

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Грејање, климатизација и соларна енергија

Број индекса: 93/2015

Живота Н. Лазаревић

**Прорачун и симулација рада
компресорске топлотне пумпе типа
земља/вода за потребе грејања једне
породичне стамбене куће**

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Новак Николић – ментор**

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да спроведе прорачун укупних топлотних губитака једнопородичног стамбеног објекта, и да спроведе анализу коришћења компресорске топлотне пумпе типа земља/вода за потребе грејања. Анализа подразумева димензионисање топлотне пумпе и подних панелних грејних тела, као и одређивање потрошње електричне енергије у току једне грејне сезоне.

Препоручена литература:

[1] Правилник о енергетској ефикасности зграда, Министарство грађевинарства, саобраћаја и инфраструктуре РС, Београд, 2011.

[2] Бранислав Тодоровић, Пројектовање постројења за централно грејање, Машински факултет у Београду, Београд, 2005

[3] <https://energyplus.net/>

Крагујевац, октобар 2018

Ментор:

Др Новак Николић, доцент

Abstract

This paper is related to the calculation of a total heat losses of a single family residential building, as well as the sizing of a heating system consisted of the underfloor panel heaters and ground-source heat pump. Heating system is simulated in the software EnergyPlus by using 3D model of building, made in the software GoogleSketchup, and weather data for the city of Kragujevac. The simulation run period is heating season, that is, the period from 15th of October to 15th of April.

As a result, the electricity consumption of the heat pump compressor of 1500,19 kWh for mentioned period is obtained. The highest consumption is recordered in January and it amounts 405,33 kWh. Slightly lower consumption is achieved in December and amounts 367,25 kWh, while in February, the consumption is 314,18 kWh, which is 22,49% lower in relation to the consumption in January

Keywords: underfloor heating, heat pump, EnergyPlus

Резиме

У раду је извршен прорачун топлотних губитака једног породичног стамбеног објекта, као и димензионисање система грејања кога чине компресорска топлотна пумпа типа земља/вода и подни панелни грејачи. Симулација рада система грејања извршена је на основу 3D модела израђеног у софтверу *GoogleSketchup*, користећи временске податке за град Крагујевац. Период обухваћен симулацијом је грејна сезона, односно период од 15. октобра до 15. априла.

Као резултат добијена је потрошња електричне енергије, у наведеном периоду, за погон компресора топлотне пумпе која износи 1500,19 kWh. Највећа потрошња забележена је у јануару и износи 405,33 kWh. Нешто мања потрошња остварена је у децембру и износи 367,25 kWh, док је у фебруару потрошено 314,18 kWh.

Кључне речи: подно грејање, топлотна пумпа, EnergyPlus

Садржај:

Резиме.....	1
1. Увод.....	4
2. Левокретни циклуси.....	5
2.1 Carnot–ов левокретни циклус	5
2.2 Компресорски парни циклус	8
3. Компресорска топлотна пумпа	10
3.1 Режији рада компресорске топлотне пумпе	11
3.2 Елементи компресорске топлотне пумпе	13
3.2.1 Компресори.....	13
3.2.2 Кондензатори.....	14
3.2.3 Испаривачи	14
3.2.4 Термо експанзиони вентил.....	15
3.2.5 Помоћни апарати.....	16
3.2.6 Цевоводи	16
3.2.7 Аутоматика рада расхладних инсталација	17
3.3 Подела топлотних пумпи на основу извора топлоте	18
3.3.1 Топлотне пумпе типа вода – вода.....	18
3.3.2 Топлотне пумпе типа ваздух – вода	20
3.3.3. Топлотне пумпе типа земља – вода.....	21
3.4. Начини рада топлотне пумпе	23
3.4.1 Моновалентни начин рада	23
3.4.2 Бивалентно – паралелни начин рада	23
3.4.3 Бивалентно – алтернативни начин рада.....	23
3.5 Расхладни флуиди	25
3.5.1 Потенцијал разградње озона – ODP	26
3.5.2 Потенцијал глобалног загревања – GWP.....	26
4. Панелно грејање	27
4.1 Подно грејање	29
4.2 Плафонско грејање	31
4.3. Зидно грејање	32
5. Опис разматраног објекта.....	33

6. Систем грејања	39
6.1. Прорачун топлотних губитака према стандарду SRPS EN 12831:2003	41
6.1.1. Трансмисиони топлотни губици $\Phi_T(W)$	41
6.1.2. Вентилациони губици топлоте $\Phi_{V,i}(W)$	43
6.1.3. Грејање са прекидима $\Phi_{RH,i}(W)$	44
6.1.4. Укупни пројектни губици топлоте за грејану просторију $\Phi_{HL,i}(W)$	44
6.2. Димензионисање система грејања	52
7. Резултати симулације.....	56
8. Закључак.....	58
9. Литература	59

1. Увод

Енергенти су данас једна од најбитнијих тема са којом се сусрећемо свакодневно. Како су фосилна горива, и даље, најчешћи извори енергије, све чешћа су предвиђања о њиховој доступности, као и кретању њихових цена у будућности. Поред тога, глобално загревање, чији се утицај све више осећа, доводи нас до ситуације да се све више развија потреба за коришћењем алтернативних извора енергије који би довели до мање емисије штетних материја у атмосферу.

Захваљујући томе, све је више технологија које појединцу пружају могућност имплементације истих на микроплану, у својој кући. Иако су ове технологије тренутно већем броју људи економски неприступачне, може се очекивати да ће у догледној будућности њихова употреба бити доста распрострањенија.

Једна од таквих технологија, и то коришћење топлоте која је ускладиштена у земљи употребом компресорске топлотне пумпе, дата је у овом раду.

У оквиру истраживања, извршен је прорачун топлотних губитака једног породичног објекта, димензионисање и симулација рада система централног грејања. За систем грејања је изабрана компресорска топлотна пумпа типа земља/вода и подно панелно грејање.

Комплетан систем грејања је симулиран у софтверу *EnergyPlus*, користећи 3D модел стамбеног објекта који је израђен у софтверу *GoogleSketchup*, за период грејне сезоне од 15. октобра до 15. априла узимајући у обзир временске податке за град Крагујевац. Као резултат испитивања добијена је потрошња електричне енергије за потребе грејања у току разматраног периода.

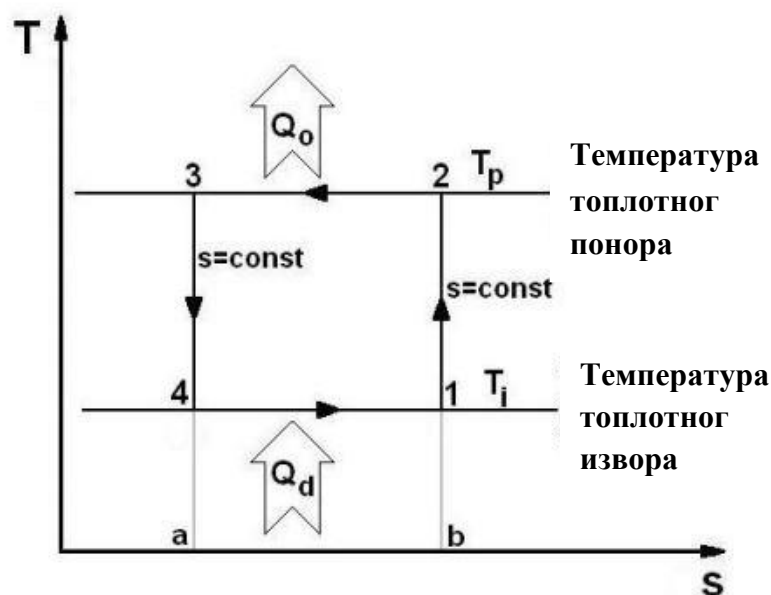
Поред тога, у раду су дати и основни теоријски принципи на којима се темељи рад компресорских топлотних пумпи.

2. Левокретни циклуси

За разлику од деснокретних циклуса где је доведена количина топлоте радној материји, по апсолутној вредности, увек већа од одведене (разлика представља рад произведен у циклусу), код левокретних циклуса (слика 1) смер промена стања је обрнут па је тако одведена количина топлоте радној материји, по апсолутној вредности увек већа од доведене. Како збир ове две количине топлоте даје увек негативну вредност, долази се до закључка да је користан рад у циклусу негативан и да се мора доводити радној материји, како би циклус уопште функционисао.

2.1 Carnot–ов левокретни циклус

Са слике 1 се може приметити да се топлота одводи радној материји на вишој, а доводи на нижој температури околине. Та чињеница левокретним циклусима налази примену у расхладним и грејним постројењима.



Слика 1. Carnot – ов циклус са идеалним гасом [1]

Деснокретни циклуси се пореде према коефицијенту ефикасности η , а левокретни према фактору хлађења или грејања зависно од намене.

Генерално, ефикасност се увек одређује као однос онога што смо добили и онога што смо уложили. Код расхладних циклуса се улаже рад L_k , а добијамо количину топлоте коју смо одвели из расхладне коморе или собе. Ова количина топлоте за радну материју

представља доведену количину топлоте Q_d , па је фактор хлађења левокретног циклуса ε_h :

$$\varepsilon_h = \frac{Q_d}{|L_k|} = \frac{Q_d}{|Q_o| - Q_d} \quad (1)$$

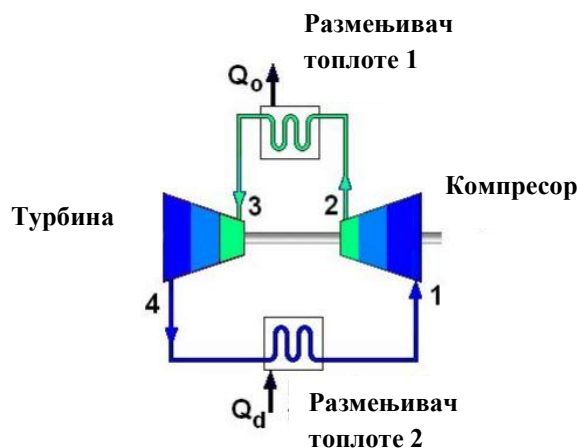
Уколико је грејање жељени ефекат левокретног циклуса, односно уколико левокретни циклус користимо у топлотној пумпи, улажемо рад, а добијамо количину топлоте која се доводи грејаној просторији, а одводи радној материји. Према томе, фактор грејања левокретног циклуса ε_g ће бити:

$$\varepsilon_g = \frac{Q_o}{|L_k|} = \frac{Q_o}{|Q_o| - Q_d} \quad (2)$$

Ако се погледају слике 1 и 2, које описују Carnot-ов левокретни циклус са идеалним гасом, радна материја (идеалан гас) се прво изентропски (повратна промена стања) компримује у компресору од стања 1 до стања 2 (улагање рада). Након тога се изотермски, на температури топлотног понора, околине (повратна промена стања) одводи топлота радној материји од стања 2 до 3. Следи изентропска експанзија у турбини од 3 до 4, где се обара притисак и температура радној материји (добијање дела уложеног рада). Циклус се затвара изотермским довођењем топлоте на температури топлотног извора, околине од стања 4 до 1. Дакле, доводимо топлоту радној материји из хлађеног простора, на nižем температурном нивоу и предајемо је околини на вишем температурном нивоу. Како је Carnot-ов циклус састављен од повратних промена стања (нема губитка радне способности) имаће увек највећи фактор грејања или хлађења у поређењу са свим осталим левокретним циклусима, при истим, дефинисаним температурама топлотног понора и извора. Како су процеси размене топлоте у Carnot-овом циклусу изотермски, једноставно је израчунати размењене специфичне количине топлоте (q_d и q_o) са дијаграма на слици 1:

$$q_d = T_i \cdot (s_1 - s_4) \quad (3)$$

$$|q_o| = T_p \cdot (s_2 - s_3) \quad (4)$$



Слика 2. Шема постројења Carnot-ов левокретног циклуса са идеалним гасом [1]

Из једначина (1), (3) и (4) може се израчунати фактор хлађења Carnot-овог левокретног циклуса као:

$$\varepsilon_h = \frac{Q_d}{|Q_o| - Q_d} = \frac{T_i \cdot (s_1 - s_4)}{T_p \cdot (s_2 - s_3)} = \frac{T_i}{T_p - T_i} \quad (5)$$

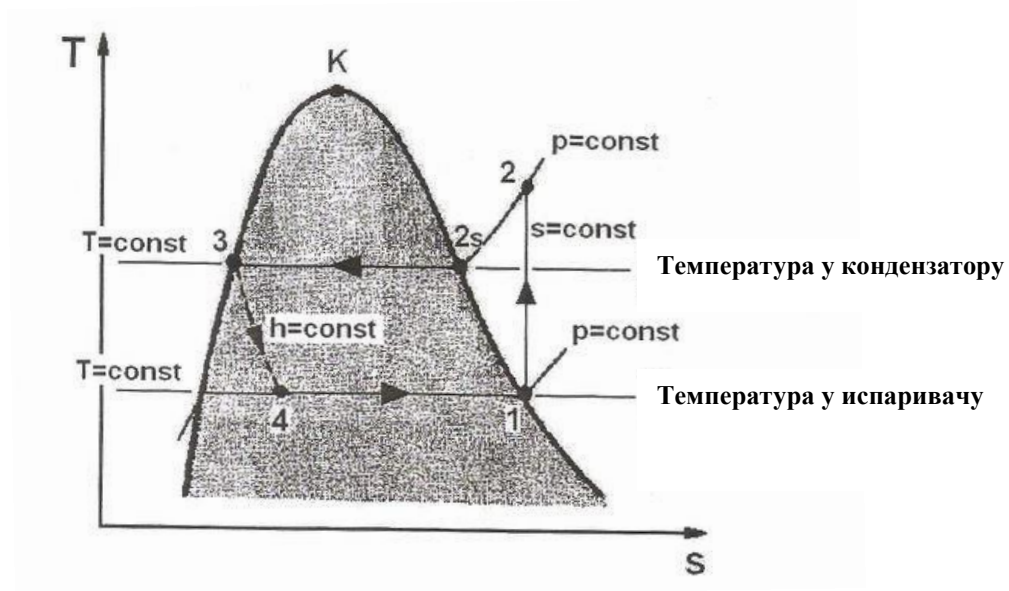
Из једначина (2), (3) и (4) може се израчунати фактор грејања Carnot-овог левокретног циклуса као:

$$\varepsilon_g = \frac{|Q_o|}{|Q_o| - Q_d} = \frac{T_p \cdot (s_2 - s_3)}{(T_p - T_i) \cdot (s_1 - s_4)} = \frac{T_p}{T_p - T_i} \quad (6)$$

За разлику од коефицијента ефикасности деснокретних циклуса, фактори грејања и хлађења, у зависности од услова, могу узимати вредности и које су значајно веће од 1. Треба нагласити и да је Carnot-ов левокретни циклус има највиши фактор хлађења и грејања у односу на све остале левокретне циклусе дефинисане између истих температура топлотног понора и извора.

