина ових размењивача јесте да спречавају стварање биофилма и повећавају ефикасност преноса топлоте са отпадне воде на свежу воду.

Слика 39. *Цевни размењивач топлоте [9]*

Интегрисани размењивачи топлоте (слика 40) се углавном примењују на новоизграђеним канализационим мрежама. Цеви размењивача топлоте су интегрисане у оквиру канализационе цеви, односно канала.



Слика 40. *Интегрисани системи [9]*

Код интегрисаних размењивача топлоте пречник канал би требало да буде већи од номиналног пречника (DN 500) за нове канализационе мреже и већи од (DN 800) за већ постојеће канализационе мреже. Радни век размењивача топлоте и канала су уобичајено око 50 - 60 година. Критеријуми за употребу канал су:

- Минимална количина протока отпадних вода мора бити око 15 l/s;
- температура пречишћене отпадне воде би требала да буде око 10 - 30 ˚C;
- размак канала за зграде би требала да буде између 0 и 250 m и
- минимални захтеви за топлотно оптерећење би требало да буду око 150 kW [9].

7.3. Конструкција размењивача топлоте за отпадне воде

Размењивачи топлоте се могу конструисати за различите материјале у складу са њиховим подручјем употребе, потребним коефицијентом пролаза топлоте, економијом и подручјем инсталације. У већини примена материјали као што су: нерђајући челик, бакар и пластика користе се за конструкцију размењивача топлоте. Углавном се гравитациони, плочасти и цевни размењивачи топлоте израђују од метала. Неки од интегрисаних система размењивача топлоте се базирају на пластичним материјалима, док су неки базирани на нерђајућем челику.

Основни типови размењивача топлоте могу бити прилагођени потребама за већину процеса приликом преноса топлоте. Због масовне производње општих типова размењивача топлоте, њихови инвестициони трошкови могу бити мањи у поређењу са специјалним дизајном интегрисаних или модуларних типова размењивача топлоте. Поменути размењивачи топлоте у канализационом систему имају посебну специфичност и обично захтевају посебан дизајн за одређену примену.

Оштећење је главни проблем у раду размењивача топлоте. Микроорганизми производе омотач на спољашњој површини размењивача топлоте чиме се смањује ефекат размене топлоте за 20 – 50%. Биофилм повећава топлотну отпорност размењивача топлоте за отпадну воду и тиме смањује укупни коефицијент пролаза топлоте размењивача. За компензацију овог смањења, пренос топлоте код размењивача топлоте треба адекватно повећати. Формирање биофилма у канализацији се не може спречити и увек се јавља у одређеној мери. Формирање биофилмова и њихова дебљина на размењивачу топлоте зависи од проточне брзине и састојака канализационих отпадних вода [9].

Да би се спречило формирање биофилма на размењивачима топлоте за отпадну воду, неопходно је периодично чишћење. Системе за чишћење треба периодично активирати како би се очистила површина размењивача топлоте. Систем аутоматског чишћења захтева веће почетне капиталне трошкове, док ручни систем чишћења захтева веће оперативне трошкове.

8. Потрошња топле воде

Потрошња топле воде у дому дефинисана је за сваки сат током целе године. То нас доводи до закључка да је распоред дефинисан за укупно 8760 h. Прорачун потрошње топле санитарне воде у студентском дому добијен је на основу прикупљених података потрошње по јединицама објекта у којима се она користи. У овом случају потреба за њом се јавља у купатилима, ресторану, кухињи и вешерају. Максимални захтевани проток у купатилу је 1,44 l/s, ресторану 0,1 l/s, кухињи 0,2 l/s и вешерају 0,1 l/s [11].

Кроз следећи део текста биће приказана појединачна потрошња за сваку од наведених јединица.

Потрошња топле воде зависи од присуства људи у дому. Предавања на факултету почињу 1. октобра, а завршавају се 15. јуна, када почиње јунски испитни рок који траје све до 15. јула. Студентски дом престаје са радом 15. јула и прави паузу све до 15. августа, што значи да је у том временском периоду студентски дом потпуно празан, односно нема присуства људи. За време јунског рока студенти више не похађају предавања на факултету, али тада имају испите које спремају или полажу. Нерадани дани током целе године, када нико не борави у дому су представљени у табели 10. Максимална потрошња воде представљена је фракцијом 1, док при фракцији 0 нема потрошње.

Табела 10. *Нерадни дани у години*

Датум	Празник
01 - 05.01.	Новогодишњи празници
05 - 07.01.	Божићни празници
14 - 16.04.	Ускршњи празници
01.05.	Празник рада
15.07. – 14.08.	Летњи распуст

Купатила могу примити по 4 особе у једном тренутку. Као што је раније наведено у тексту купатила се налазе на првом и другом спрату. Оба купатила су опремљена са четири туша и четири умиваоника. Период коришћења купатила у јутарњим и вечерњим часовима је представљен у табели 11. Приликом мерења потрошње у купатилима претпостављено је да се половина студената тушира у јутрањим сатима, док се друга половина тушира у вечерњим. Такође треба рећи да сви студенти користе умиваонике два пута у јутарњим и вечерњим сатима.

Табела 11. *Распоред потрошње топле воде у купатилу*

Дан	Време потрошње топле воде		
	6:00-7:00	7:00-8:00	22:00-23:00
Пон-Чет[1]	1	0	1
Пон-Чет[2]	0	0.75	0.75
Пон, 17.04.2017.	0	0	1
Уторак, 02.05.2017.	0	0	1
Уторак, 15.08.2017.	0	0	0.75
Четвртак, 13.04.2017.	1	0	0
Петак[3]	1	0	0.5
Петак[4]	0	0.75	0.5
Петак, 14.07.2017.	0	1	0
Субота	0	0.5	0.5
Недеља[5]	0	0.5	1
Недеља[6]	0	0.5	0.75

[1] 09-12.01.; 16-19.01.; 23-26.01.; 30-02.02.; 06-09.02.; 13-16.02.; 20-23.02.; 27-02.03.; 06-09.03.; 13-16.03.; 20-23.03.; 27-30.03.; 03-06.04.; 10-13.04.; 18-20.04.; 24-27.04.; 03-04.05; 08-11.05.; 15-18.05.; 22-25.05.; 29-01.06.; 05-08.06.; 12-15.06.; 19-22.06.; 26-29.06.; 03-06.07.; 10-13.07.; 02-05.10.; 09-12.10.; 16-19.10.; 23-26.10.; 30-02.11.; 06-09.11.; 13-16.11.; 20-23.11.; 27-30.11.; 04-07.12.; 11-14.12; 18-21.12.; 25-28.12.

[2] 16-17.08.; 21-24.08.; 28-31.08.; 04-07.09.; 11-14.09.; 18-21.09.; 25-28.09.

[3] 13.01.; 20.01.; 27.01.; 03.02.; 10.02.; 17.02.; 24.02.; 03.03.; 10.03.; 17.03.; 24.03.; 31.03.; 07.04.; 21.04.; 28.04.; 05.05.; 12.05.; 19.05.; 26.05.; 02.06.; 09.06.; 16.06.; 23.06.; 30.06.; 07.07.; 06.10.; 13.10.; 20.10.; 27.10.; 03.11.; 10.11.; 17.11.; 24.11.; 01.12.; 08.12.; 15.12.; 22.12.; 29.12.

[4] 18.08.; 25.08.; 01.09.; 08.09.; 15.09.; 22.09.; 29.09.

[5] 15.01.; 22.01.; 29.01.; 05.02.; 12.02.; 19.02.; 26.02.; 05.03.; 12.03.; 19.03.; 26.03.; 02.04.; 09.04.; 23.04.; 30.04.; 07.05.; 14.05.; 21.05.; 28.05.; 04.06.; 11.06.; 18.06.; 25.06.; 02.07.; 09.07.; 01.10.; 08.10.; 15.10.; 22.10.; 29.10.; 05.11.; 12.11.; 19.11.; 26.11.; 03.12.; 10.12.; 17.12.; 24.12.

[6] 20.08.; 27.08.; 03.09.; 10.09.; 17.09.; 24.09.

Једино место на којем се јавља потрошња топле санитарне воде у **ресторану** јесу два умиваоника, које студенти користе за потребе прања руку. Треба напоменути да на потрошњу ресторана осим студената који су корисници дома (користе собе за боравак) користе и особе које нису корисници дома али су корисници услуга ресторана. Период коришћења топле воде у ресторану приказан је у табели 12.

Табела 12. *Распоред потрошње топле воде у ресторану*

Дан	Време потрошње топле воде			
	7:00-8:00	8:00-9:00	12:00-13:00	18:00-19:00
Пон-Чет[1]	1	0	1	1
Пон-Чет[2]	0	0.72	0.72	0.72
Пон, 17.04.2017.	0	0	0	1
Уторак, 02.05.2017.	0	0	0	1
Уторак, 15.08.2017.	0	0	0	0.72
Четвртак, 13.04.2017.	1	0	1	0
Петак[3]	1	0	1	0.58
Петак[4]	0	0.72	0.58	0.58
Петак, 14.07.2017.	0	1	1	0
Субота	0	0.58	0.58	0.58
Недеља[5]	0	0.58	0.58	1
Недеља[6]	0	0.58	0.58	0.72

1 09-12.01.; 16-19.01.; 23-26.01.; 30-02.02.; 06-09.02.; 13-16.02.; 20-23.02.; 27-02.03.; 06-09.03.; 13-16.03.; 20-23.03.; 27-30.03.; 03-06.04.; 10-13.04.; 18-20.04.; 24-27.04.; 03-04.05; 08-11.05.; 15-18.05.; 22-25.05.; 29-01.06.; 05-08.06.; 12-15.06.; 19-22.06.; 26-29.06.; 03-06.07.; 10-13.07.; 02-05.10.; 09-12.10.; 16-19.10.; 23-26.10.; 30-02.11.; 06-09.11.; 13-16.11.; 20-23.11.; 27-30.11.; 04-07.12.; 11-14.12; 18-21.12.; 25-28.12.

2 16-17.08.; 21-24.08.; 28-31.08.; 04-07.09.; 11-14.09.; 18-21.09.; 25-28.09.

3 13.01.; 20.01.; 27.01.; 03.02.; 10.02.; 17.02.; 24.02.; 03.03.; 10.03.; 17.03.; 24.03.; 31.03.; 07.04.; 21.04.; 28.04.; 05.05.; 12.05.; 19.05.; 26.05.; 02.06.; 09.06.; 16.06.; 23.06.; 30.06.; 07.07.; 06.10.; 13.10.; 20.10.; 27.10.; 03.11.; 10.11.; 17.11.; 24.11.; 01.12.; 08.12.; 15.12.; 22.12.; 29.12.

4 18.08.; 25.08.; 01.09.; 08.09.; 15.09.; 22.09.; 29.09.

5 15.01.; 22.01.; 29.01.; 05.02.; 12.02.; 19.02.; 26.02.; 05.03.; 12.03.; 19.03.; 26.03.; 02.04.; 09.04.; 23.04.; 30.04.; 07.05.; 14.05.; 21.05.; 28.05.; 04.06.; 11.06.; 18.06.; 25.06.; 02.07.; 09.07.; 01.10.; 08.10.; 15.10.; 22.10.; 29.10.; 05.11.; 12.11.; 19.11.; 26.11.; 03.12.; 10.12.; 17.12.; 24.12.

6 20.08.; 27.08.; 03.09.; 10.09.; 17.09.; 24.09.

Профил потрошње топле воде у **кухињи** је сложенији од предходно описаних профила (табела 13). У њој осим коришћења воде за припремање готових јела иста се користи и за прирему топлих напитка и прање посуђа. У кухињи се припремају три оброка (доручак, ручак и вечера). У зависности од тога који је оброк у приреми разликоваће се и потрошња воде за припрему тих оброка. Након завршетка сваког оброка следи прање коришћеног посуђа. За прање комплета задужене су четири машине за судове, док се прање лонаца врши у судопери.

Табела 13. *Распоред потрошње топле воде у кухињи*

Дан	Време потрошње топле воде											
	6:50-7:00	8:00-8:30	9:00-9:10	9:10-9:30	12:00-12:10	14:00-14:30	15:00-15:10	15:10-15:30	17:00-17:10	19:00-19:30	20:00-20:10	20:10-20:30
Пон-Чет[1]	0.3	0.108	0.352	0.108	1	0.108	0.352	0.108	0.5	0.108	0.352	0.108
Пон-Чет[2]	0.216	0.078	0.253	0.078	0.72	0.078	0.253	0.078	0.36	0.078	0.253	0.078
Пон, 17.04.2017.	0	0	0	0	0	0	0	0	0.5	0.108	0.352	0.108
Уторак, 02.05.2017.	0	0	0	0	0	0	0	0	0.5	0.108	0.352	0.108
Уторак, 15.08.2017.	0	0	0	0	0	0	0	0	0.36	0.078	0.253	0.078
Четвртак, 13.04.2017.	0.3	0.108	0.352	0.108	1	0.108	0.352	0.108	0	0	0	0
Петак[3]	0.3	0.108	0.352	0.108	1	0.108	0.352	0.108	0.29	0.062	0.204	0.062
Петак[4]	0.216	0.078	0.253	0.078	0.58	0.062	0.204	0.062	0.29	0.062	0.204	0.062
Петак, 14.07.2017.	0.3	0.108	0.352	0.108	1	0.108	0.352	0.108	0	0	0	0
Субота	0.174	0.062	0.204	0.062	0.58	0.062	0.204	0.062	0.29	0.062	0.204	0.062
Недеља[5]	0.174	0.062	0.204	0.062	0.58	0.062	0.204	0.062	0.5	0.108	0.352	0.108
Недеља[6]	0.174	0.062	0.204	0.062	0.58	0.062	0.204	0.062	0.36	0.078	0.253	0.078

[1] 09-12.01.; 16-19.01.; 23-26.01.; 30-02.02.; 06-09.02.; 13-16.02.; 20-23.02.; 27-02.03.; 06-09.03.; 13-16.03.; 20-23.03.; 27-30.03.; 03-06.04.; 10-13.04.; 18-20.04.; 24-27.04.; 03-04.05; 08-11.05.; 15-18.05.; 22-25.05.; 29-01.06.; 05-08.06.; 12-15.06.; 19-22.06.; 26-29.06.; 03-06.07.; 10-13.07.; 02-05.10.; 09-12.10.; 16-19.10.; 23-26.10.; 30-02.11.; 06-09.11.; 13-16.11.; 20-23.11.; 27-30.11.; 04-07.12.; 11-14.12; 18-21.12.; 25-28.12.

[2] 16-17.08.; 21-24.08.; 28-31.08.; 04-07.09.; 11-14.09.; 18-21.09.; 25-28.09.

[3] 13.01.; 20.01.; 27.01.; 03.02.; 10.02.; 17.02.; 24.02.; 03.03.; 10.03.; 17.03.; 24.03.; 31.03.; 07.04.; 21.04.; 28.04.; 05.05.; 12.05.; 19.05.; 26.05.; 02.06.; 09.06.; 16.06.; 23.06.; 30.06.; 07.07.; 06.10.; 13.10.; 20.10.; 27.10.; 03.11.; 10.11.; 17.11.; 24.11.; 01.12.; 08.12.; 15.12.; 22.12.; 29.12.

[4] 18.08.; 25.08.; 01.09.; 08.09.; 15.09.; 22.09.; 29.09.

[5] 15.01.; 22.01.; 29.01.; 05.02.; 12.02.; 19.02.; 26.02.; 05.03.; 12.03.; 19.03.; 26.03.; 02.04.; 09.04.; 23.04.; 30.04.; 07.05.; 14.05.; 21.05.; 28.05.; 04.06.; 11.06.; 18.06.; 25.06.; 02.07.; 09.07.; 01.10.; 08.10.; 15.10.; 22.10.; 29.10.; 05.11.; 12.11.; 19.11.; 26.11.; 03.12.; 10.12.; 17.12.; 24.12.

[6] 20.08.; 27.08.; 03.09.; 10.09.; 17.09.; 24.09.

Као и у свим тако и у овом студенском дому постоји **вешерај**, намењен прању одеће студената и постељине. Вешерај укључује четири веш машине од којих су две намењене прању одеће, а друге две прању постељина. Просечан број прања које обаве машине како би задовољиле потребе студенског дома је два пута дневно. Прања се врше у вечерњим часовима (табела 14).

Табела 14. *Распоред потрошње топле воде у вешерају*

Дан	Време потрошње топле воде	
	22:00-22:30	23:00-23:30
Пон-Чет[1]	1	1
Пон-Чет[2]	0.75	0.75
Пон, 17.04.2017.	1	1
Уторак, 02.05.2017.	1	1
Уторак, 15.08.2017.	0.75	0.75
Четвртак, 13.04.2017.	0	0
Петак[3]	0.5	0.5
Петак[4]	0.5	0.5
Петак, 14.07.2017.	0	0
Субота	0.5	0.5
Недеља[5]	1	1
Недеља[6]	0.75	0.75

1 09-12.01.; 16-19.01.; 23-26.01.; 30-02.02.; 06-09.02.; 13-16.02.; 20-23.02.; 27-02.03.; 06-09.03.; 13-16.03.; 20-23.03.; 27-30.03.; 03-06.04.; 10-13.04.; 18-20.04.; 24-27.04.; 03-04.05; 08-11.05.; 15-18.05.; 22-25.05.; 29-01.06.; 05-08.06.; 12-15.06.; 19-22.06.; 26-29.06.; 03-06.07.; 10-13.07.; 02-05.10.; 09-12.10.; 16-19.10.; 23-26.10.; 30-02.11.; 06-09.11.; 13-16.11.; 20-23.11.; 27-30.11.; 04-07.12.; 11-14.12; 18-21.12.; 25-28.12.

2 16-17.08.; 21-24.08.; 28-31.08.; 04-07.09.; 11-14.09.; 18-21.09.; 25-28.09.

3 13.01.; 20.01.; 27.01.; 03.02.; 10.02.; 17.02.; 24.02.; 03.03.; 10.03.; 17.03.; 24.03.; 31.03.; 07.04.; 21.04.; 28.04.; 05.05.; 12.05.; 19.05.; 26.05.; 02.06.; 09.06.; 16.06.; 23.06.; 30.06.; 07.07.; 06.10.; 13.10.; 20.10.; 27.10.; 03.11.; 10.11.; 17.11.; 24.11.; 01.12.; 08.12.; 15.12.; 22.12.; 29.12.

4 18.08.; 25.08.; 01.09.; 08.09.; 15.09.; 22.09.; 29.09.

5 15.01.; 22.01.; 29.01.; 05.02.; 12.02.; 19.02.; 26.02.; 05.03.; 12.03.; 19.03.; 26.03.; 02.04.; 09.04.; 23.04.; 30.04.; 07.05.; 14.05.; 21.05.; 28.05.; 04.06.; 11.06.; 18.06.; 25.06.; 02.07.; 09.07.; 01.10.; 08.10.; 15.10.; 22.10.; 29.10.; 05.11.; 12.11.; 19.11.; 26.11.; 03.12.; 10.12.; 17.12.; 24.12.

6 20.08.; 27.08.; 03.09.; 10.09.; 17.09.; 24.09.

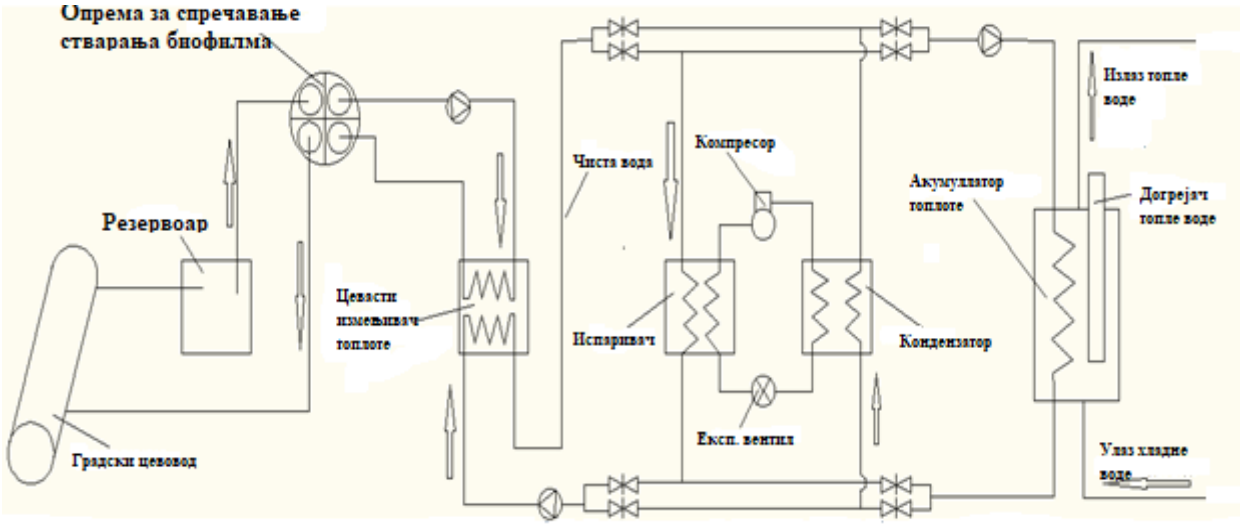
9. Опис система за загревање топле потрошне воде применом топлотне пумпе која као извор топлоте користи отпадне воде

Систем топлотне пумпе који користи топлоту нетретиране отпадне канализационе воде је приказан на слици 41. Овај систем се састоји од три циркулациона круга:

- први циркулациони круг – круг који повезује канализациону мрежу и канализациони размењивач топлоте;
- други циркулациони круг – круг који повезује канализациони размењивач топлоте и испаривачки део топлотне пумпе и
- трећи циркулациони круг – круг који повезује кондензаторски део топлотне пумпе и акумулатор топлоте.