2.2 Компресорски парни циклус

Компресорски парни циклус (слика 3) представља доминантан циклус за потребе грејања и хлађења.

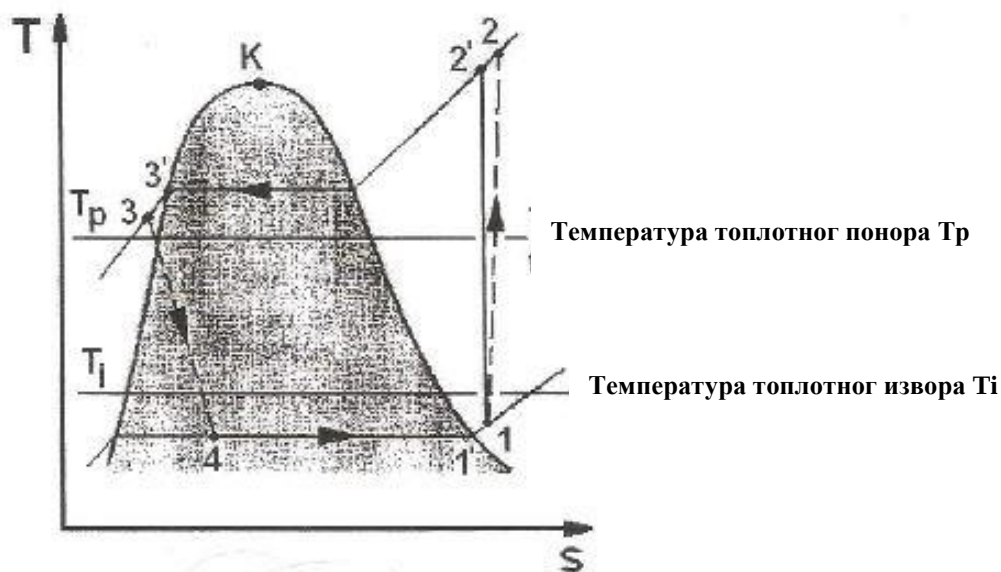


Слика 3. Идеалан компресорски парни циклус [1]

Компресор усава сувозасићену пару радне материје (стање 1) и изентропски је компримује на притисак и температуру стања 2. Добијена прегрејана пара има вишу температуру од топлотног понора (околине) и као таква одлази у размењивач топлоте – кондензатор где изобарски хладећи се брзо достиже сувозасићено стање, а затим почиње процес кондензације при константном притиску и температури (одвођење топлоте). Од тог тренутка (тачка 2s) температура у кондензатору је непромењена све док има некондензоване паре. На крају кондензатора добија се чиста кључала течност радног флуида стања 3, на притиску који влада у кондензатору. Кључала течност потом експандира у пригушном вентилу који користећи Joule – Thompson- ов ефекат, снижава температуру гаса. По адијабатском пригушивању у пригушном вентилу до стања 4, добија се влажна пара радне материје, ниског притиска и температуре. Температура у тачки 4 је нижа од температуре околине (расхладна комора, соба и сл.) и влажна пара узима топлоту од околине (довођење топлоте) и при томе испарава на константном притиску и температури, све до стања сувозасићене паре 1, када радна материја поново одлази на компресију.

Компресорски парни циклус је веома поуздан, јер је једини покретни део у постројењу (клипни) компресор.

Овај циклус има високе вредности фактора хлађења и грејања и масовно се користи у пракси за разноразне намене и температурне области.



Слика 4. Реални компресорски парни циклус [1]

Реални компресорски парни циклус (слика 4) се од идеалног разликује по неидеалној, адијабатској компресији 1-2. Реално, компресор троши више рада, а компримовани радни флуид по изласку има вишу температуру. Веза између идеалног (изентропског, 1-2') и неидеалног (адијабатског, 1-2) техничког рада представља степен доброте компресора η_k :

$$\eta_k = \frac{L_{t-izo}}{L_{t-ad}} \quad (7)$$

У реалним условима уколико се радни флуид у кондензатору потпуно кондензује пре изласка из њега (довољно ниска температура тоplotног понора), у задњим цевима тог размењивача топлоте се кључала течност радног флуида потхлађује (3-3'), чиме се повећава Q_d и фактор хлађења циклуса. Уколико је температура тоplotног извора довољно висока у задњим цевима испаривача долази до прегревања сувозасићене паре радног флуида (1-1'), што такође повећава фактор хлађења.

3. Компресорска топлотна пумпа

Топлотна пумпа представља једно од најефикаснијих техничких решења за уштеду електричне енергије при добијању топлоте као финалног вида енергије. Осим добијања топлоте у грејној сезони, топлотне пумпе се могу користити и као расхладне машине у летњим месецима када је потребно вршити расхлађивање простора.

Топлотне пумпе постижу изузетно високу ефикасност у преносу топлотне енергије. Ова ефикасност се огледа у томе што се, када се примене савремена техничка решења, са једним ангажованим kW електричне енергије на излазу добија 4 до 5 kW, при грејању односно хлађењу.

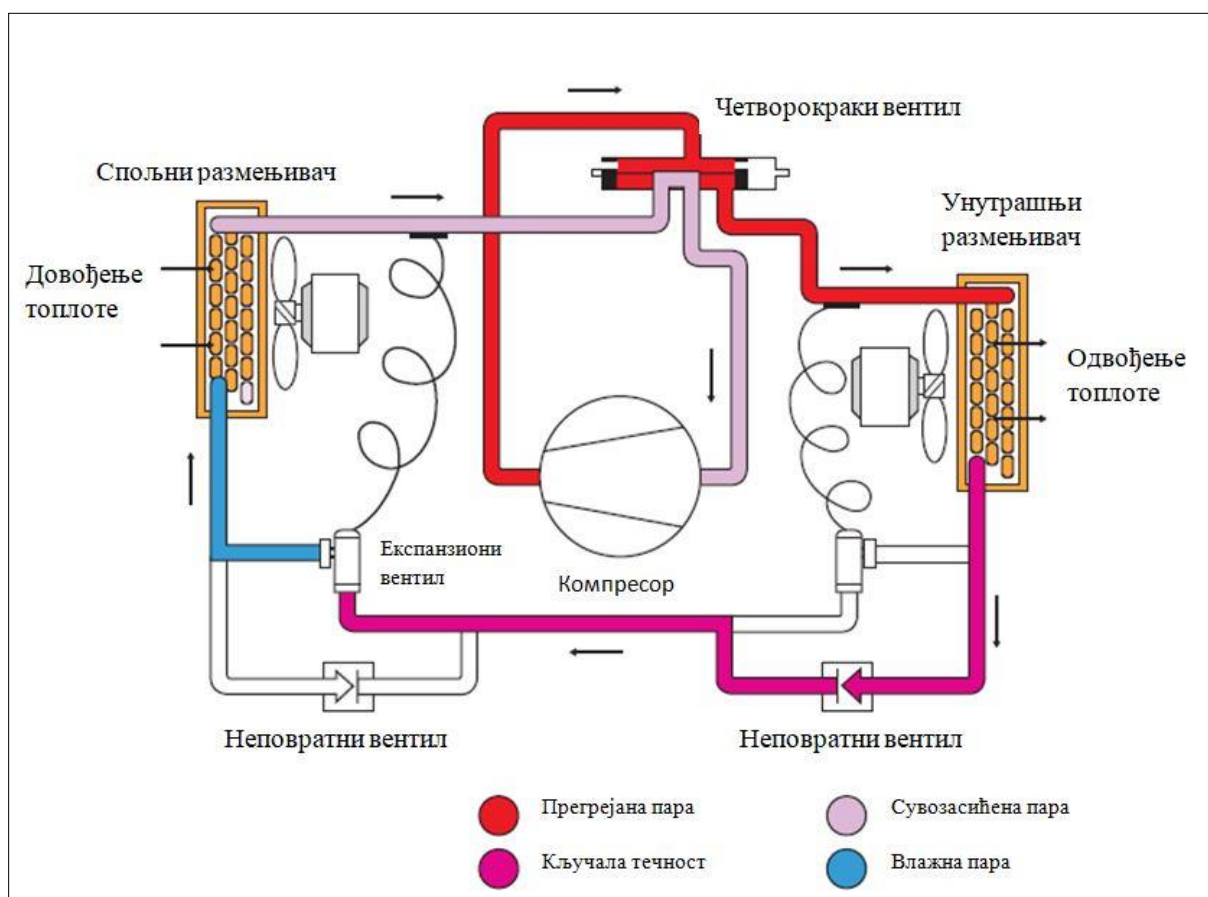
За рад топлотне пумпе на располагању су извори топлоте из земље, подземних вода и околни ваздух. Код појединачних случајева, у зависности од локалних услова, врсте тла, као и климатских услова, бира се најприкладнији извор топлоте. Што је одабрани извор топлоте квалитетнији, то ће компресор топлотне пумпе бити мање у погону, па ће и коефицијент искоришћења бити већи.

3.1 Режими рада компресорске топлотне пумпе

Једна од погодности које пружа топлотна пумпа јесте рад у летњем и зимском режиму. Она у зимском периоду доводи топлоту објекту, док га у летњем периоду хлади одвођењем топлоте.

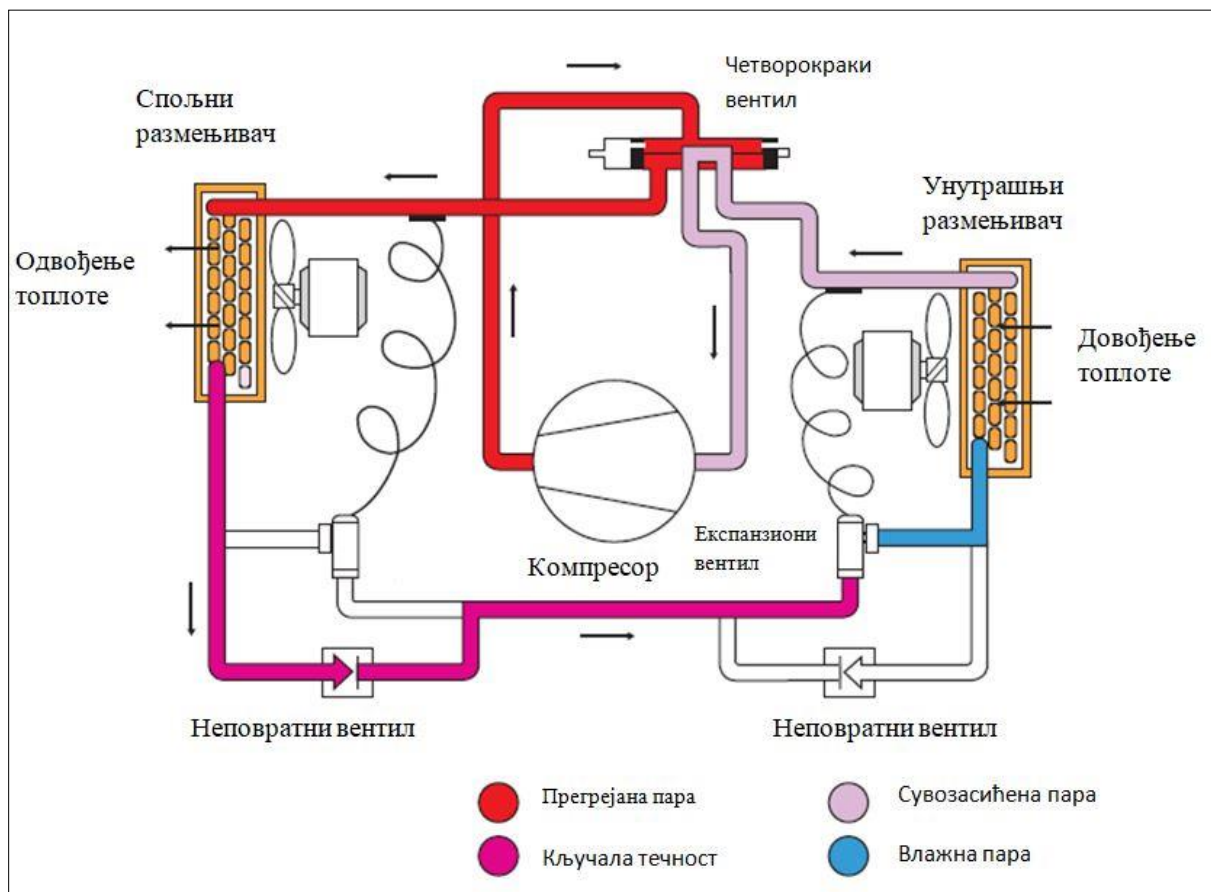
Поред главних елемената постројења, битну улогу игра четворокраки вентил који обезбеђује промену режима.

У зимском режиму (слика 5) компресор компримује сувозасићену пару у размењивач који се налази у просторији коју у овом случају треба грејати. Размењивач топлоте ради као кондензатор доведене паре и тако се ослобађа топлота потребна за грејање просторије. Кондензат се затим пригушује у пригушном вентилу и одлази у спољни размењивач. У пригушном вентилу, притисак и температура су толико снижени да он испарава у спољном размењивачу и одузима топлоту од околине иако је њена температура ниска. Пара настала у спољном размењивачу преко четворокраког вентила поново одлази у компресор и затим се циклус понавља.