Најважнији елементи система рекуперације топлоте укључују систем за спречавање стварања нечистоћа (поглавље 6.2.), канализациони размењивач топлоте, топлотну пумпу и друге повезане елементе, као што су циркулационе пумпе и вентили. Отпадна вода преузета из канализационе мреже се преко система за пречишћавање усмерава ка канализационом размењивачу топлоте. Након размене топлоте са водом у оквиру другог циркулационог круга, канализационе воде се враћају у мрежу. Вода другог циркулационог круга након преузимања топлоте у канализационом размењивачу се усмерава ка испаривачу топлотне пумпе. Након преузимања топлоте у оквиру кондензаторског дела топлотне пумпе, вода трећег циркулационог круга струји ка акумулатору топлоте. У самом акумулатору топлоте налази се догрејач топлоте који се по потреби активира како би одржавао захтевану температуру воде. Максимална температура воде трећег циркулационог круга износи 55 °C, док је максимална температура воде у бојлеру 60 °C. Анализирана су два типа догрејача, електрични и гасни догрејач. Усвојено је да је ефикасност оба догрејача иста. Са доње стране акумулатора топлоте се налази цев за довод хладне воде, а са горње цев којом се одводи топла вода ка корисницима (купатило, ресторан, кухиња и вешерај).

Прорачуната запремина акумулатора топлоте износи 3,2 m^3, а топлотна снага грејача 170 kW [11].



Слика 41. *Систем рекуперације топлоте отпадних вода*

На основу топлотне снаге грејача (170 kW) усвојена је топлотна пумпа чије су карактеристике дате у табели 15.

Табела 15. *Техничке карактеристике топлотне пумпе марке Viessmann [12]*

Топлотна пумпа Viessmann 353.AHT126	
Снага кондензатора [kW]	184,5
Снага компресора [kW]	33,6
Коефицијент перформансе, COP	5,5
Номинални проток воде цирк. круга 2 [m^3/h]	44,5
Номинални проток воде цирк. круга 3 [m^3/h]	32

Из једначине (2) се може израчунати снага испаривача топлотне пумпе која је једнака снази канализационог размењивача топлоте. Због променљивих вредности отпадних канализационих вода приликом прорачуна топлотне снаге размењивача усвојена је вредност за COP=3.

$$\dot{Q}_{исп} = \dot{Q}_{конд} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP}\right) = 123\,\text{kW} = \dot{Q}_{раз} \tag{2}$$

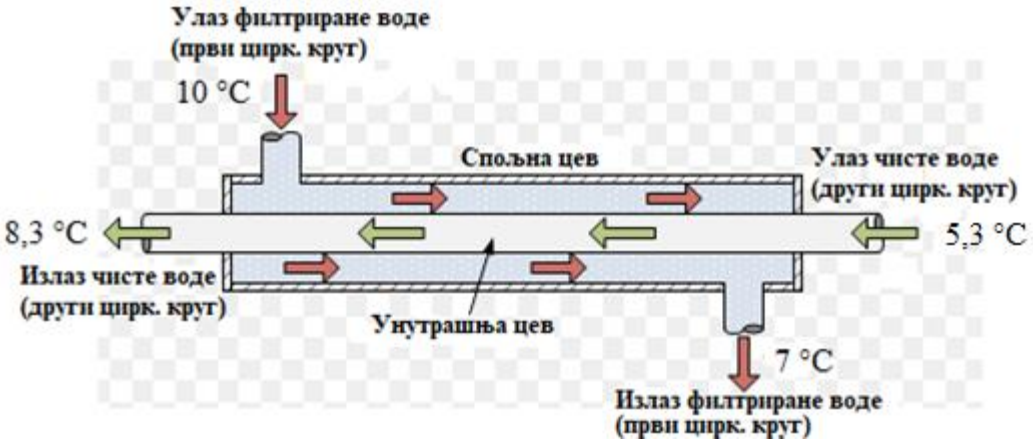
На основу претпостављених улазних и излазних температура вода у оквиру размењивача топлоте (слика 44) израчуната је логаритамска разлика температура, Δt_m, чија је вредност 1,7 °C.

На основу топлотне снаге размењивача ($\dot{Q}_{раз}$), разлике температура (Δt_m) и усвојене вредности коефицијента пролаза топлоте за размењивач (U=700 W/m^{2}K), једначином (3) одређена је површина размењивача топлоте од 103,36 m^2.

$$\dot{Q}_{раз} = U \cdot A_K \cdot \Delta t_m \tag{3}$$

Као размењивач топлоте усвојен је супротносмерни цевни размењивач (слика 42). Усвојен је проток отпадних вода и он износи 5 l/s, док је проток чисте воде (воде у другом циркулационом кругу) 12,36 l/s.

Проток воде у оквиру трећег циркулационог круга је 8,8 l/s.



Слика 42. *Усвојени супротносмерни размењивач топлоте*

10. Анализа резултата симулација

У овом раду анализирана је припрема топле потрошне воде која се користи у купатилу, кухињи, ресторану и вешерају.

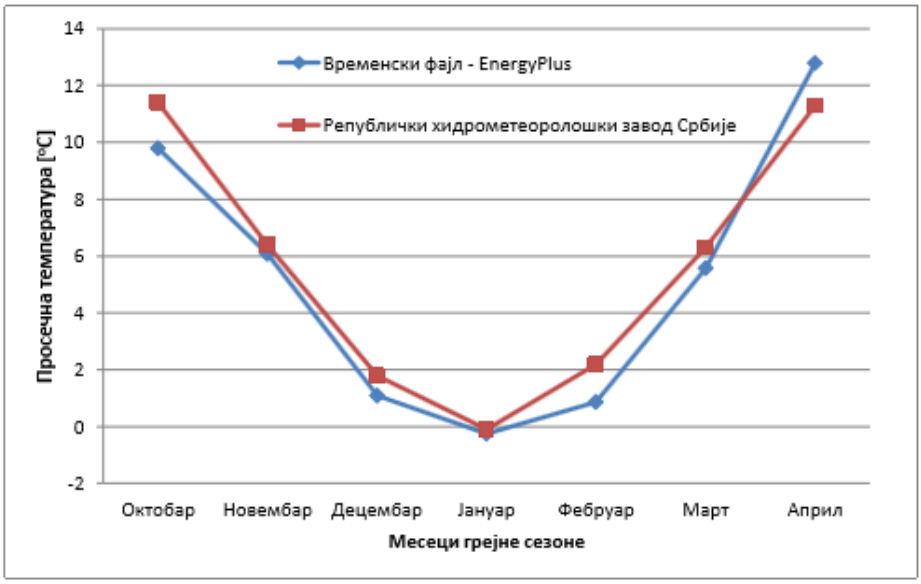
Симулација студентског дома, који је тема овог рада, вршена је на основу следећих неколико претпоставки:
- Смештајни капацитет овог објекта је 77 лежаја од којих се 37 налази на првом спрату, а 40 на другом спрату,
- Кухиња врши припремање оброка за 123 особе, од којих је 77 особа из самог дома, док осталих 46 долазе само као корисници ресторана,
- Услуге прања одеће су пружене свим студентима који користе смештај дома,
- Према потрошњи у купатилима претпостављено је да се половина студената тушира у јутарњим сатима, док се друга половина тушира у вечерњим. Такође треба рећи да сви студенти користе умиваонике два пута у јутарњим и вечерњим сатима,
- Једино место на којем се јавља потрошња топле санитарне воде у ресторану јесу два умиваоника, које студенти користе за потребе прања руку. Ресторан је отворен три пута дневно.

На основу ових претпоставки извршена је симулација рада система рекуперације топлоте за четири различита случаја:
- припрема топле потрошне воде комбинованим коришћењем електричног догрејача и топлотне пумпе **(случај 1)**;
- припрема топле потрошне воде комбинованим коришћењем гасног догрејача и топлотне пумпе **(случај 2)**;
- припрема топле потрошне воде искључиво помоћу електричног грејача **(случај 3)** и
- припрема топле потрошне воде искључиво помоћу гасног грејача **(случај 4)**.

Извршена су следећа поређења случајева:
- поређење случаја 1 и случаја 3 **(поређење 1)**;
- поређење случаја 1 и случаја 4 **(поређење 2)**;
- поређење случаја 1 и случаја 2 **(поређење 3)**;
- поређење случаја 2 и случаја 3 **(поређење 4)** и
- поређење случаја 2 и случаја 4 **(поређење 5)**.

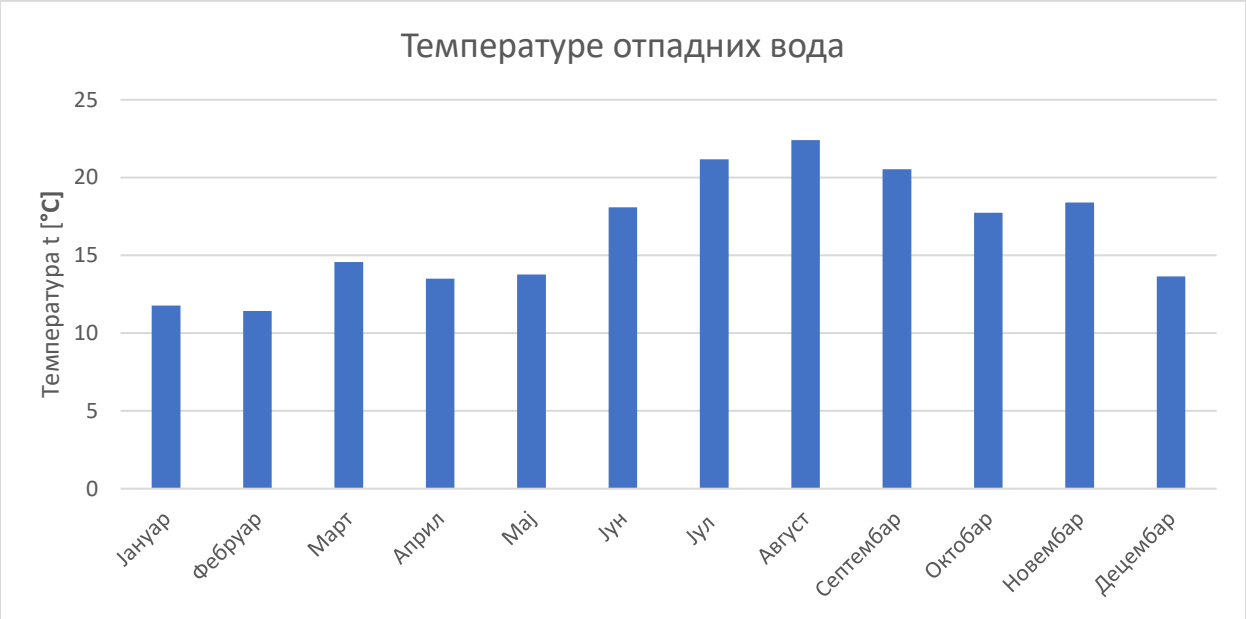
У овом раду вршена је анализа потрошње примарне и финалне енергије потребне за загревање топле потрошне воде, као и оперативни трошкови.

Коришћени су подаци реалних временских прилика за град Крагујевац. Средње вредности температура коришћеног временског документа и подаци које даје Републички хидрометролошки завод Србије (РХЗС) о средњим температурама, за период од 30 година не одступају значајно у својим вредностима (слика 43). Према овој временској датотеци најхладнија три месеца су децембар, јануар и фебруар.



Слика 43. *Просечна спољна температура ваздуха*

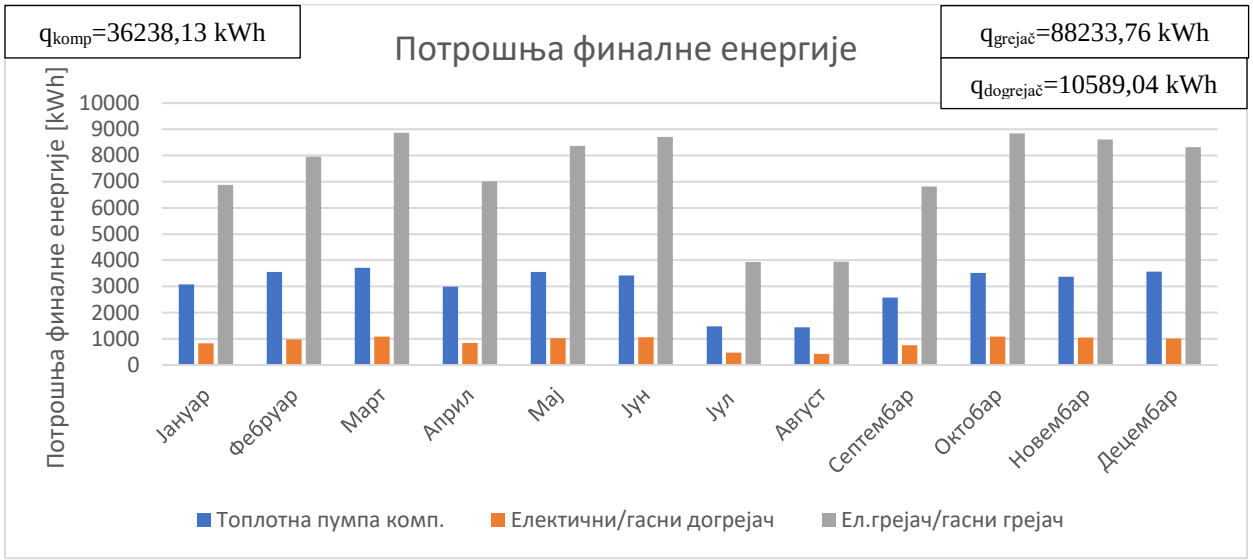
Минимална и максимална измерена температура отпадних вода у години износи 7,2 °C и 26,5 °C. Средње месечне температуре отпадних вода представљене су на слици 44 [13].



Слика 44. *Средње вредности измерених месечних температура отпадних вода*

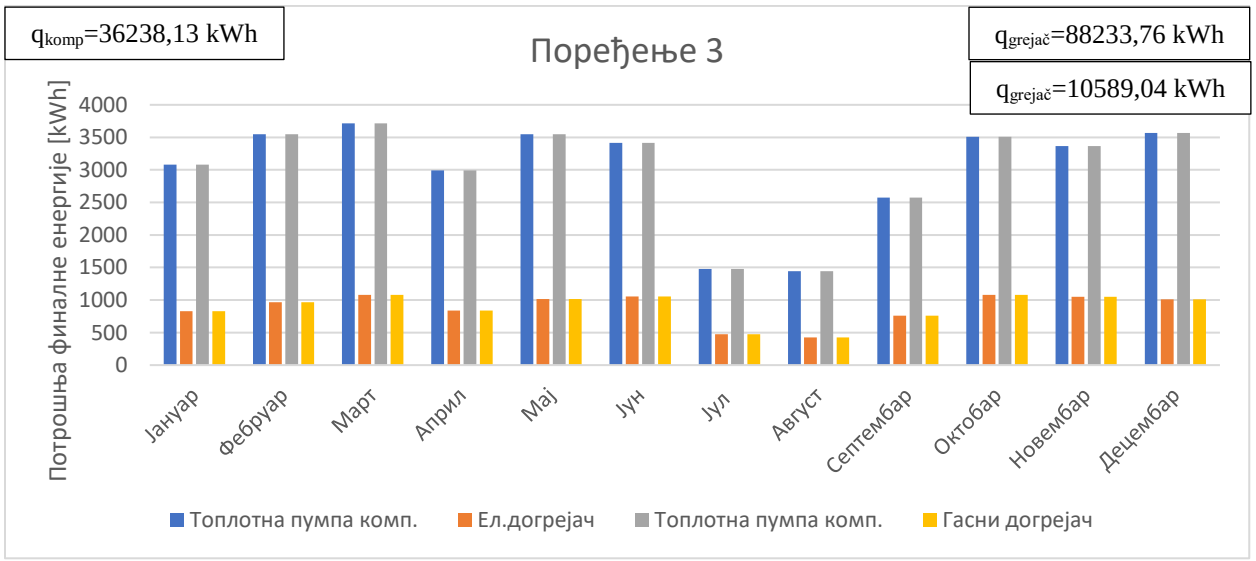
10.1. Финална потрошња енергије за припрему топле потрошне воде

Након анализирања потрошње финалне енергије може се закључити да је годишња потрошња компресора топлотне пумпе 36238,13 kWh. Годишња потрошња финалне енергије електрично/гасног грејача је 88233,76 kWh, а електричног/гасног догрејача 10589,04 kWh. Упоредне вредности на месечном нивоу се могу видети на слици 45. Реалан коефицијент перформансе (COP) топлотне пумпе одступа од претпостављеног и његова вредност је 2,02.



Слика 45. *Приказ потрошње финалне енергије*

На слици 46 су представљене упоредне вредности финалне енергије случаја 1 и случаја 2 (поређење 3). Са слике се може закључити да су потрошње финалне енергије одговарајућих компоненти једнаке.



Слика 46. *Поређење финалне енергије случаја 1 и случаја 2*

10.2. Потрошња примарне енергије за припрему топле потрошне воде

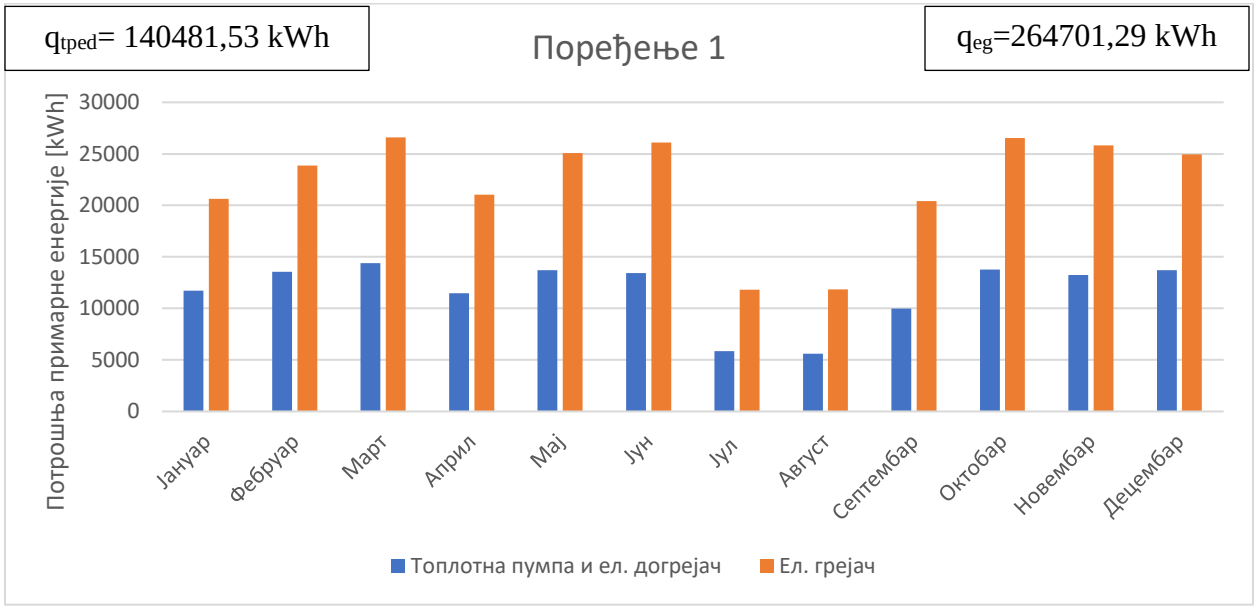
Примарна енергија је облик енергије узет из природе без процеса трансформације. То је енергија садржана у хемијском потенцијалу фосилних горива, дрва или биомасе, нуклеарној енергији, кинетичкој енергији ветра, потенцијалној енергији водених токова или топлотној енергији геотермалних извора. Извори примарне енергије могу бити обновљиви или необновљиви.

10.2.1. Поређење 1 – Поређење случаја 1 и случаја 3

Први анализирани случај представља припрему топле воде (ПТВ) помоћу топлотне пумпе и електричног догрејача. Овај комбиновани рад подразуме активирање топлотне пумпе чији је циљ загревање воде на 55 °C, а функција електричног догрејача је достизање температуре од 60 °C у акумулатору топлоте.

На слици 47 се може уочити један шаблон по коме се одвија потрошња примарне енергије по месецима. У јулу и августу су најмање потрошње примарне енергије потребне за припрему топле потрошне воде јер је у периоду од 15. јула до 15. августа летњи распуст. Такође, мање потрошње јављају се у јануару и априлу због новогодишњих односно ускршњих празника. Највеће потрошње примарне енергије су забележене у марту и октобру.