Слика 5. Зимски режим рада топлотне пумпе [2]

У летњем режиму (слика 6) четворокраки вентил је постављен у такав положај, да сувозасићена пара, која се компримује у компресору, долази из унутрашњег размењивача. Прегрејана пара излази из компресора, и посредством четворокраког вентила, одлази у спољни размењивач где се кондензује и предаје топлоту околина. Кондензат затим иде у пригушни вентил где се пригушује и, као влажна пара, шаље у размењивач топлоте који се налази у просторији коју у овом случају треба охладити. Довођењем топлоте долази до испаравања, па се на излазу добија сувозасићена пара која иде у компресор.



Слика 6. Летњи режим рада топлотне пумпе [2]

3.2 Елементи компресорске топлотне пумпе

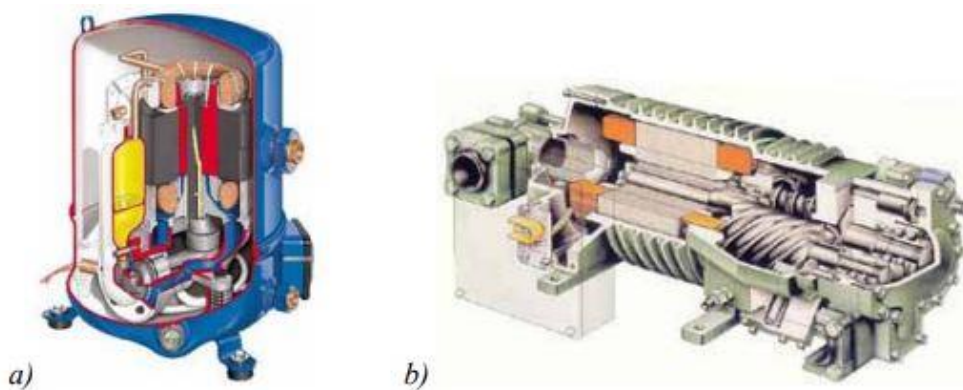
3.2.1 Компресори

Компресори (слика 7) су основни елементи оних расхладних машина чији се процес заснива на утрошку механичког рада. У њима се радна материја (расхладни флуид) сабија како би се достигли и у неопходној мери премашили: температура понора и притисак који влада у размењивачу топлоте са понором. Расхладни компресори могу да се поделе према принципу рада, величини расхладног учинка, начину херметизације, броју степена сабијања, врсти расхладног флуида и тако даље.

Према принципу рада компресори могу бити:

(1) Компресори запреминског дејства у којима се усисана пара (одн. гас) сабија услед смањивања затворене радне запремине (тзв. “ћелије”) у којој се пара налази. Према начину формирања (одн. облику) ћелија и кинематским карактеристикама које из тога произилазе, ови компресори се деле на:

- (класичне) клипне компресоре са транслаторним кретањем клипова,
- ротационе компресоре, код којих се радна запремина формира између (једног или више) ротора и зидова цилинд(а)ра (кућишта), и
- спиралне компресоре, код којих се радне запремине формирају између спрегнутих цилиндричних спиралних површи у захвату, при чему покретна спирала не ротира већ орбитира унутар непокретне спирале.



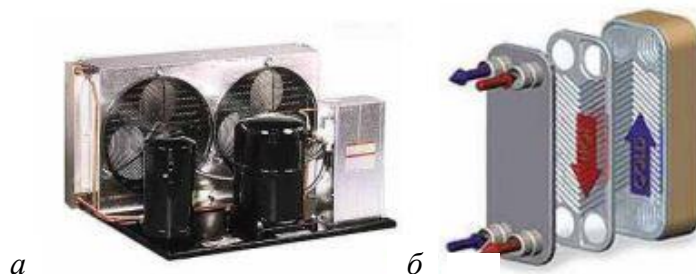
Слика 7. Изглед компресора: а) клипни, б) спирални (вијачни) [3]

(2) Струјни компресори, код којих је пораст притиска резултат размене енергије при опструјавању лопатица турбомашине (турбокомпресори) или при мешању са радном паром која са великом брзином долази из млазника (парни ејекторски компресори одн. парни ејектори).

3.2.2 Кондензатори

Кондензатори (слика 8) парних компресорских расхладних машина су размењивачи топлоте у којима се расхладни флуид кондензује предајући топлоту средству за хлађење кондензатора. У зависности од конструкције кондензатора и прегрејања паре на улазу, у кондензатору се, осим зоне кондензације засићене паре, (понекад) могу уочити и зоне хлађења и кондензације прегрејане паре, као и зона прехлађивања кондензата.

Кондензатори топлотних пумпи намењених грејању, хладе се најчешће водом или ваздухом, док се код специјалних топлотних пумпи кондензатори хладе оним флуидом чијем је загревању топлотна пумпа намењена.



Слика 8. Изглед кондензатора: а) ваздухом хлађени, б) водом хлађени – плочасти[3]

3.2.3 Испаривачи

Испаривачи парних расхладних машина су размењивачи топлоте у којима се испаравајућем расхладном флуиду доводи топлота, било непосредно од хлађеног објекта, било посредно – од секундарног расхладног флуида. Због разноврсне примене расхладних уређаја, постоји и велики број разноликих конструкција испаривача.

Класификација (подела) испаривача се обично врши према намени (врсти хлађеног објекта), расхладном флуиду и према конструкцији, док су остале класификације најчешће од мањег значаја. Међутим, имајући у виду да намена и расхладни флуид у многоме предодређују конструкцију, те поделе се добрим делом подударају, и зато је најпогоднија општа подела према намени са потподелама према конструкцији и врсти расхладног флуида (где је то сврсисходно):

Испаривачи за хлађење течности: Испаривачи за хлађење течности се најчешће израђују као добошасти испаривачи са цевним снопом унутар добоша, као плочасти испаривачи, или као потопљени базенски испаривачи; постоје још и специјалне конструкције испаривача намењене за хлађење течности преко зида суда у коме се она налази; то су обично испаривачке цевне змије или плаштови око хлађеног суда.

Испаривачи за хлађење гасова (најчешће ваздуха) израђују се од оребрених цеви. Расхладни флуид испарава унутар цеви; оребрење је са стране ваздуха, а ребра су танка и висока, па су коефицијенти оребравања доста велики (обично између 8 и 15). Због велике висине (реда величине пречника цеви), ребра се најчешће израђују посебно, од лима или лимене траке, па се након тога навлаче односно намотавају на цеви и на погодан начин фиксирају на задатом међусобном растојању;

Специјални испаривачи - поред наведених, у пракси се користе и испаривачи специјалне намене: за производњу љуспичастог леда, за брзу производњу леда у калупима (тзв. “rapid-ice” уређаји) итд.

Веома важна подела испаривача је према количини расхладног флуида која им се доводи:

- суви, када се у испаривач доводи онолико течности колико у њему може да испари (у ствари, због несавршености регулисања протока, доводи се незнатно мање, тако да из њега излази врло мало прегрејана пара), или
- преплављени (када им се доводи вишеструко више течности); при томе се коефицијент циркулације n (однос количине доведене према количини испарене течности расхладног флуида) бира у зависности од врсте хлађеног објекта.

Циркулација течности кроз преплављене испариваче може бити пумпна или гравитациона.

3.2.4 Термо експанзиони вентил

Термо експанзиони вентил је регулатор протока расхладног медијума кроз систем. Налази се између кондензатора и испаривача. У њега улази расхладни медијум из кондензатора на вишем притиску и вишој температури. При излазу из вентила у цев већег попречног пресека, добијамо нижи притисак расхладног медија. Експанзионим вентилом можемо регулисати рад компресора регулишући површину попречног пресека код протока. Његову отвореност, односно затвореност, регулише сонда која се налази прислоњена на уисну цев кроз коју расхладни медијум након предавања топлоте улази у компресор. Унутар сонде се налази медијум (обично течност са високим коефицијентом термичког растезања) који се шири повећањем температуре расхладног медијума, те се тиме смањује проток и добија се нижа температура расхладног медија. У обрнутом случају када је расхладни медијум на нижој температури, вентил се отвара и добија се нешто виша температура расхладног

медијума. Регулацијом отворености вентила добија се оптималан рад компресора и оптимална температура расхладног медија када је искористивост најповољнија. Мањи системи не користе термо-експанзионе вентиле већ цеви мањег пречника (капиларе), од цеви унутар система кроз које путује расхладни медијум. Капиларе делују по истом принципу, само је код њих површина попречног пресека протока константна.

3.2.5 Помоћни апарати

За разлику од главних елемената инсталације, у којима се остварују основне промене стања које карактеришу циклус расхладног флуида (нпр. испаравање, сабијање, кондензација...), помоћни апарати су опциони елементи чији је задатак да побољшају њене термодинамичке и/или експлоатационе карактеристике.

Прву групу помоћних апарата сачињавају разни размењивачи топлоте (спољашњи и унутрашњи прехлађивачи кондензата, међухладњаци, хладњаци уља и сл.), пригушни сепаратори и/или њихове комбинације које омогућавају модификовање циклуса у циљу повећања учинка и/или коефицијента хлађења.

Другу групу сачињавају разни помоћни апарати чији је основни задатак да спрече нежељене режиме рада, ублаже или елиминишу последице услед несавршености конструкције и/или поступака монтаже и тиме омогуће дуготрајан и несметан рад, као и лакше опслуживање (нпр. одвајачи уља, одвајачи ваздуха, филтери, сушачи...). При томе, поједини помоћни апарати из ове групе доприносе и уштеди енергије, зато што, интензивирајући размену топлоте, омогућавају повољније температурске режиме рада.

3.2.6 Цевоводи

Цевоводи повезују све релевантне компоненте у јединствену инсталацију, односно топлотну пумпу. При струјању у цевоводима, ексергија расхладног флуида опада због трења (односно пада притиска) и размене топлоте при коначним разликама температура. Међутим, пад ексергије расхладног флуида и инвестициони трошкови нису једини параметри о којима треба водити рачуна при избору брзине струјања (чиме се у ствари одређује унутрашњи пречник цеви): у неким случајевима брзина струјања мора бити довољно велика да обезбеди транспорт течне фазе или уља и тиме спречи њихово нагомилавање у цевоводу, док је у другим ограничена допуштеним падом притиска (нпр. у уисним водовима према компресорима). Због тога, при оптимизацији брзине у цевоводима, постоје ограничења у избору брзине коју намећу захтеви за несметаним функционисањем инсталације у свим релевантним режимима рада.

3.2.7 Аутоматика рада расхладних инсталација

Поуздан, економичан и енергетски ефикасан рад расхладне инсталације подразумева сталан надзор, одржавање релевантних параметара у задатим границама, као и благовремене интервенције у циљу отклањања непогодних радних режима који могу проузроковати опасности по људе, околину и/или саму инсталацију. Без аутоматизације, остваривање тих циљева је неекономично или чак немогуће.

За аутоматизацију рада расхладних инсталација користе се:

Уређаји за аутоматски надзор и сигнализацију, који служе за мерење, показивање и бележење релевантних параметара рада машине или хлађеног објекта. За приказивање радног стања инсталације и објекта користи се често тзв. синоптичка шема инсталације на којој се лампицама разних боја означава погонско стање елемената инсталације. Уређаји аутоматске заштите и/или упозоравања, који аутоматски искључују из рада поједине делове или целокупну инсталацију и/или активирају одговарајући звучни и/или светлосни аларм ако неки од релевантних параметара рада изађе из предвиђеног опсега, те може да узрокује оштећење или хаварију машине, опасност по здравље људи и/или изазове еколошке последице.

Као заштитни уређаји се најчешће користе термостати и пресостати; то су термометри, односно манометри, са електричним прекидачем, који аутоматски прекидају рад штићене машине када предметна температура или притисак добију нежељене вредности;

Уређаји за аутоматску регулацију, који служе за одржавање релевантних параметара рада расхладног постројења и хлађеног објекта, најчешће у унапред задатим границама или (ређе) по унапред задатом програму. У новије време расте тренд примене тзв. оптималних регулатора код којих је задата вредност регулисане величине функција измерених вредности једног или више утицајних параметара и одређује се рачунаром по задатом, претходно унетом програму.

3.3 Подела топлотних пумпи на основу извора топлоте

За постројење топлотне пумпе од највећег су значаја својства топлотног извора. Може се рећи да је постројење за грејање са топлотном пумпом онолико добро, колико је добар његов топлотни извор. Као нискотемпературски топлотни извори користе се вода (речна, језерска, морска и подземна), ваздух, отпадна топлота, Сунце или се испаривач закопава у земљу, при чему тло представља извор топлоте. Да би се осигурао економичан рад топлотне пумпе, за извор топлоте се поставља низ захтева, међу којима су најважнији следећи:

- топлотни извор треба да осигура потребну количину топлоте у свако доба и на што вишој температури,
- трошкови за прикључење топлотног извора на топлотну пумпу треба да буду што нижи,
- енергија за транспорт топлоте од извора до испаривача треба бити што мања.

3.3.1 Топлотне пумпе типа вода – вода

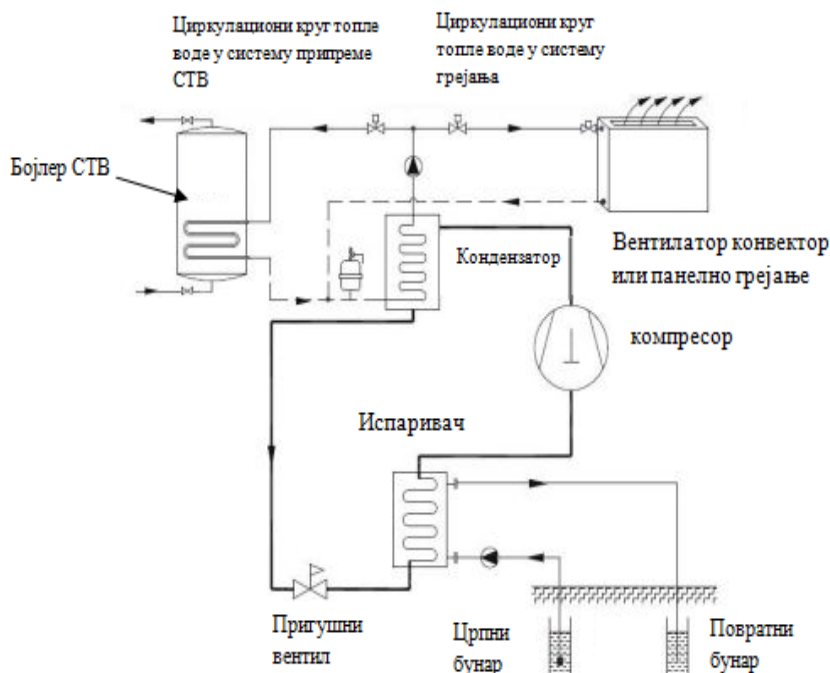
Код овог типа топлотних пумпи као извор топлоте користи се вода. Када се говори о води као извору топлоте, мисли се на топлотну енергију површинских, подземних или отпадних вода. Код оваквих система користе се две бушотине од којих се из једне црпи вода, док се кроз другу бушотину вода враћа у подземне слојеве.