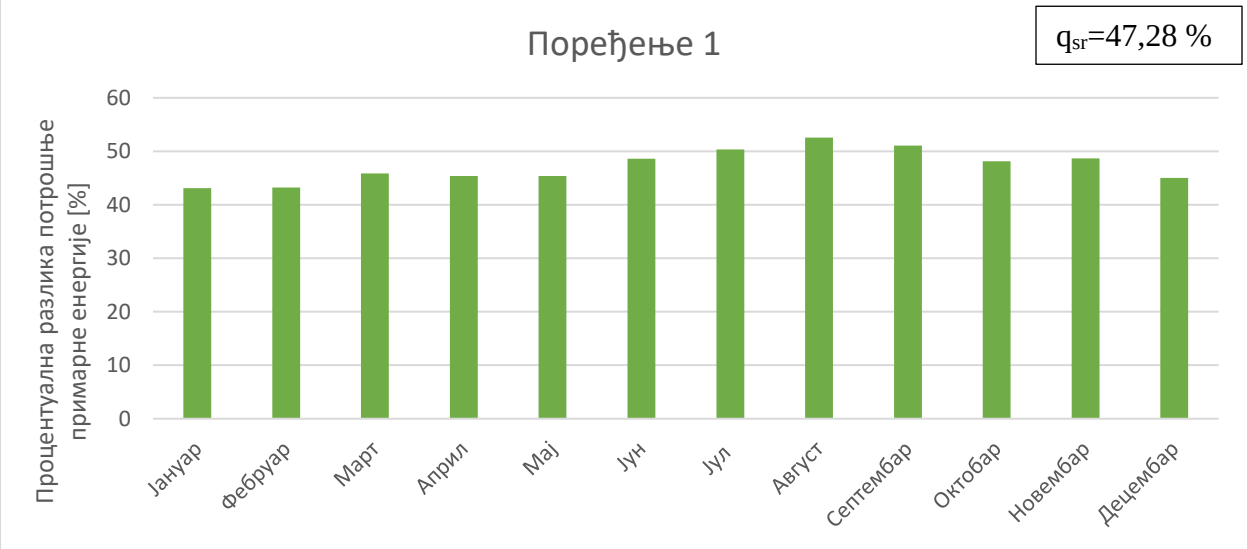
У даљем раду извршена је анализа потрошње примарне енергије кад се топла вода припрема уз помоћ електричног грејача (случај 3). На слици 47 су приказане упоредне вредности примарне енергије за случај 1 и случај 3.



Слика 47. *Поређење примарне енергије случаја 1 и случаја 3*

На слици 48 дате су процентуалне разлике потрошње примарне енергије за случај 1 и случај 3. Са слике се може видети да је највећа процентуална разлика потрошње примарне енергије у летњим месецима (јун, јул, август и септембар). На основу слике 48, средња

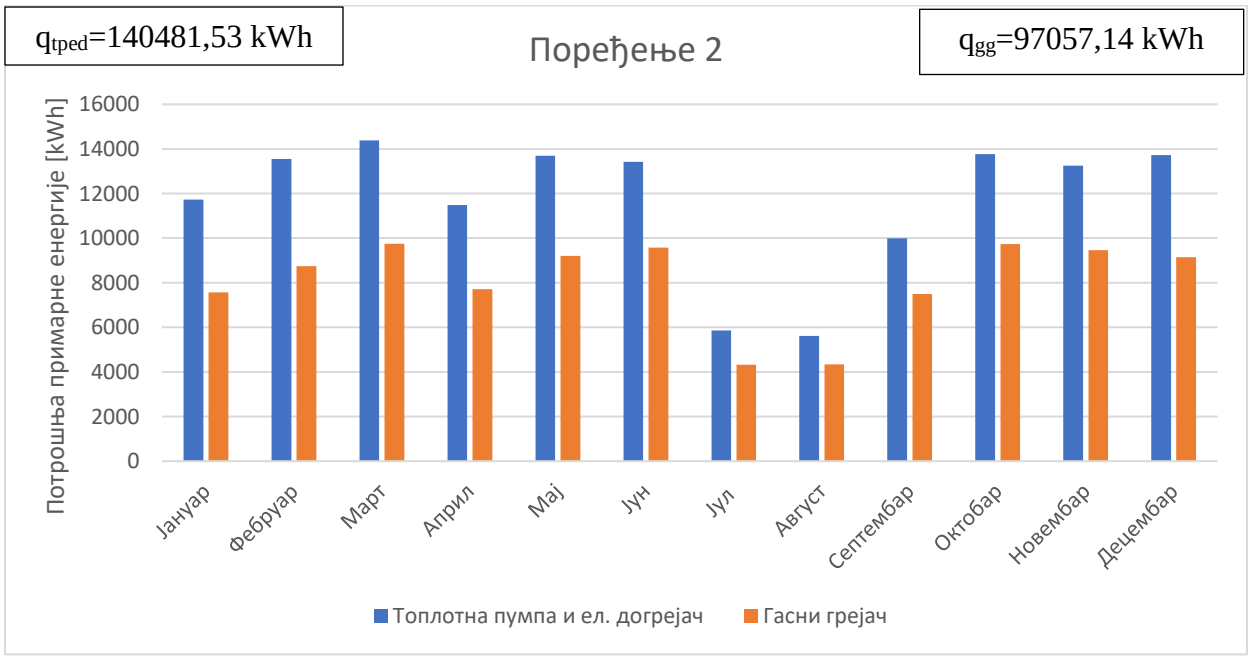
вредност процентуалне разлике је 47,28 %, односно потрошња примарне енергије за случај 1 је за 47,28 % мања од оне за случај 3.



Слика 48. *Процентуална разлика потрошње примарне енергије за поређење 1*

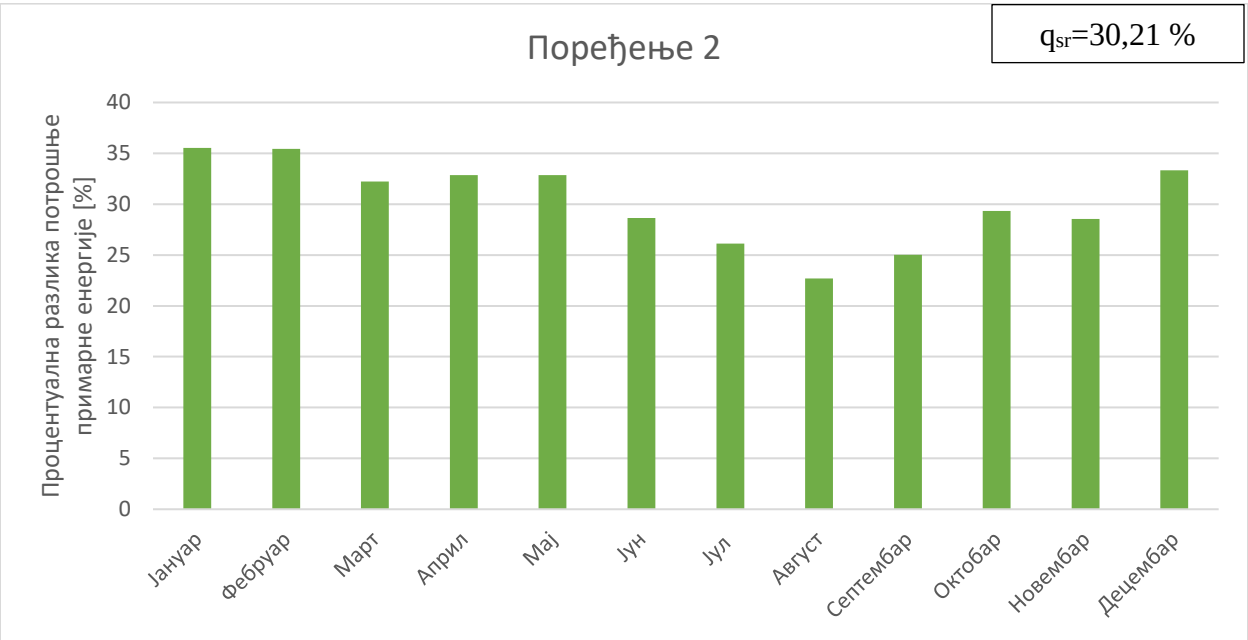
10.2.2. Поређење 2 – Поређење случаја 1 и случаја 4

Примарна енергија потребна за ПТВ уз помоћ гасног грејача (случај 4) представљена је на слици 49 упоредо са вредностима примарне енегије коју користи топлотна пумпа у комбинованом раду са електричним догрејачем (случај 1).



Слика 49. *Поређење примарне енергије случаја 1 и случаја 4*

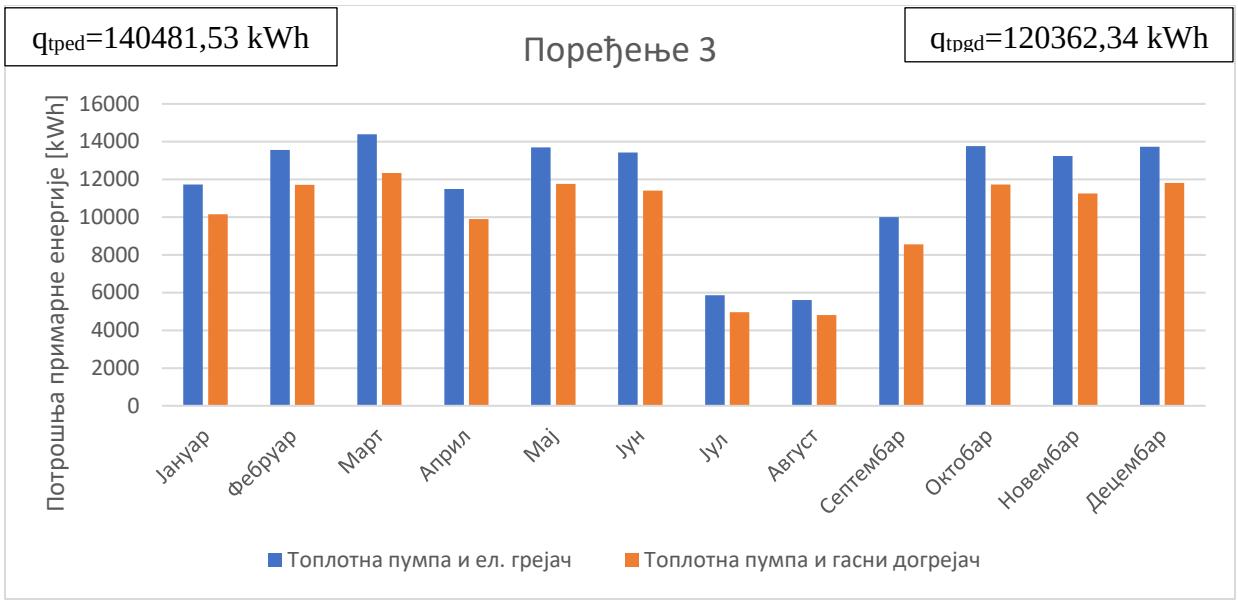
У поређењу потрошње примарне енергије топлотоне пумпе и ел. догрејача са потрошњом примарне енергије која је потребна за ПТВ када се користи гасни грејач може се закључити да је потрошња примарне енергије знатно већа при ПТВ уз помоћ топлотне пумпе и ел. догрејача. Процентуалне разлике утрошене примарне енергије за случај 1 и 4 приказане су на слици 50. Највећа вредност процентуалне разлике је забележена у децембру, јануару и фебруару, док средња вредност износи 30,21 %.



Слика 50. *Процентуална разлика потрошње примарне енергије за поређење 2*

10.2.3. Поређење 3 – Поређење случаја 1 и случаја 2

Извршено је и поређење потрошње примарне енергије (слика 51) при ПТВ комбинованим коришћењем топлотне пумпе и електричног догрејача (случај 1) и комбиновани коришћењем топлотне пумпе и гасног догрејача (случај 2).



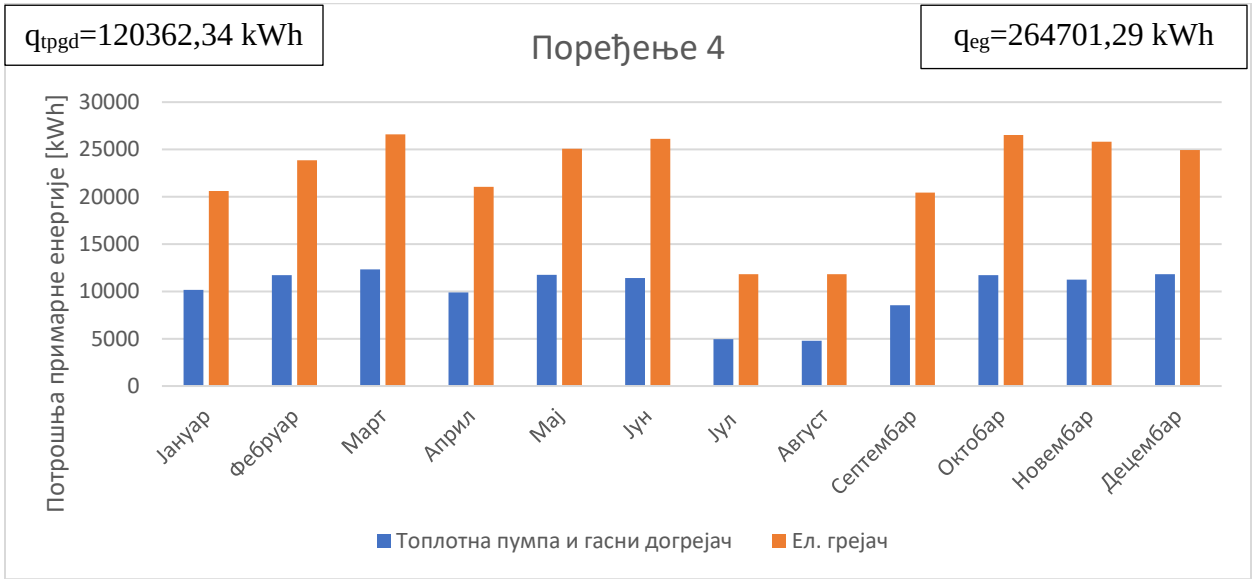
Слика 51. *Поређење примарне енергије случаја 1 и случаја 2*

Може се закључити да је потрошња примарне енергије знатно већа при загревању воде уз помоћ топлотне пумпе и ел. догрејача (случај 1), а разлог тога је већа енергија потребна за производњу струје. Средња вредност процентуалне разлике између случаја 1 и 2 износи 14,36 % (слика 52).

Слика 52. *Процентуална разлика потрошње примарне енергије за поређење 3*

10.2.4. Поређење 4 – Поређење случаја 2 и случаја 3

У случају 2 топла потрошна вода се припрема помоћу топлотне пумпе и гасног догрејача. Овај комбиновани рад подразумева активирање топлотне пумпе чији је циљ загревање воде на 55 °C, а функција гасног догрејача је достизање температуре од 60 °C у акумулатору топлоте. Примарна енергија потребна за ПТВ уз помоћ електричног грејача (случај 3) представљена је на слици 53 упоредо са вредностима примарне енегије коју користи топлотна пумпа у комбинованом раду са гасним догрејачем (случај 2).



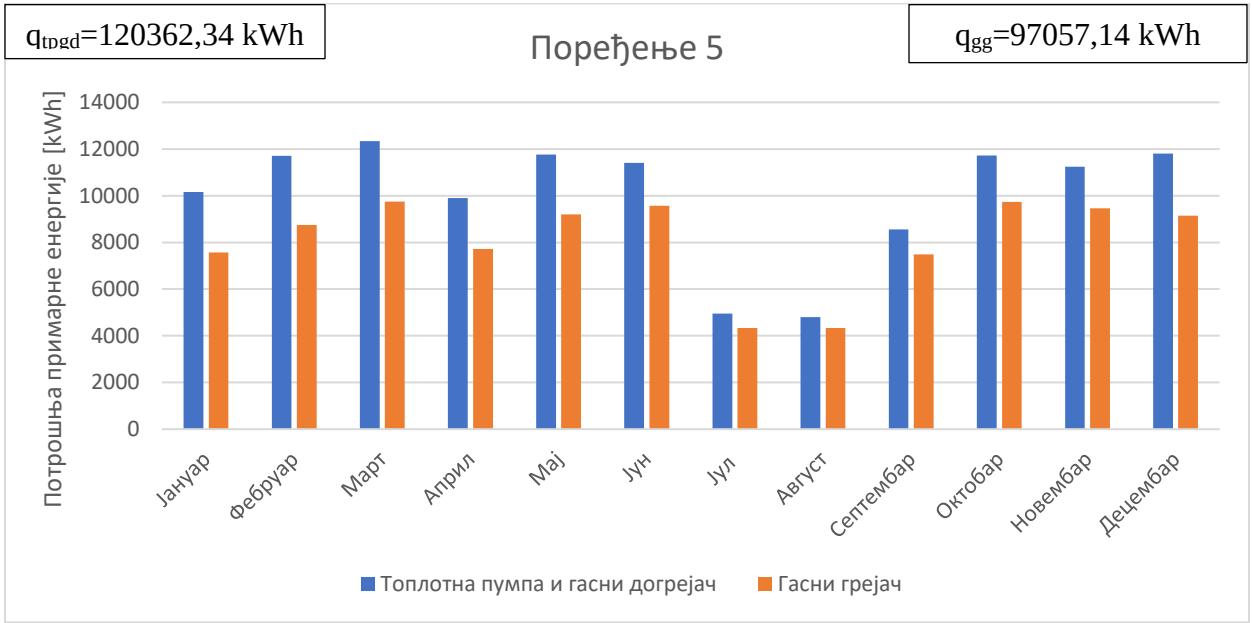
Слика 53. *Поређење примарне енергије случаја 2 и случаја 3*

Процентуална разлика потрошње примарне енергије случаја 3 у односу на случај 2 је приказана на слици 54. У просеку, потрошња примарне енергије за случај 2 је за 54,84 % нижа од потрошње за случај 3.

Слика 54. *Процентуална разлика потрошње примарне енергије за поређење 4*

10.2.5. Поређење 5 – Поређење случаја 2 и случаја 4

Поређење 5 представља поређење потрошње (слика 55) примарне енергије за ПТВ за случај 2 и 4.



Слика 55. *Поређење примарне енергије случаја 2 и случаја 4*

Поређењем потрошње примарне енергије топлотне пумпе и гасног догрејача са потрошњом примарне енергије када се гористи гасни грејач може се закључити да је потрошња примарне енергије већа за случај 2. Гледано у процентима средња вредност разлике износи 18,47 % (слика 56).

Слика 56. *Процентуална разлика потрошње примарне енергије за поређење 5*

10.3. Оперативни трошкови при припреми топле потрошне воде

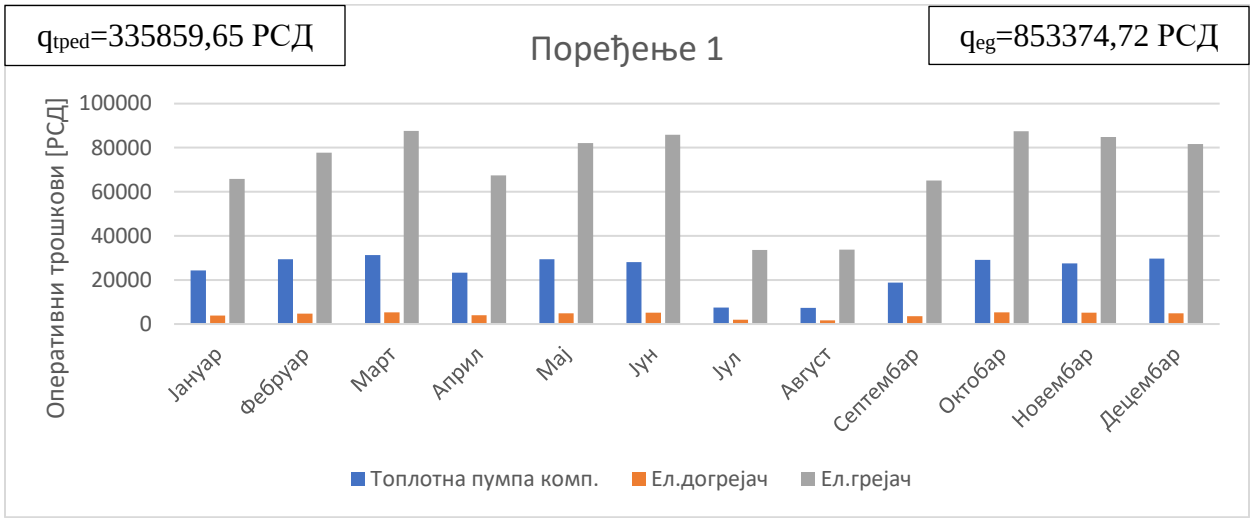
Узимајући у обзир да се загревање топле потрошне воде врши и ноћу и преко дана, приликом обрачунавања оперативних трошкова узета је средња тарифа електричне енергије (табела 16), док за цену природног гаса усвојена вредност 32,28 РСД/ m^3. Доња топлотна моћ гаса је 38,23 MJ/m^3 (за земљу порекла гаса узета је Русија).

Табела 16. *Цене електричне енергије*

	Виша тарифа	**Нижа тарифа**
	РСД/kWh	**РСД/kWh**
ЗЕЛЕНА ЗОНА до 350 kWh	**5,840**	**1,460**
ПЛАВА ЗОНА од 351-1600 kWh	**8,760**	**2,190**
ЦРВЕНА ЗОНА преко 1600 kWh	**17,520**	**4,380**

10.3.1. Поређење 1 – Поређење случаја 1 и случаја 3

Оперативни трошкови за случај 1 и 3 су приказани на слици 57. Укупни годишњи оперативни трошкови за случај 1 износе 335859,65 РСД, а случај 3 су 853374,72 РСД. Употреба електричног грајача за ПТВ има знатно веће трошкове него примена топлотне пумпе са електричним догрејачем.