Надземне воде као извор топлоте (слика 9) у многим случајевима су приступачне и јефтине за примену. Такве воде се могу уобичајено користити при температурама вишим од $+4^{\circ}\text{C}$. На основу искуства и прорачуна, температурска разлика воде охлађене у испаривачу не би требала бити мања од 4°C (нпр. од 4 до 6°C). Коришћење топлотне пумпе са оваквим изворима топлоте економски је оправдано код спољних температура изнад границе од 0°C . При томе велику улогу имају положај и величина реке или језера. Недостатак овог извора је ограниченост његове примене само на мали број потрошача који леже уз само језеро. За потрошаче који су удаљени од језера инвестициони и погонски трошкови за црпљење и повратак воде у језеро су превелики.



Слика 9. *Шема топлотне пумпе са површинском водом као извором топлоте [3]*

Подземне воде као извор топлоте (слика 10) су повољне за примену због високе и релативно уједначене температуре, која у већини случајева износи између 8 и 12°C, што зависи од дубине са које се црпи. За црпљење подземне воде потребна су два бунара, црпни и повратни. Размак између ових бунара треба бити што је могуће већи, а по могућности не мањи од 10 m. Црпни бунар треба да даје у сваком тренутку довољну количину воде, односно, издашност црпног бунара је најважнија за пројектовање ове топлотне пумпе. Потопљена црпна пумпа се уграђује обично до дубине 15 m како би се смањили погонски трошкови пумпе. Испод пумпе, оставља се слободна висина бунара која омогућује накопљање песка и нечистоћа. Пречник бунара је обично 220 mm или већи. Проток пумпе за воду прорачунава се на температурској разлици воде на испаривачу од 4 до 5°C.



Слика 10. Шема топлотне пумпе са подземном водом као извором топлоте [3]

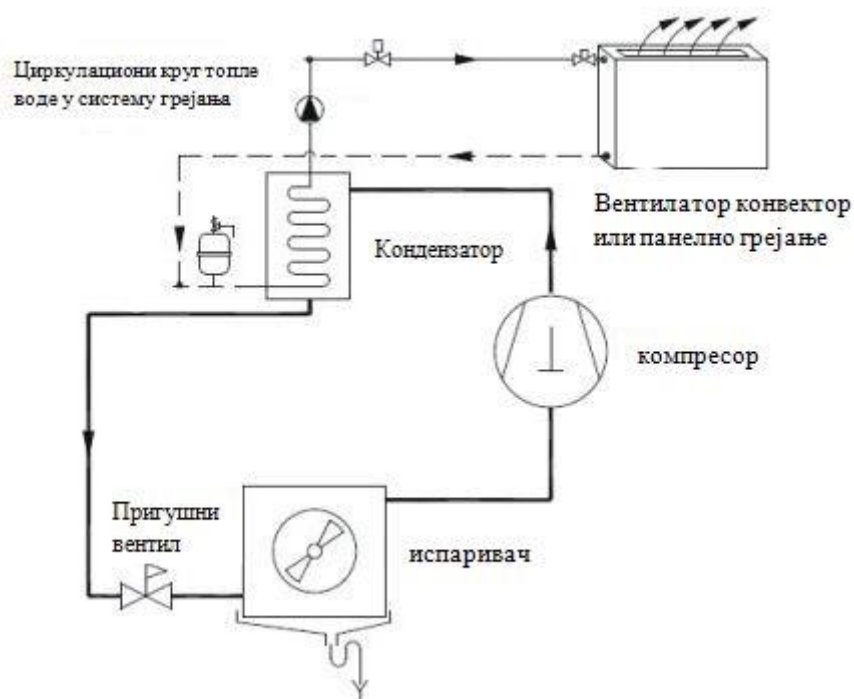
3.3.2 Топлотне пумпе типа ваздух – вода

Топлотне пумпе ваздух – вода користе ваздух као извор топлоте. Након коришћења, ваздух се враћа у околину.

Ваздух као извор топлоте (слика 11) топлотне пумпе је јако повољан са аспекта расположивости и приступачности. Оребрени размењивач топлоте са принудном циркулацијом ваздуха користи се за размену топлоте између ваздуха и расхладног флуида. Разлика температуре спољног ваздуха, као извора топлоте и расхладног флуида креће се од 6 до 10°C. Код избора овакве изведбе топлотне пумпе, потребно је водити рачуна о следеће две ствари: температури спољног ваздуха за посматрану локацију и стварању ине и леда на оребреним секцијама испаривача.

Лоша страна ваздуха као извора топлоте су варијације његове температуре, што знатно утиче на коефицијент грејања. Снижавањем температуре околине смањује се и грејни учинак топлотне пумпе. Ови уређаји се не димензионишу на пуно оптерећење, односно за најнеповољнију радну тачку, јер би у највећем делу године систем био предимензионисан. У зависности од температуре спољног ваздуха, коефицијент грејања се креће од 2,5 до 3,5. Недостатак топлотних пумпи које раде с спољним ваздухом као извором топлоте су висока бука и велика количина ваздуха која је потребна због мале вредности специфичног топлотног капацитета. Хлађењем ваздуха за 6 до 8°C добијају се оптимални односи између: количине ваздуха, величине

вентилятора, величине испаривача и коефицијента грејања. Важно је приметити да уградњом четворокраког вентила уређај у током лета може радити у режиму хлађења.



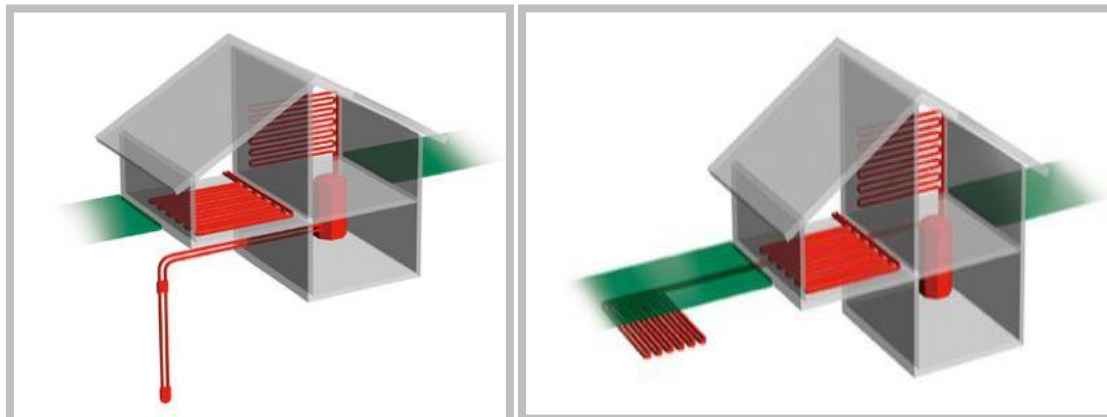
Слика 11. Шема топлотне пумпе са ваздухом као извором топлоте [3]

3.3.3. Топлотне пумпе типа земља – вода

Код оваквог типа топлотних пумпи као извор топлоте користи се топлота складиштена у тлу. У зависности од расположивог простора постоје две могућности: уградња геосонди које сежу дубоку у земљу (случај недостатка простора на земљишту) (слика 12 (лево)) и уградња земљаних колектора одмах испод површине земље (уколико постоји довољно простора) (слика 12 (десно)).

Тло као извор топлоте представља огроман топлотни извор који се може користити како за грејање тако и за хлађење простора. Иако се хлађење може остварити непосредним коришћењем размењивача топлоте у тлу, у сврху грејања је по правилу потребно употребити топлотну пумпу. Уградњом четворокраког вентила, топлотна пумпа се зими може користити за грејање, а лети за хлађење. Главна предност земље као извора топлоте је у релативно константној температури већ на дубини од 2 m (од 5

до 15°C), која омогућује рад у оптималној пројектној тачки, без дневних и сезонских варијација.



Слика 12. Систем земља – вода: геосонда (лево), земни колектор (десно)[4]

3.4. Начини рада топлотне пумпе

Према изведби генератора топлоте познати су следећи начини рада топлотне пумпе:

- Моновалентни начин рада
- Бивалентно – паралелни начин рада
- Бивалентно – алтернативни начин рада

3.4.1 Моновалентни начин рада

Овај начин рада топлотне пумпе подразумева да целокупну потребу објекта за топлотом током сезоне грејања покрива искључиво топлотна пумпа. Учинак топлотне пумпе се пројектује према спољној пројектној температури ваздуха. Топлотне пумпе повезане с тлом раде као моновалентни системи. Једна од предности моновалентног начина рада је и мање заузимање простора, односно нема потребе за гасном инсталацијом, димњаком или spremником ложивог уља.

3.4.2 Бивалентно – паралелни начин рада

При овом начину рада, до одређене вредности спољне температуре ваздух је једини извор топлоте. Даљњим падом спољне температуре зрака (нпр. -3°C или ниже) укључује се паралелно још један топлотни извор. Прикључење другог топлотног извора регулација води према спољној температури ваздуха и потребном учинку грејања. Предност таквог начина рада је могућност задржавања постојећег котла, те већа сигурност снабдевања зграде топлотом јер тада постоје два извора топлоте и два енергента.

3.4.3 Бивалентно – алтернативни начин рада

Овакав начин рада топлотне пумпе значи да у одређеном тренутку у сезони грејања (бивалентној тачки), додатни извор топлоте преузима покривање целокупних потреба зграде за топлотом. Бивалентна тачка одговара некој вредности ниске спољне температуре ваздуха. Овај начин система грејања користи се за зграде с радијаторима као грејним телима, температурног режима $90/70^{\circ}\text{C}$. До одређене вредности температуре ваздуха, топлотна пумпа је једини извор топлоте, која у зависности од карактеристике грејања одговара температури полазног вода макс. 55°C . Даљим падом

спољне температуре ваздуха укључује се други извор топлоте и он је даље једини у раду.

Делимични бивалентно-упоредни начин рада топлотне пумпе значи да се у одређеном тренутку у сезони грејања (тачки укључивања), укључује додатни извор топлоте који заједно са топлотном пумпом служи за покривање потреба зграде топлотом, а затим се она (у тачки искључивања) искључује па додатни извор топлоте покрива целокупне потребе за топлотом. Тачке укључивања и искључивања одређене су околином и температуром грејног медијума, те временом јефтиније тарифе електричне енергије.

Да би њихова примена била ефикаснија, требају испунити неколико основних услова:

- расположивост топлотног извора задовољавајуће температуре кроз целу сезону грејања;
- што мању удаљеност између топлотног извора и места предаје топлоте;
- места предаје топлоте требају имати умерени температурни ниво (нискотемпературни систем грејања);
- велики број сати употребе током године – ради веће исплативости;
- високе цене других извора енергије (остварење веће уштеде).

3.5 Расхладни флуиди

Радна материја која у топлотној пумпи обавља левокретни циклус назива се *примарни расхладни флуид*, или, краће, *расхладни флуид*. *Секундарни расхладни флуид* је флуид који одузима топлоту хлађења од хлађеног објекта (извора топлоте) и предаје је (обично испаравајућем) примарном расхладном флуиду. При томе секундарни расхладни флуид кружи као посредник, у затвореном току, између хлађеног објекта и расхладне машине (нпр: раствори разних соли или етилен гликола у води).

Увођењем у употребу халогених деривата парафинских угљоводоника (познатих под широко прихваћеним заједничким комерцијалним називом “**фреони**”), тридесетих година прошлог века, број расхладних флуида силно се повећао; за фреоне је (најпре у САД) уведен систем троцифрених бројчаних ознака иза заједничке ознаке **F** (“**Freon**”); касније, тај систем је међународно прихваћен, прилагођен је за све расхладне флуиде, а ознака **F** замењена је новом општом ознаком **R** („refrigerant”).

У новије време се понекад у литератури уместо ознаке **R** користи група од два до четири велика слова која указују на то који су елементи заступљени у молекулу, тј. указује на тзв. “тип” једињења. Нпр. **HC** (угљоводоници), **CFC** (потпуно халогенизовани хлорофлуороугљеници), **HCFC** (делимично халогенизовани хидрохлорофлуороугљеници), **FC** (потпуно халогенизовани флуороугљеници) и **HFC** (делимично халогенизовани хидрофлуороугљеници). Овакав систем означавања, поред тога што пружа очигледнију информацију о саставу, има додатног оправдања у случајевима кад се једно те исто једињење користи у различите сврхе (као расхладни флуид, испењивач изолације, растварач, итд.).

Неки примери означавања расхладних флуида:

- Бројевима од 400 до 499 означавају се разне зеотропске смеше.
- Бројевима од 500 до 599 означавају се разне азеотропске смеше.
- Бројевима од 600-699 обележавају се по произвољном редоследу разна органска једињења, која се користе или могу да се искористе као расхладни флуиди. Тако нпр. За п-бутан и изобутан користе се ознаке R 600 односно 600a.

Бројевима од 700 па надаље означавају се неоргански расхладни флуиди, тако што се после прве цифре (7) која указује да се ради о неорганском расхладном флуиду додају још две цифре које показују његову релативну молекулску масу. Нпр. амонијак (NH_3) има ознаку R 717, угљендиоксид (CO_2) има ознаку R 744 итд.

Бројни расхладни флуиди штетно делују на разградњу озонског омотача. Озонски омотач је важан јер упија ултраљубичасто (UV) зрачење са Сунца, спречавајући да већина UV зрака допре до Земљине површине. UV зрачење таласних дужина између 280 и 315 nm назива се UV-B, а штетно је за готово све облике живота. Упијајући већину UV-B зрачења пре него што оно допре до Земљине површине озонски омотач штити нашу планету од штетних утицаја тог зрачења. Озон је присутан и у нижим

слојевима атмосфере (тј. у тропосфери), али у нижим концентрацијама него у стратосфери.