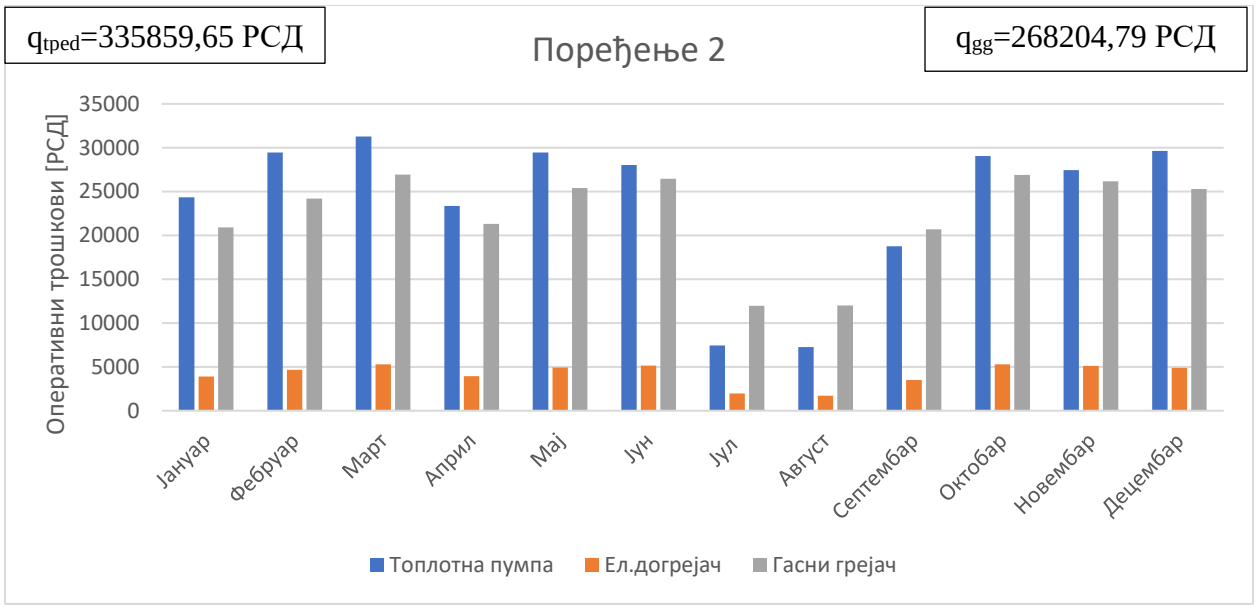
Слика 57. *Поређење оперативних трошкова случаја 1 и случаја 3*

Средња процентуална разлика оперативних трошкова за случај 1 и 3 износи 61,83 % (слика 58). Највеће процентуалне уштеде су у јулу и августу и износе 72,04 % и 73,46 %.

Слика 58. *Процентуална разлика оперативних трошкова за поређење 1*

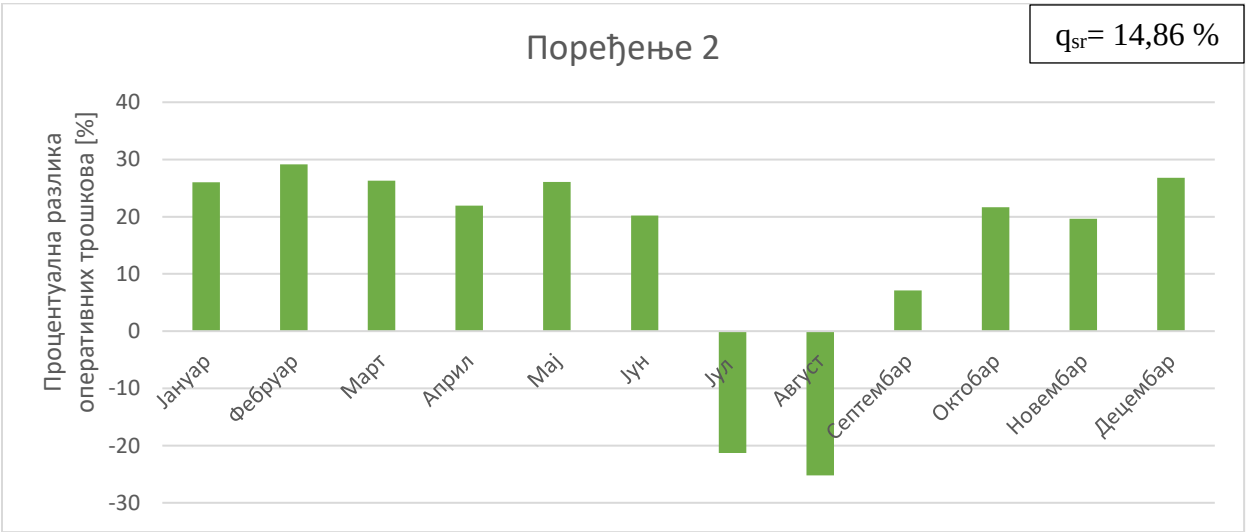
10.3.2. Поређење 2 – Поређење случаја 1 и случаја 4

Оперативни трошкови за случај 1 и 4 приказани су на слици 59. Укупни годишњи оперативни трошкови за случај 1 и 4 износе 335859,65 РСД и 268204,79 РСД, респективно.



Слика 59. *Поређење оперативних трошкова случаја 1 и случаја 4*

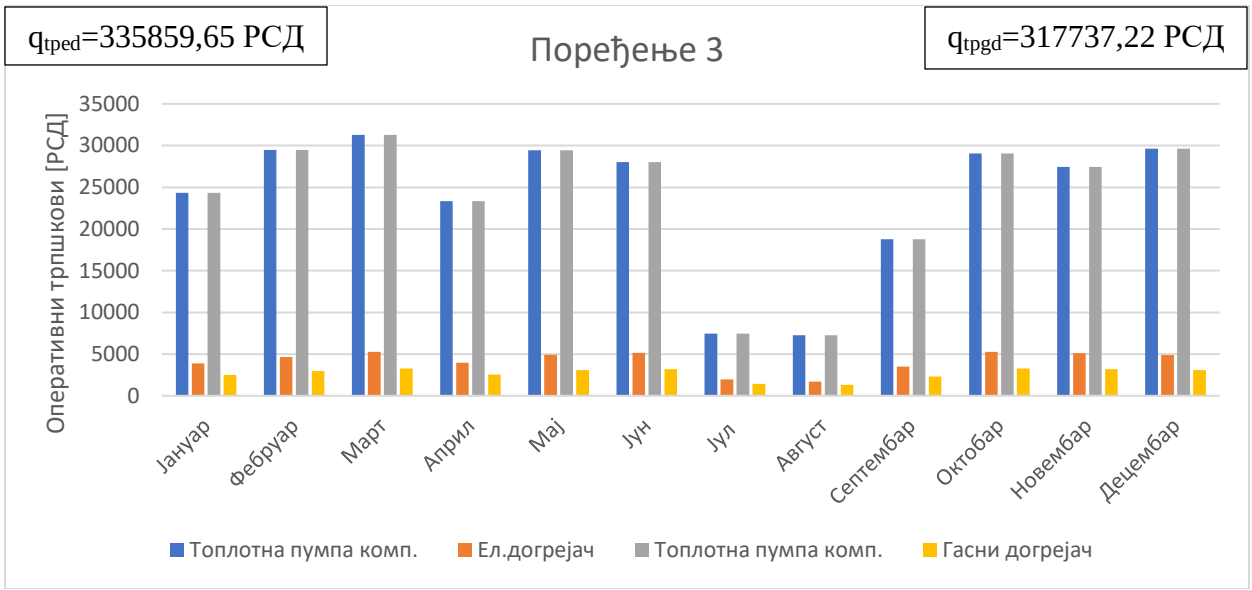
Оперативни трошкови за случај 1 су већи од оперативних трошкова за случај 4, за готово све месеце, изузев јула и августа. Током ових месеци температура отпадних вода је имала највеће вредности у току године. У овим месецима оперативни трошкови топлотне пумпе и електричног догрејача су за 21,27 % и 25,22 % мањи од оперативних трошкова гасног грејача (слика 60).



Слика 60. *Процентуална разлика оперативних трошкова за поређење 2*

10.3.3. Поређење 3 – Поређење случаја 1 и случаја 2

При поређењу оперативних трошкова за случај 1 и 2, може се закључити да су они за оба случаја готово исти са разликом трошкова догрејача (слика 61).



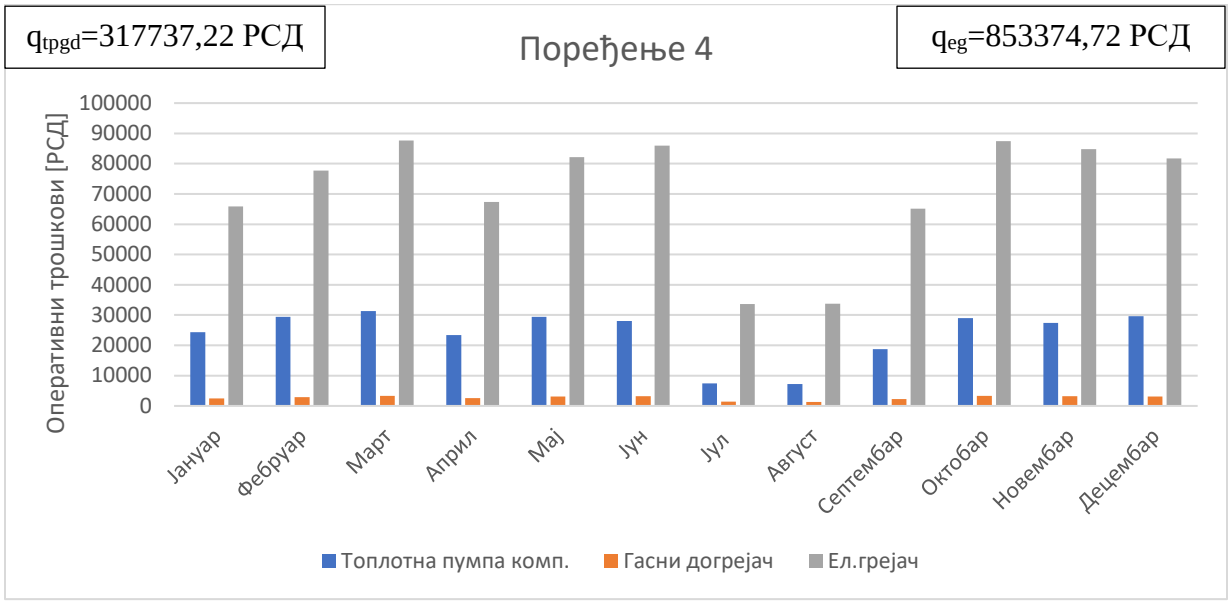
Слика 61. *Поређење оперативних трошкова случаја 1 и случаја 2*

У односу на случај 2 процентуална разлика случаја 1 је у просеку већа за 5,33 % (слика 62).