Хлорофлуоругљеници (CFC) су материје које имају највећи утицај на разградњу озона. Делимично халогенизовани хлорофлуороугљоводоници (HCFC) су слични CFC-има, па су се у великој мери производили као замена у уређајима за хлађење и за експандирање. HCFC-и мање уништавају озон од CFC-а, јер их атом водоника чини мање стабилним и подложнијим разградњи у доњим слојевима атмосфере, спречавајући да већина њиховог хлора доспе до стратосфере. Фреони из групе флуороугљеника (HFC и FC) не садрже хлор и немају штетан утицај на разградњу озонског омотача.

3.5.1 Потенцијал разградње озона – ODP

Потенцијал разградње озона, ODP (*engl. Ozone Depletion Potential*) зависи од способности ослобађања хлора (Cl) и брома (Br), као и од временске постојаности у атмосфери. Као јединична (референтна) вредност узето је деловање фреона R-11. Овај фактор је последица свих потенцијалних деловања на озон која трају до потпуне разградње (време распада) за озон штетне материје.

Водоник у молекулима HCFC смањује њихову постојаност у атмосфери на 2 до 20 година. HFC не садрже хлор, па зато не разарају озон, па је њихов ODP=0.

3.5.2 Потенцијал глобалног загревања – GWP

Атмосфера попут стакла углавном пропушта краткоталасно Сунчево зрачење, али је слабо пропусна за дуготаласно зрачење којим зрачи Земљина површина. Зато део енергије која је дозрачена у систем Земља-атмосфера остаје у њему као у стакленику и претвара се у топлоту. Овај ефекат се назива ефектом стаклене баште. Потенцијал глобалног загревања, GWP (*engl. Global Warming Potential*) неке материје је релативни утицај те материје на ефект стаклене баште у односу на утицај CO₂. Као референтна вредност узето је деловање CO₂ јер се у атмосферу емитује у највећим количинама. CO₂ трајно остаје у атмосфери, па је зато увек потребно навести за које је временско раздобље GWP изражен. Најзначајнији гасови стаклене баште су: CO₂, CH₄, H₂O, HFC-и, PFC-и и SF₆.

Иако рехладни флуиди из групе HFC-а немају утицаја на разградњу озонског омотача (ОДП = 0), сви халогенизовани угљоводоници, па тако и материје из групе HFC-а су гасови стаклене баште са великим GWP потенцијалом.

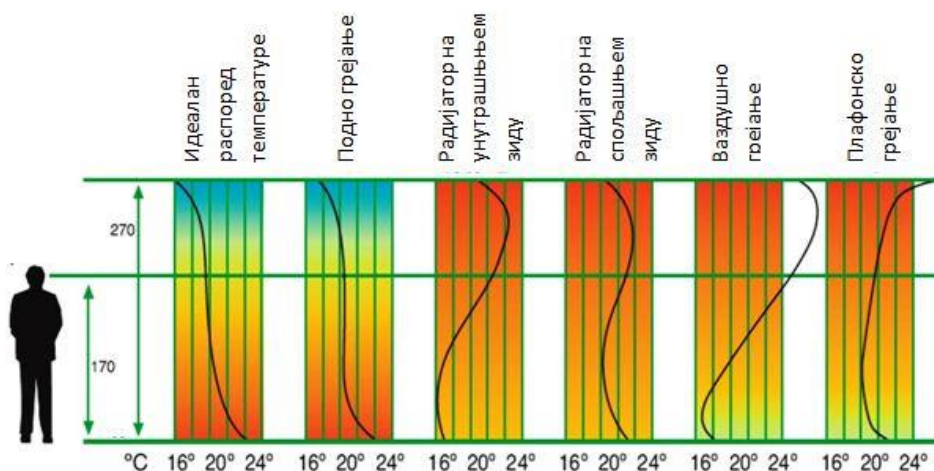
4. Панелно грејање

Панелно грејање спада у врсту централног грејања код кога улогу грејног тела имају површине. Овај вид грејања другачије се назива и грејање зрачењем, а носилац топлоте је искључиво нискотемпературна топла вода.

Према својој конструкцији грејне површине панелних грејања могу бити у виду великих плочастих радијатора, који су причвршћени на зидове са малим растојањем од њих, или су то сами зидови, плафони или подови у којима су уграђени системи грејача. Према томе панелно грејање може бити зидно, плафонско или подно. Али и поједине од све три врсте могу се и међусобно комбиновати.

Како се зрачењем, не загрева околни ваздух директно, него преко предмета на које је оно управљено, онда сви околни предмети и граничне површине које не служе као грејне површине имају већу температуру него околни ваздух, изузимајући хладне спољне зидове и прозоре. Услед овога је и одавање топлоте човечјег организма мање него у просторијама које се загревају обичним радијаторима. Имајући у виду још и да пространост грејних површина ових система грејања омогућава њихове ниже температуре може се закључити да је панелно грејање изразито угодније и боље у хигијенском погледу.

Као мерило угодности средине у којој човек борави поменут је и степен одавања топлоте човековог тела, а нарочито главе. Добра уједначеност температуре (слика 13) у просторијама условљава да је ово одавање топлоте веома умерено. То се боље постиже уколико су грејне површине веће и добро распоређене. Када се панелни радијатори не простиру преко целих површина плафона или пода или његовог великог дела, онда њихов правилан распоред има знатан утицај на уједначеност температуре. Смањење одавања топлоте панелних радијатора конвекцијом такође доприноси уједначењу температуре. Конвекција код панелних грејача највише долази до изражаја у зидном грејању, а најмање у плафонском, код кога се загревани ваздух приљубљен уз плафон најмање креће.



Слика 13. Распоред температуре по висини просторије у зависности од система грејања [5]

Грејачи код панелног грејања могу бити савијене цеви у виду серпентина или регистра у којима циркулише топлотни флуид, или се могу користити и електрични грејачи.

Цевни грејачи се у летње доба могу користити и за хлађење просторија. У овом случају боље је применити плафонско грејање пошто се расхлађен ваздух спушта наниже.

Панелно грејање је мање-више инертно јер загревање просторија почиње тек по преносу топлоте од грејних цеви или плоча на њихове облоге. Ово је изразитије код масивнијих конструкција па се промене у потребама загревања не могу изводити у кратком временском интервалу.

Велика инерција ових врста грејања некада доводи до непријатности јер ако би се просторије и сувише загрејале, њихово хлађење се постиже једино отварањем прозора што није увек пожељно нити економично. За овакве случајеве боље је градити лакше конструкције ради еластичности регулисања.

Према ономе што је изложено, предности панелних система грејања би се резимирале у следећем:

- не виде се и не ометају унутрашњу декорацију простора,
- сви водови се налазе у самој конструкцији па је мања опасност од мрза,
- услед малих температурских разлика, мало је и струјање (конвекција) ваздуха па нема ни подизања прашине у оноликој мери као код грејања где конвекција долази до већег изражаја,
- могућност хлађења у летњим месецима и сл.

Насупрот поменутим предностима морају се истаћи и следећи недостаци оваквих система:

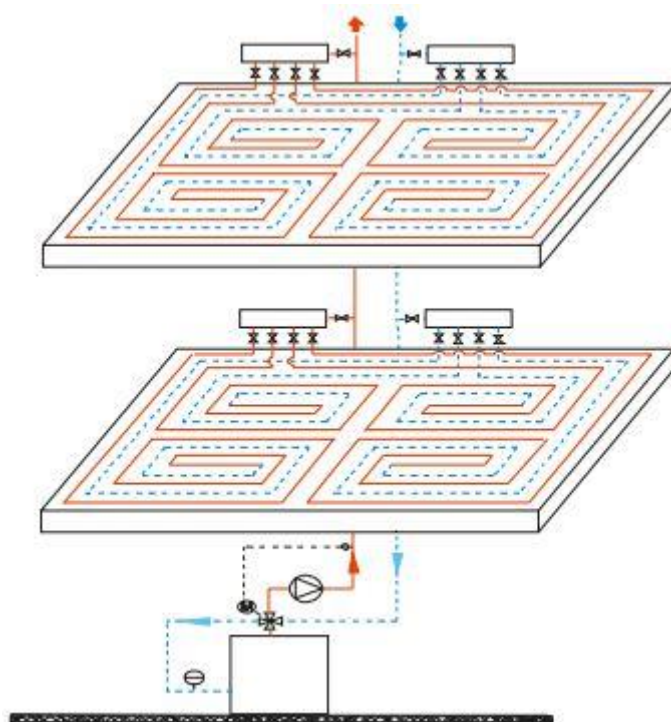
- много већи инвестициони трошкови у односу на централно радијаторско грејање,
- било какве накнадне преправке су веома отежане, скоро немогуће или веома скупе,
- регулисање је врло отежано услед инерције,
- у случају подног грејања се мора водити рачуна о распореду намештаја како се не би губило на самој ефикасности грејања и сл.

4.1 Подно грејање

Као што сам назив каже, при подном грејању (слика 14) грејне цеви се постављају у поду и повезују са топоводним централним грејањем.

Због међусобног удела конвекције и зрачења, од којих оба вида преноса топлоте учествују са по приближно 50%, подно грејање представља најбољи вид система грејања са аспекта термичког комфора. Топлота се помоћу ова два механизма преноси навише, док се одавање топлоте наниже спречава слојем топлотне изолације.

Основни услов који је потребно испунити приликом пројектовања и извођења система подног грејања је ограничење максималне температуре пода зарад комфора људи на неких 27-29°C (у зависности од типа просторије), осим у танким појасевима око спољашњих зидова, где температура може достићи и 35°C.

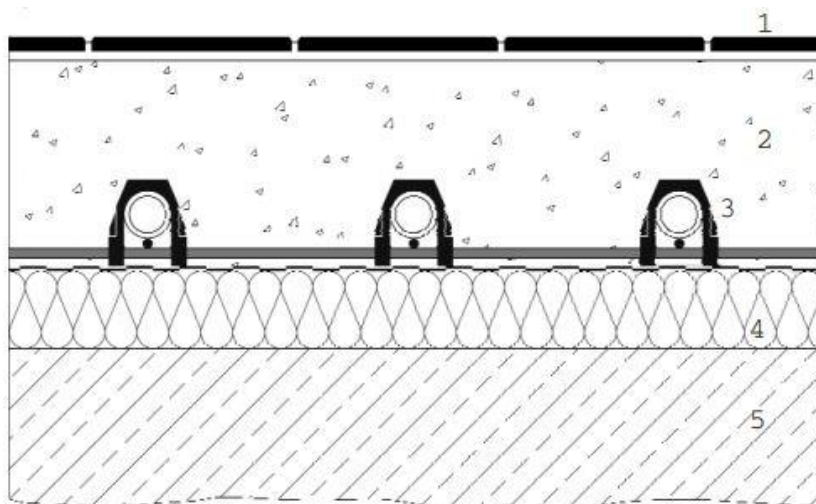


Слика 14. Шема подног грејања [6]

По начину израде ови системи се могу поделити на системе са мокрым и сувим постављањем.

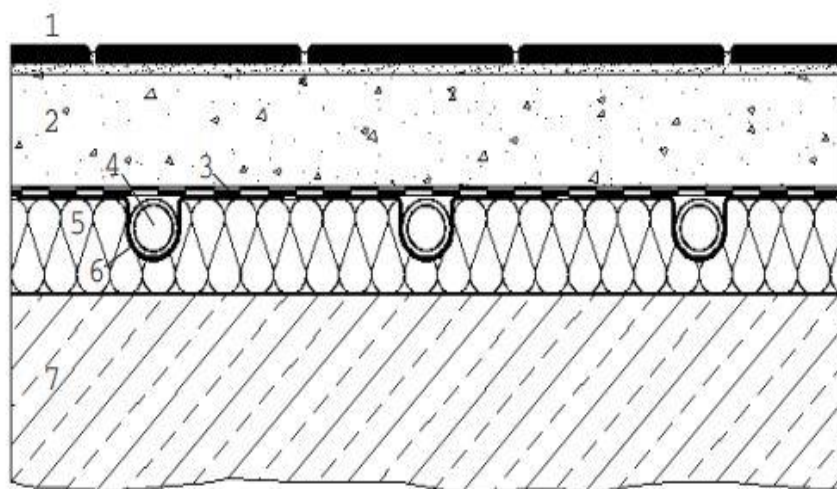
Мокро постављање (слика 15) је постављање директно у бетонску кошуљицу на мокру подлогу, при чему се причвршћују за металну подлогу. При томе је потребно обезбедити добар пренос топлоте. Испод цеви се поставља термичка и хидро-изолација, а дебљина бетона (сличног коефицијента ширења као цеви) изнад цеви се ограничава на 45-70 mm.

Суво постављање (слика 16) је постављање цеви на готове плоче од тврде пене са извесним каналима или жљебовима у себи. Изнад тога је бетонска кошуљица или на пример мермерне плоче. Дебљина слоја изнад цеви је 45 mm. Монтажа у овом случају је бржа и једноставнија.



Слика 15. Систем мокрог постављања

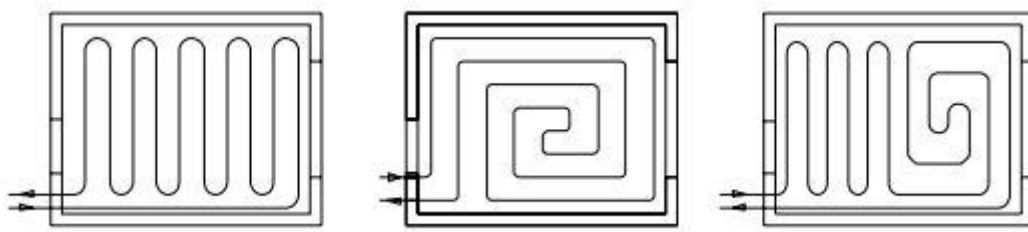
1 - подна облога, 2 – цементна кошуљица,
3 – грејна цев и учвршћивање, 4 – топлотна изолација, 5 – темељна плоча [6]



Слика 16. Систем сувог постављања

1 – подна облога, 2 – цементна кошуљица, 3 – фолија, 4 – грејна цев, 5 – плоча за полагање, 6 – лим за топлотно провођење, 7 – темељна плоча [6]

Код подног грејања углавном се користе пластичне (синтетичке) цеви од полиетилена (PE), полипропилена (PP), полибутилена (PB) и слично, пречника $d_c = 12-20$ mm. Цеви имају дуг век трајања, а међусобно одстојање на којем се постављају је обично 120-200 mm. Цеви се иначе постављају у облику змије, спирале или комбиновано (слика 17).



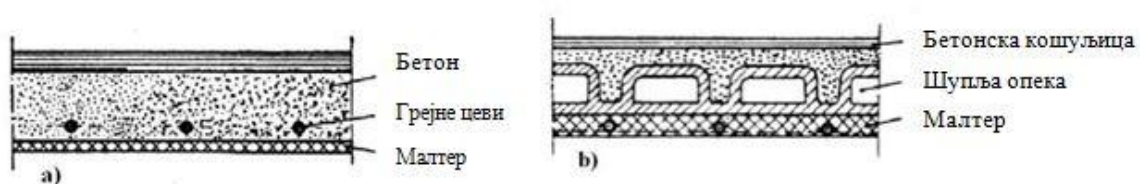
Слика 17. Начини постављања цеви [6]

4.2 Плафонско грејање

Плафонско грејање може се изводити на неколико различитих начина у зависности од конструкције плафона:

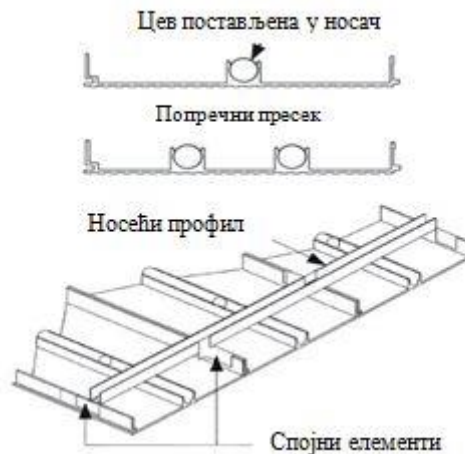
а) цевно плафонско (слика 18) грејање изводи се најчешће од бешавних цеви, које се постављају у таваницу, при чему се цеви постављају или у бетону или у плафонском малтеру. Постављање грејних цеви у бетонску конструкцију мора да се изврши приликом израде саме плафонске конструкције. При томе цеви треба поставити са потребним одстојницима на дрвену оплату изнад челичне арматуре, пре него што се изврши пуњење бетоном.

Код постављања грејних цеви у малтер треба најпре поставити плафонске плоче, па се тек онда окаче цеви на плафон. Испод цеви се поставља жичана мрежа ради очувања хомогености бетона (да не би дошло пуцања), па тек онда се врши малтерисање у неколико слојева малтером од креча и цемента, са додатком ткања од јуте.



Слика 18. Начини извођења цевног плафонског грејања [6]

б) Ламелно плафонско грејање (слика 19) се врло често користи због смањења инертности система и убрзаног загревања конструкције. Врло често се око грејних цеви постављају ламеле од алуминијумског лима, чији је задатак да брже одводе топлоту од цеви и предају конструкцији.



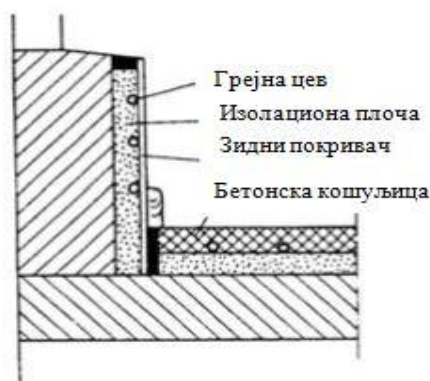
Слика 19. Ламелни грејни плафон [6]

в) Грејање зрачећим плочама - употребљавају се грејне плоче које се слободно каче на таваницу, такву каква је. Плоче се често израђују од челичног лима, а за њих се цеви причвршћују обујмицама или заваривањем. Горња страна плоча је изолована, а овај вид плафонског грејања се употребљава најчешће у фабрикама.

4.3. Зидно грејање

Код зидног грејања (слика 20) грејне цеви постављају се у спољним зидовима, посебно у парапетима прозора. Обично представљају додатне грејне површине уз плафонско грејање, да би се умањили вентилациони и инфилтрациони губици топлоте кроз прозоре.

Иза грејних цеви ваља поставити изолациону плочу дебљине 6-8 см. Добрим распоредом грејних цеви у парпету испод прозора постиже се добро уједначавање температуре у просторији.



Слика 20. Грејна површина у прозорском парпету [6]

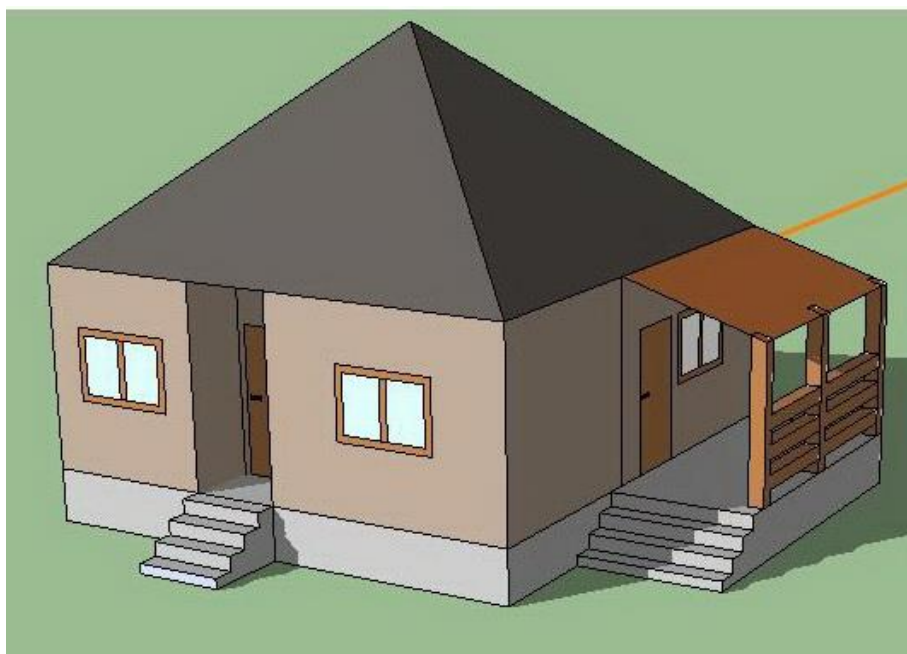
5. Опис разматраног објекта

За разматрани објекат узета је породична кућа нето површине $47,1 \text{ m}^2$. На слици 21 дат је модел објекта, моделиран у софтверу *GoogleSketchUp*.

Објекат је приземан и састоји се од седам просторија чије су површине дате у табели 1. У склопу куће налазе се три собе, купатило, кухиња, ходник и остава. Кровна конструкција је изведена на четири воде.

На слици 22 дат је технички цртеж приземља израђен у софтверу *AutoCad*.

У циљу минимизирања потрошње енергије за грејање објекта, сви елементи грађевинске конструкције су добро изоловани (табела 2).



Слика 21. Модел разматраног објекта урађен у софтверу Sketch-up

Табела 1. Површине просторија објекта

Просторија	Површина [m^2]
Соба 1	5,29
Соба 2	10,15
Соба 3	14
Кухиња	8,5
Купатило	3,91
Ходник	3,6
Остава	1,65

Табела 2. Елементи конструкције са коришћеним материјалима и коефицијентом пролаза топлоте

Конструкција	Материјали	Коефицијент пролаза топлоте[W/m ² K]
Спољни зид	Фасадни малтер	0,23
	Кречни малтер	
	Гитер блок	
	Стиропор 10 cm	
	Гитер блок	
	Кречни малтер	
Спољни зид - купатило	Фасадни малтер	0,23
	Кречни малтер	
	Гитер блок	
	Стиропор 10 cm	
	Гитер блок	
	Кречни малтер	
	Керамичке плочице - зидне	
Под	Шљунак	0,25
	Неармирани бетон	
	Стиродур приземље	
	PVC фолија	
	Цементна кошуљица	
	Керамичке плочице - подне	
Плафон	Стиродур	0,26
	Армирани бетон	
	Монта	
	Кречни малтер	
Унутрашњи зид	Кречни малтер	1,6
	Гитер блок	
	Кречни малтер	
Унутрашњи зид - купатило	Кречни малтер	1,56
	Гитер блок	
	Кречни малтер	
	Керамичке плочице - зидне	
Унутрашњи зид - остава	Кречни малтер	0,9
	Гитер блок	
	Полиестирен 2	
	Кречни малтер	
Прозор	/	1,5
Унутрашња врата	/	2,15
Спољна врата	/	1,6

У разматраном објекту постоје топлотни добици у виду топлоте коју одају људи у току боравка у просторијама, као и осветљење и електрични уређаји који својим радом емитују топлоту. Распоред боравка људи по просторијама дат је у табели 3. Распоред коришћења осветљења и електричних уређаја по фракцијама дат је у табелама 4 и 5, при чему фракција 1 означава да се у том временском интервалу користи максимална снага осветљења, односно електричне опреме.

Табела 3. *Боравак људи у просторијама, дат у временским интервалима*

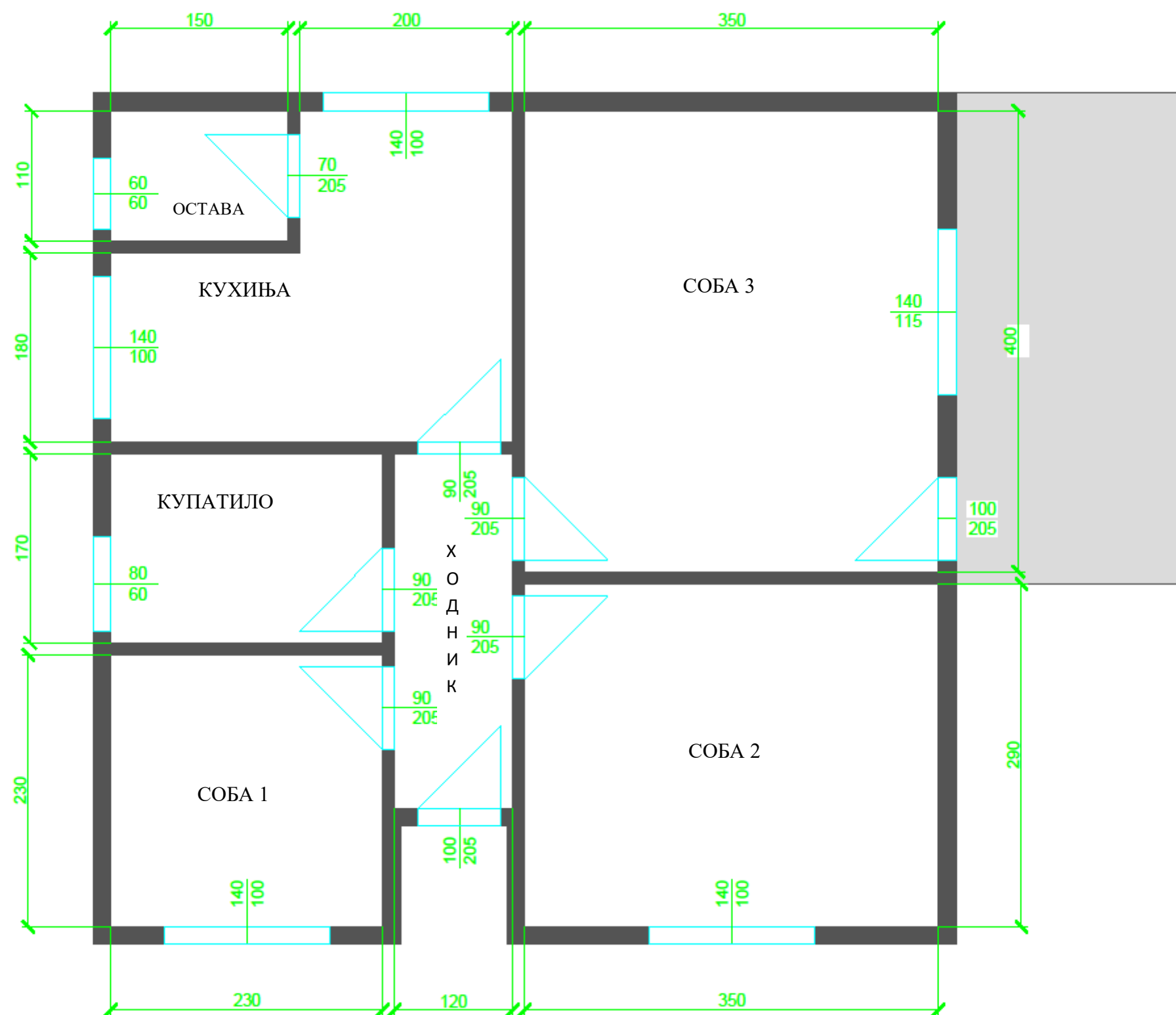
	Соба 1	Соба 2	Соба 3	Кухиња	Купатило
23:30 - 7:00	1	1	2	0	0
07:00 - 07:30	0	0	0	4	0
07:30 - 08:00	2	1	1	0	0
08:00 - 08:30	0	0	0	0	0
08:30 - 09:00	1	1	1	0	0
09:00 - 09:30	1	1	1	0	0
09:30 - 10:00	1	1	1	0	0
10:00 - 10:30	0	0	0	0	0
10:30 - 11:00	0	0	0	0	0
11:00 - 11:30	0	0	0	0	0
11:30 - 12:00	0	0	0	0	0
12:00 - 12:30	0	1	1	0	0
12:30 - 13:00	1	1	1	0	0
13:00 - 13:30	0	0	0	0	0
13:30 - 14:00	0	0	0	0	0
14:00 - 14:30	0	0	0	0	0
14:30 - 15:00	0	0	0	0	0
15:00 - 15:30	0	0	0	0	0
15:30 - 16:00	0	0	0	0	0
16:00 - 16:30	0	0	0	0	1
16:30 - 17:00	2	1	0	1	0
17:00 - 17:30	2	1	1	0	0
17:30 - 18:00	2	1	0	1	0
18:00 - 18:30	0	0	0	0	0
18:30 - 19:00	0	0	0	0	0
19:00 - 19:30	0	0	0	0	0
19:30 - 20:00	0	0	0	0	0
20:00 - 20:30	0	0	0	0	1
20:30 - 21:00	0	0	0	4	0
21:00 - 21:30	2	1	1	0	0
21:30 - 22:00	2	1	1	0	0
22:00 - 22:30	2	1	1	0	0
22:30 - 23:00	0	1	1	0	0
23:00 - 23:30	1	1	1	0	1