Слика 62. *Процентуална разлика оперативних трошкова за поређење 3*

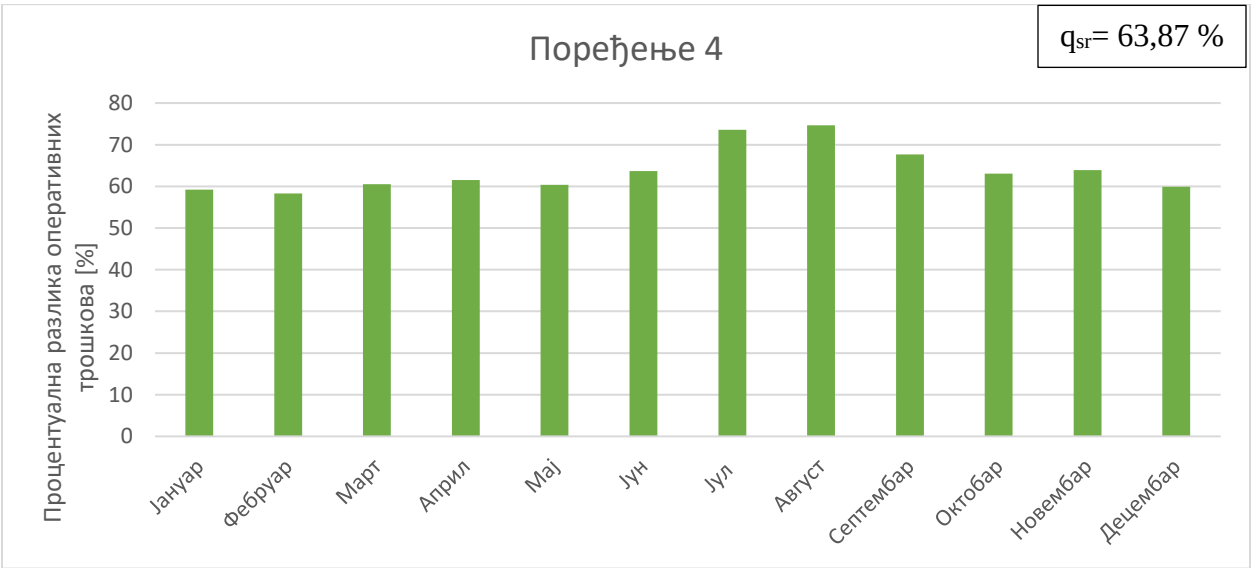
10.3.4. Поређење 4 – Поређење счучаја 2 и случаја 3

На слици 63 приказани су оперативни трошкови за случај 2 и 3.



Слика 63. *Поређење оперативних трошкова случаја 2 и случаја 3*

Процентуална разлика оперативних трошкова за случај 3 у односу на случај 2 је приказана на слици 64. Средња процентуална разлика износи q_{sr}=63,87 %.



Слика 64. *Процентуална разлика оперативних трошкова за поређење 4*

10.3.5. Поређење 5 – Поређење счучаја 2 и случаја 4

У наставку је дато поређење оперативних трошкова када се топла потрошна вода припрема искључиво уз помоћ гасног грејача (случај 4) и оперативних трошкова за случај 2 (слика 65). Годишња вредност оперативних трошкова гасног грејача износи 268204,79 РСД, а топлотне пумпе и гасног догрејача 317737,22 РСД.

Слика 65. *Поређење оперативних трошкова случаја 2 и случаја 4*

При поређењу оперативних трошкова топлотне пумпе и гасног догрејача са оперативним трошковима загревања топле воде када се гористи искључиво гасни грејач може се закључити да су они већи за случај 2 у свим месецима током године изузев јула и августа. Процентуално смањење оперативних трошкова у јулу и августу при ПТВ помоћу топлотне пумпе и гасног догрејача у односу на случај 4 износе 25,61 % и 28,57 % (слика 66). Средња вредност процентуалне разлике износи 10,52 %. Оперативни трошкови за случај 2 су нешто већи из разлога неоптималног рада топлотне пумпе (ε_g = COP = 2,02) као последица неуједначеног профила потрошње топле потрошне воде као и релативно високе разлике између температуре воде са кондензаторске стране и испаривачке стране топлотне пумпе.

Слика 66. *Процентуална разлика оперативних трошкова за поређење 5*

11. Закључак

Тема овог рада јесте анализа могућности рекуперације топлоте отпадних канализационих вода за потребе примпреме топле потрошне воде једног студентског дома. Систем рекуперације обухвата топлотну пумпу која користи топлоту нетретираних отпадних вода. Укупно је анализирано четири случаја припреме топле потрошне воде: комбинованим коришћењем електричног догрејача и топлотне пумпе (случај 1); комбинованим коришћењем гасног догрејача и топлотне пумпе (случај 2); коришћењем искључиво електричног грејача (случај 3) икоришћењем искључиво гасног грејача (случај 4). Извршена су следећа поређења случајева: поређење случаја 1 и случаја 3 (поређење 1); поређење случаја 1 и случаја 4 (поређење 2); поређење случаја 1 и случаја 2 (поређење 3); поређење случаја 2 и случаја 3 (поређење 4) и поређење случаја 2 и случаја 4 (поређење 5).

Годишња потрошња финалне енергије анализираних система износи: 36238,13 kWh (компресор топлотне пумпе); 10589,04 kWh (електрични/гасни догрејач) и 88233,76 kWh (електрични/гасни грејач). Може се закључити да је потрошња финалне енергије комбинованим коришћењем топлотне пумпе и електричног/гасног догрејача значајно мања од потрошње при коришћењу искључиво електричног/гасног грејача.

Потрошња примарне енергије на годишњем нивоу износи: 140481,53 kWh (случај 1); 120362,34 kWh (случај 2); 264701,29 kWh (случај 3) и 97057,14 kWh (случај 4). Потрошња примарне енергије случаја 1 у односу на случај 3 (поређење 1) је мања за 47,28 %. У поређењу 2 потрошња примарне енергије је за 30,21 % већа у случају 1 него у случају 4. При поређењу случаја 1 и 2, потрошња примарне енергије је за 14,36 % већа у случају 1 (поређење 3). Поређењем случаја 2 са случајем 3 (поређење 4) изводи се закључак да је за 54,84 % мања потрошња примарне енергије случаја 2, док јеу поређењу 5 потрошња примарне енергије у случају 2 већа за 18,47 % него у случају 4.

Укупни годишњи оперативни трошкови износе: 335859,65 РСД (случај 1); 317737,72 РСД (случај 2); 853374,72 РСД (случај 3) и 268204,79 РСД (случај 4). Оперативни трошкови случаја 1 у односу на случај 3 (поређење 1) су мањи за 61,83 %. У поређењу 2 оперативни трошкови су за 14,86 % већи у случају 1 него у случају 4. При поређењу случаја 1 и 2 (поређење 3), оперативни трошкови су за 5,33 % већи у случају 1. Поређењем случаја 2 са случајем 3 (поређење 4) изводи се закључак да су за 63,87 % мањи оперативни трошкови случаја 2, док су у поређењу 5 оперативни трошкови у случају 2 већи за 10,52 % него у случају 4.

На крају се може закључити да су најнижи оперативни трошкови при припреми топле потрошне воде у случају 4 (употреба искључиво гасног грејача). У односу на систем топлотне пумпе са гасним догрејачем они су нижи за 10,52 %. С друге стране највећи оперативни трошкови су за случај 3 (употреба искључиво електричног грејача). Треба напоменути да је профил потрошње топле воде у току дана неуједначен. Највећа потрошња топле воде јавља се у раним јутарњим и касним вечерњим часовима (06 - 07h и 22 - 23 h). Будућа истраживања би могла бити усмерена на димензионисање топлотне пумпе мање снаге са гасним догрејачем која биу дужем временском периоду радила у оптималном режиму рада. У вези с тим, разматрао би се рад топлотне пумпе са нижим температурама на кондензаторској страни исте (нпр. 35 °C). На тај начин би било могуће употребити топлотну пумпу за потребе загревања односно хлађења просторија студентског дома. Такође треба узети у обзир да је прорачун оперативних трошковаизвршен према средњој тарифи. Обзиром на периоде максималне потрошње топле воде претпоставља се да би исти

трошкови за случај топлотне пумпе билинајнижи када би се спровела детаљна анализа трошкова утрошене електричне енергије топлотне пумпе. Другим речима за наведене периоде утрошена електрична енергијаби се обрачунавала према нижој тарифи.

12. Литература

[1] Шамшаловић, С., Топлотна пумпа: технологија одрживе производње енергије, СМЕИТС, Београд, 2009.

[2] Министарство грађевинарства, саобраћаја и инфраструктуре Републике Србије, Правилник о енергетској ефикасности зграда, http://www.mgsi.gov.rs/ (приступљено 09.08.2018.)

[3] SketchUp Software, http://www.sketchup.com/ (приступљено 05.08.2018.)

[4] EnergyPlus Simulation Software, https://energyplus.net/ (приступљено 05.08.2018.)

[5] Бојић, М., Термодинамика, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2011.

[6] Лукић, Н., Пренос топлоте и масе-скрипта, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.

[7] https://www.pipingengineer.org/reciprocating-compressors-introduction/reciprocating-compressor-01/ (приступљено у јулу 2018. године)

[8] http://statusfrigo.com (приступљено у јулу 2018. године)

[9] Oguzhan, C., Huseyin, G., Emrah, B., Orhan, E., Arif, H., Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings, Vol. 104, No. October, pp 215-232, 2015.

[10] Zhibin, L., Liangdong, M., Jili, Z., Application of a heat pump system using untreated urban sewage as a heat source, Vol. 62, No. 2, No.2, pp 747-757, 2014.

[11] Петровић, Д., Потрошња топле санитарне воде у једном студентском дому, завршни рад, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2017.

[12] https://www.viessmann.rs/ (приступљено 20.9.2018.)

[13] Blagojević, V., Šušteršič, V., Possibility of use heat energy from waste water sewage system for heating of buildings, 13th International Conference on Accomplishments in Mechanical and Industrial Engineering, DEMI 2017, Banja Luka, 2017, May 29-30, pp. 199-204, ISBN 978-99938-39-72-9.