Табела 4. *Распоред коришћења осветљења по просторијама у временским интервалима, дат у фракцијама*

	Соба 1	Соба 2	Соба 3	Кухиња	Купатило
Снага [W]	40	40	40	50	10
23:30 - 7:00	0	0	0	0	0
07:00 - 07:30	0.5	0	0	1	1
07:30 - 08:00	0.5	0	0	0	0
08:00 - 08:30	0	0	0	0	0
08:30 - 09:00	0	0	0	0	0
09:00 - 09:30	0	0	0	0	0
09:30 - 10:00	0	0	0	0	0
10:00 - 10:30	0	0	0	0	0
10:30 - 11:00	0	0	0	0	0
11:00 - 11:30	0	0	0	0	0
11:30 - 12:00	0	0	0	0	0
12:00 - 12:30	0	0	0	0	0
12:30 - 13:00	0	0	0	0	0
13:00 - 13:30	0	0	0	0	0
13:30 - 14:00	0	0	0	0	0
14:00 - 14:30	0	0	0	0	0
14:30 - 15:00	0	0	0	0	0
15:00 - 15:30	0	0	0	0	0
15:30 - 16:00	0	0	0	0	0
16:00 - 16:30	0	0	0	0	1
16:30 - 17:00	0	0	0	1	0
17:00 - 17:30	0.5	0.5	0.5	0	0
17:30 - 18:00	0	0	0	1	0
18:00 - 18:30	0	0	0	0	0
18:30 - 19:00	0	0	0	0	0
19:00 - 19:30	0	0	0	0	0
19:30 - 20:00	0	0	0	0	0
20:00 - 20:30	0	0	0	0	1
20:30 - 21:00	0.5	0.5	0.5	1	0
21:00 - 21:30	1	1	1	0	0
21:30 - 22:00	0.5	0	0	1	0
22:00 - 22:30	0.5	0	0	0	0
22:30 - 23:00	0	0.5	0.5	0	0
23:00 - 23:30	0	0	0	0	1

Табела 5. *Распоред коришћења електричних уређаја по просторијама у временским интервалима, дат у фракцијама*

	Соба 1	Соба 2	Соба 3	Кухиња	Купатило
Снага [W]	300	300	300	1500	2600
23:30 - 7:00	0	0	0	0	0
07:00 - 07:30	0.7	0.7	0.7	0.45	0.5
07:30 - 08:00	0	0	0	0	0
08:00 - 08:30	0	0	0	0	0
08:30 - 09:00	0.6	0.6	0.6	0	0
09:00 - 09:30	0.45	0.45	0.45	0	0
09:30 - 10:00	0.45	0.45	0.45	0	0
10:00 - 10:30	0	0	0	0	0
10:30 - 11:00	0	0	0	0	0
11:00 - 11:30	0	0	0	0	0
11:30 - 12:00	0	0	0	0	0
12:00 - 12:30	0.3	0.3	0.3	0	0
12:30 - 13:00	0.3	0.3	0.3	0	0
13:00 - 13:30	0	0	0	0	0
13:30 - 14:00	0	0	0	0	0
14:00 - 14:30	0	0	0	0	0
14:30 - 15:00	0	0	0	0	0
15:00 - 15:30	0	0	0	0	0
15:30 - 16:00	0	0	0	0	0
16:00 - 16:30	0	0	0	0	0.3
16:30 - 17:00	0.8	0.8	0.8	0.8	0
17:00 - 17:30	0	0	0	0	0
17:30 - 18:00	0.6	0.6	0.6	0	0
18:00 - 18:30	0	0	0	0	0
18:30 - 19:00	0	0	0	0	0
19:00 - 19:30	0	0	0	0	0
19:30 - 20:00	0	0	0	0	0
20:00 - 20:30	0	0	0	0	0.25
20:30 - 21:00	0.65	0.66	0.67	0.6	0
21:00 - 21:30	0	1	2	0	0
21:30 - 22:00	0.9	0.9	0.9	0	0
22:00 - 22:30	0.9	0.9	0.9	0	0
22:30 - 23:00	0.9	0.9	0.9	0	0
23:00 - 23:30	0	1	2	0	1

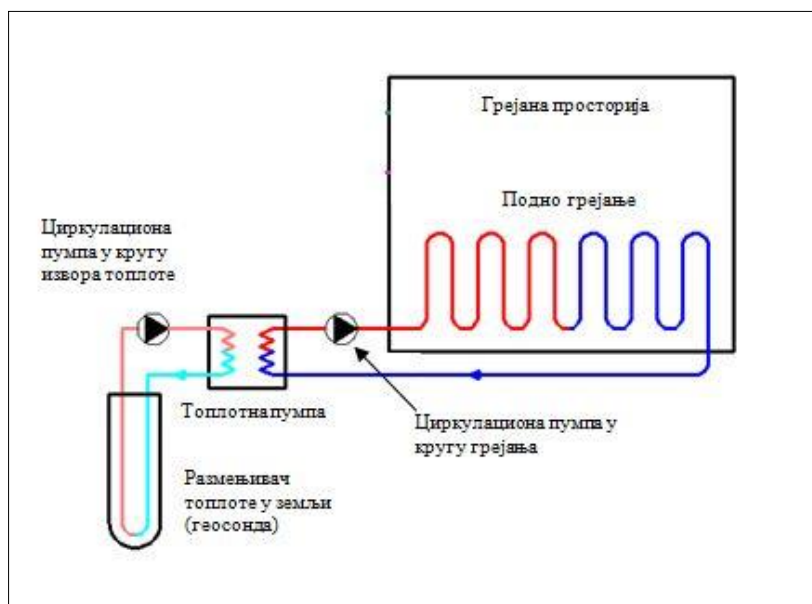


Слика 22. Граеђевинска основа приземља разматраног објекта

6. Систем грејања

Као систем грејања, који је димензионисан на основу прорачуна топлотних губитака, изабран је систем који се састоји од компресорске топлотне пумпе и подних панелних грејних тела (слика 23). Улогу генератора топлоте има топлотна пумпа типа земља/вода са геосондом.

Унутрашње пројектне температуре, као и потребна часовна инфилтрација ваздуха усвојене су за потребе димензионисања система грејања и дати су у табели 6.



Слика 23. Шема система грејања

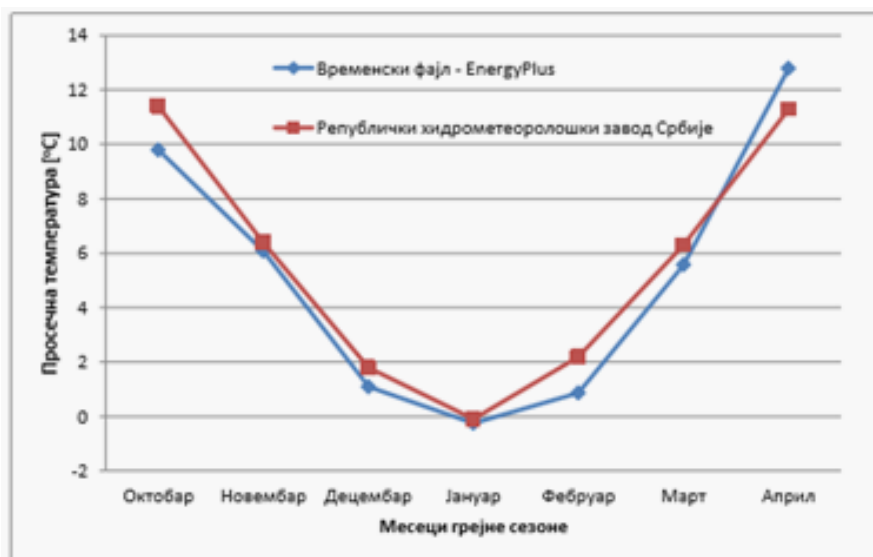
Табела 6. Унутрашње пројектне температуре и инфилтрација просторија

Просторија	Пројектна температура [°C]	Инфилтрација[l/h]
Соба 1	20	0,5
Соба 2	20	0,5
Соба 3	20	0,5
Купатило	24	1,5
Кухиња	20	1,5
Ходник	20	0,5
Остава	16	0,5

У оквиру система се могу уочити два циркулациона круга, од којих је један круг, циркулациони круг извора топлоте, док је други циркулациони круг, круг грејања. Приликом димензионисања система грејања усвојено је да је улазна температура круга грејања 35°C, а да је пад у оквиру круга грејања 5°C. Такође, усвојено је да је

температура на излазу из измењивача у оквиру геосонде 13°C , односно да је пад температуре у кругу извора топлоте 3°C .

Рад система грејања је симулиран у софтверу *EnergyPlus* користећи временску датотеку, која садржи реалне климатске податке за град Крагујевац (слика 24). Временски период за који је симулација извршена је период од 15. октобра до 15. априла, односно период грејне сезоне.



Слика 24. Средње месечне температуре за Крагујевац

На основу симулације, добијене су информације о понашању комплетног система, потребне дужине цевне змије за сваку од просторија, као и количина електричне енергије која је потрошена за погон компресора топлотне пумпе у току грејне сезоне.

6.1. Прорачун топлотних губитака према стандарду SRPS EN 12831:2003

У овом раду спроведен је и прорачун укупних топлотних губитака објекта и димензионисана су и одабрана грејна тела и извор топлоте (топлотна пумпа).

Како би се систем грејања стамбеног објекта могао исправно димензионисати потребно је прорачунати топлотне губитке објекта. Прорачун се изводи према Европском стандарду SRPS EN 12831:2003. Стандард дефинише прорачун потребног топлотног учинка за одржавање унутрашње пројектне температуре просторије при спољашњим пројектним условима. Спољашњи пројектни услови нису дефинисани у стандарду него се узимају зависно од локације објекта (за Крагујевац она износи $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$). Пројектни топлотни губици се рачунају за сваку грејну просторију, па се затим сабирају и на тај начин се добијају укупни топлотни губици зграде.

6.1.1. Трансмисиони топлотни губици Φ_T (W)

Прорачун трансмисионих губитака подразумева прорачун измене топлоте кроз све грађевинске елементе просторије према спољној околини, према суседним негрејаним просторијама, према суседним просторијама грејаним на нижу температуру, као и према тлу. За одређивање укупних трансмисионих губитака топлоте грејне просторије користи се следећа формула:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (8)$$

где су:

$H_{T,ie}$ (W/K) – коефицијент трансмисионих топлотних губитака из грејане просторије (i) у спољашњу средину (e) кроз омотач зграде;

$H_{T,iue}$ (W/K) – коефицијент трансмисионих топлотних губитака из грејане просторије (i) у спољашњу средину (e) кроз негрејану просторију (u);

$H_{T,ig}$ (W/K) – коефицијент топлотних губитака услед стационарне трансмисије из грејане просторије (i) ка тлу (g);

$H_{T,ij}$ (W/K) – коефицијент трансмисионих губитака из грејане просторије (i) у суседну грејану просторију (j), грејану на знатно различиту температуру, тј. у суседну грејану просторију у оквиру једне целине зграде или у грејану просторију суседне целине исте зграде;

$\theta_{int,i}$ ($^{\circ}\text{C}$) – унутрашња пројектна температура грејане просторије;

θ_e ($^{\circ}\text{C}$) – спољна пројектна температура.

6.1.1.1. Коефицијент трансмисионих топлотних губитака $H_{T,ie}$ (W/K)

За прорачун губитака топлоте кроз елементе зграде који су у контакту са спољним ваздухом користимо следећи образац:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot e_l \text{ (W/K)} \quad (9)$$

где је:

A_k (m²) – површина елемента (k) зграде;

e_k, e_l (-) – корекциони фактори изложености који узимају у обзир климатске утицаје као што су различита изолација, апсорпција влаге од стране елемената зграде, брзина ветра и температура, под условом да ови утицаји нису били већ узети у обзир при одређивању U - вредности;

U_k (W/m²K) – коефицијент пролаза кроз елемент (k) зграде;

l_l (m) – дужина линијског топлотног моста (l) између унутрашњости и спољашњости;

Ψ_l (W/mK) – коефицијент линијске топлотне проводљивости линијских топлотних мостова (l).

6.1.1.2. Коефицијент трансмисионих топлотних губитака $H_{T,iue}$ (W/K)

Ако се између грејане просторије (i) и околине (e) налази негрејана просторија (u), коефицијент пројектних трансмисионих топлотних губитака из грејане просторије у спољашњост се рачуна на следећи начин:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot b_u \text{ (W/K)} \quad (10)$$

где је:

A_k (m²) – површина елемента (k) зграде;

b_u (-) – фактор смањења температуре који узима у обзир разлику између температуре негрејане просторије и спољне пројектне температуре;

U_k (W/m²K) – коефицијент пролаза кроз елемент (k) зграде;

l_l (m) – дужина линијског топлотног моста (l) између унутрашњости и спољашњости;

Ψ_l (W/mK) – коефицијент линијске топлотне проводљивости линијских топлотних мостова (l).

6.1.1.3. Коефицијент трансмисионих топлотних губитака $H_{T,ig}$ (W/K)

Коефицијент пројектних трансмисионих топлотних губитака у стационарном стању из грејане просторије (i) кроз тло (g), $H_{T,ig}$ рачуна се на следећи начин:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot G_w \text{ (W/K)} \quad (11)$$

где је:

f_{g1} (-) – корекциони фактор који узима у обзир утицај годишњег колебања спољашње температуре;

f_{g2} (-) – фактор редукције температуре који узима у обзир разлику између просечне годишње температуре и спољне пројектне температуре;

A_k (m²) – површина елемента (k) зграде у додиру са земљом;

G_w (-) – корекциони фактор који узима у обзир утицај подземних вода;

6.1.1.4. Коефицијент трансмисионих топлотних губитака $H_{T,ij}$ (W/K)

$H_{T,ij}$ изражава топлоту пренету трансмисијом из једне грејане просторије (i) у суседну грејану просторију (j), загрејану на знатно другачију температуру. Ово може бити суседна соба унутар истог дела зграде (купатило, соба за медицинске прегледе) или соба која припада суседном делу зграде, (стан) или соба која припада суседној згради која може бити негрејана. $H_{T,ij}$ се рачуна на следећи начин:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} \cdot A_k \cdot U_k \text{ (W/K)} \quad (12)$$

f_{ij} (-) – фактор редукције температуре који узима у обзир разлику између температуре суседне просторије и спољне пројектне температуре;

A_k (m²) – површина елемента (k) зграде;

U_k (W/m²K) – коефицијент пролаза кроз елемент (k) зграде;

6.1.2. Вентилациони губици топлоте $\Phi_{V,i}$ (W)

За одређивање вентилационих губитака користе се следећа једначина:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \text{ (W/K)} \quad (13)$$

где је:

$H_{V,i}$ (W/K) – коефицијент топлотних вентилационих губитака из грејане просторије (i);

$\theta_{int,i}$ (°C) – унутрашња пројектна температура грејане просторије;

θ_e (°C) – спољна пројектна температура.

6.1.3. Грејање са прекидима $\Phi_{RH,i}$ (W)

Грејни капацитет потребан да компензује ефекте грејања са прекидима, $\Phi_{RH,i}$, у грејаној просторији (i), рачуна се на следећи начин:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} \text{ (W/K)} \quad (14)$$

где је:

A_i (m²) – површина пода грејане просторије;

f_{RH} (W/m²) – корекциони фактор који зависи од времена узгревања и претпостављеног снижења унутрашње температуре током обуставе грејања.

6.1.4. Укупни пројектни губици топлоте за грејану просторију $\Phi_{HL,i}$ (W)

За грејану просторију (i), укупни пројектни губици топлоте, $\Phi_{HL,i}$, и рачунају се на следећи начин:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \text{ (W)} \quad (15)$$

где су:

$\Phi_{T,i}$ (W) – трансмисиони топлотни губици грејане просторије (i);

$\Phi_{V,i}$ (W) – вентилациони топлотни губици грејане просторије (i);

$\Phi_{RH,i}$ (W) – грејни капацитет потребан да компензује ефекте грејања са прекидима грејане просторије (i).

Укупни пројектни топлотни губици просторија објекта дати су у табелама 7 – 13.

Табела 7. Топлотни губици - ходник

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Ходник														
Редни број	Скраћена ознака	Страна света	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	Ht,ie [W/K]	Ht,iue [W/K]	Ht,ig [W/K]	Ht,ij [W/K]	Φ _{T,I} [W]	Φ _{v,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	HOD ZS	J	1,2	2,8	3,36	1,845	1,515	0,4242	-	-	-	-	-	-
2	HOD SP VR	J	0,9	2,05	1,845	0	1,845	4,1	-	-	-	-	-	-
3	HOD S1 ZU	3	1,3	2,8	3,64	1,845	1,795	-	-	-	-	-	-	-
4	HOD KUP ZU	3	1,7	2,8	4,76	1,845	2,915	-	-	-	-0,51891	-	-	-
5	HOD KUH ZU	C	1,2	2,8	3,36	1,845	1,515	-	-	-	-	-	-	-
6	HOD S2 ZU	И	1,9	2,8	5,32	1,845	3,475	-	-	-	-	-	-	-
7	HOD S3 ZU	И	1,1	2,8	3,08	1,845	1,235	-	-	-	-	-	-	-
8	HOD S1 VR	3	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
9	HOD KUP VR	3	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-0,45334	-	-	-
10	HOD KUH VR	C	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
11	HOD S2 VR	И	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
12	HOD S3 VR	И	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
13	HOD POD	-	-	-	3,6	0	3,6	-	-	0,2624	-	-	-	-
14	HOD PL	-	-	-	3,6	0	3,6	-	0,03879	-	-	-	-	-
Укупно								4,5242	0,03879	0,2624	-0,97225	134,994	59,976	162
Укупни топлотни губици просторије[W]						320,02								

Табела 8. *Топлотни губици - купатило*

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Купатило														
Редни број	Скраћена ознака	Страна света	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	H _{t,ie} [W/K]	H _{t,iue} [W/K]	H _{t,ig} [W/K]	H _{t,ij} [W/K]	Φ _{T,I} [W]	Φ _{V,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	KUP ZS	3	1,7	2,8	4,76	0,48	4,28	1,20523	-	-	-	-	-	-
2	KUP PR	3	-	-	0,48	0	0,48	0,96	-	-	-	-	-	-
3	KUP S1 ZU	J	2,3	2,8	6,44	0	6,44	-	-	-	1,028822	-	-	-
4	KUP HOD ZU	И	1,7	2,8	4,76	1,845	2,915	-	-	-	0,465686	-	-	-
5	KUP KUH ZU	С	1,2	2,8	3,36	0	3,36	-	-	-	1,028822	-	-	-
6	KUP HOD VR	И	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	0,406846	-	-	-
7	KUP POD	-	-	-	3,91	0	3,91	-	-	0,36625	-	-	-	-
8	KUP PL	-	-	-	3,91	0	3,91	-	0,042138	-	-	-	-	-
Укупно								2,16523	0,042138	0,36625	2,930176	214,648	217,7557	175,95
Укупни топлотни губици просторије[W]						608,35								

Табела 9. Топлотни губици - кухиња

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Кухиња														
Редни број	Скраћена ознака	Страна свега	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	Ht,ie [W/K]	Ht,iue [W/K]	Ht,ig [W/K]	Ht,ij [W/K]	Φ _{T,I} [W]	Φ _{V,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	KUH ZS Z	3	1,8	2,8	5,04	1,4	3,64	1,0192	-	-	-	-	-	-
2	KUH ZS S	C	2	2,8	5,6	1,4	4,2	1,176	-	-	-	-	-	-
3	KUH PR Z	3	-	-	1,4	0	1,4	2,8	-	-	-	-	-	-
4	KUH PR S	C	-	-	1,4	0	1,4	2,8	-	-	-	-	-	-
5	KUH HOD ZU	J	1,2	2,8	3,36	1,845	1,515	-	-	-	-	-	-	-
6	KUH HOD VR	J	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
7	KUH KUP ZU	J	1,7	2,8	4,76	0	4,76	-	-	-	-0,84867	-	-	-
8	KUH S3 ZU	И	2,9	2,8	8,12	0	8,12	-	-	-	-	-	-	-
9	KUH OST ZU Z	3	1,1	2,8	3,08	1,435	1,645	-	-	-	0,284401	-	-	-
10	KUH OST ZU S	C	1,5	2,8	4,2	0	4,2	-	-	-	0,432001	-	-	-
11	KUH OST VR	3	0,7	2,05	1,435	0	1,435	-	-	-	0,352601	-	-	-
12	KUH POD	-	-	-	8,5	0	8,5	-	-	0,61956	-	-	-	-
13	KUH PL	-	-	-	8,5	0	8,5	-	0,183208	-	-	-	-	-
Укупно								7,7952	0,183208	0,61956	0,220331	309,35	424,83	382,5
Укупни топлотни губици просторије[W]					1116,68									

Табела 10. *Топлотни губици - остава*

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Остава														
Редни број	Скраћена ознака	Страна света	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	H _{t,ie} [W/K]	H _{t,iue} [W/K]	H _{t,ig} [W/K]	H _{t,ij} [W/K]	Φ _{T,I} [W]	Φ _{v,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	OST ZS Z	З	1,1	2,8	3,08	0,36	2,72	1,0752	-	-	-	-	-	-
2	OST ZS S	С	1,5	2,8	4,2	0	4,2	0,8624	-	-	-	-	-	-
3	OST PR	З	-	-	0,36	0	0,36	0,72	-	-	-	-	-	-
4	OST KUH ZU I	И	1,1	2,8	3,08	1,435	1,645	-	-	-	-0,32109	-	-	-
5	OST KUH ZU J	Ј	1,5	2,8	4,2	0	4,2	-	-	-	-0,48773	-	-	-
6	OST KUH VR	И	0,7	2,05	1,435	0	1,435	-	-	-	-0,39809	-	-	-
7	OST POD	-	-	-	1,65	0	1,65	-	-	0,07713	-	-	-	-
8	OST PL	-	-	-	1,65	0	1,65	-	0,03556	-	-	-	-	-
Укупно								2,6576	0,03556	0,07713	-1,20691	49,019	24,35	74,25
Укупни топлотни губици просторије[W]					169,92									

Табела 11. *Топлотни губици – соба 1*

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Соба 1														
Редни број	Скраћена ознака	Страна света	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	Ht,ie [W/K]	Ht,iue [W/K]	Ht,ig [W/K]	Ht,ij [W/K]	Φ _{T,I} [W]	Φ _{V,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	S1 ZS Z	З	2,3	2,8	6,44	0	6,44	1,8032	-	-	-	-	-	-
2	S1 ZS J	J	2,3	2,8	6,44	1,4	5,04	1,4112	-	-	-	-	-	-
3	S1 PR	J	-	-	1,4	0	1,4	2,8	-	-	-	-	-	-
4	S1 ZS I	И	1	2,8	2,8	0	2,8	0,784	-	-	-	-	-	-
5	S1 HOD ZU	И	1,3	2,8	3,64	1,845	1,795	-	-	-	-	-	-	-
6	S1 HOD VR	И	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
7	S1 KUP ZU	С	1,7	2,8	4,76	0	4,76	-	-	-	-1,15	-	-	-
8	S1 POD	-	-	-	5,29	0	5,29	-	-	0,3855	-	-	-	-
9	S1 PL	-	-	-	5,29	0	5,29	-	0,171	-	-	-	-	-
Укупно								6,7984	0,171	0,3855	0	218,563	88,1314	238,05
Укупни топлотни губици просторије[W]					544,74									

Табела 12. *Топлотни губици – соба 2*

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Соба 2														
Редни број	Скраћена ознака	Страна света	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	H _{t,ie} [W/K]	H _{t,iue} [W/K]	H _{t,ig} [W/K]	H _{t,ij} [W/K]	Φ _{T,I} [W]	Φ _{V,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	S2 ZS Z	3	1	2,8	2,8	0	2,8	0,784	-	-	-	-	-	-
2	S2 ZS J	J	3,5	2,8	6,44	1,4	5,04	2,352	-	-	-	-	-	-
3	S2 PR	J	-	-	1,4	0	1,4	2,8	-	-	-	-	-	-
4	S2 ZS I	И	2,9	2,8	8,12	0	8,12	2,2736	-	-	-	-	-	-
5	S2 HOD ZU	3	1,9	2,8	5,32	1,845	3,475	-	-	-	-	-	-	-
6	S2 HOD VR	3	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
7	S2 S3 ZU	C	3,5	2,8	9,8	0	9,8	-	-	-	-	-	-	-
8	S2 POD	-	-	-	10,15	0	10,15	-	-	0,7398	-	-	-	-
9	S2 PL	-	-	-	10,15	0	10,15	-	0,3281	-	-	-	-	-
Укупно								8,2096	0,3281	0,7398	0	326,422	169,099	456,75
Укупни топлотни губици просторије[W]					952,27									

Табела 13. *Топлотни губици – соба 3*

Прорачун топлотних губитака														
Просторија: Соба 3														
Редни број	Скраћена ознака	Страна света	Дужина или ширина [m]	Висина[m]	Површина [m ²]	Смањење[m ²]	Површина за обрачун [m ²]	H _{t,ie} [W/K]	H _{t,iue} [W/K]	H _{t,ig} [W/K]	H _{t,ij} [W/K]	Φ _{t,I} [W]	Φ _{v,I} [W]	Φ _{rh,I} [W]
1	S3 ZS S	С	3,5	2,8	9,8	0	9,8	2,744	-	-	-	-	-	-
2	S3 ZS I	И	4	2,8	11,2	3,45	7,75	2,1112	-	-	-	-	-	-
3	S3 PR	И	-	-	1,61	0	1,61	3,22	-	-	-	-	-	-
4	S3 SP VR	И	1	2,05	2,05	0	2,05	4,1	-	-	-	-	-	-
5	S3 HOD ZU	3	1,1	2,8	3,08	1,845	1,235	-	-	-	-	-	-	-
6	S3 HOD VR	3	0,9	2,05	1,845	0	1,845	-	-	-	-	-	-	-
7	S3 S2 ZU	J	3,5	2,8	9,8	0	9,8	-	-	-	-	-	-	-
8	S3 KUH ZU	3	2,9	2,8	8,12	0	8,12	-	-	-	-	-	-	-
12	S2 POD	-	-	-	14	0	14	-	-	1,0204	-	-	-	-
13	S2 PL	-	-	-	14	0	14	-	0,302	-	-	-	-	-
Укупно								12,1752	0,302	1,0204	0	473,94	233,24	630
Укупни топлотни губици просторије[W]						1273,04								

6.2. Димензионисање система грејања

На основу укупних топлотних губитака објекта (табела 14), усвојена је топлотна пумпа марке Viessmann снаге 5,6 kW.

Табела 14. Укупни топлотни губици објекта

Просторија	Потребна снага грејног тела [W]
Соба 1	544,74
Соба 2	952,27
Соба 3	1273,04
Кухиња	1116,68
Купатило	608,35
Ходник	320,02
Остава	169,91
Укупно	4985,01

Топлотна пумпа је типа земља/вода и њене карактеристике су дате у табели 14. Снага испаривача топлотне пумпе рачуна се као разлика снаге кондензатора и снаге компресора, или према једначини (16):

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{cond} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_h}\right) \text{ [W]} \quad (16)$$

Прорачуната вредност снаге испаривача износи 4,33 kW.

Табела 15. Техничке карактеристике усвојене топлотне пумпе [7]

Снага кондензатора	5,6 kW
COP	4,4
Снага компресора	1,27 kW
Проток у кругу извора топлоте [m ³ /s]	0,0002676
Проток у кругу грејања [m ³ /s]	0,0003446
Радни флуид	R410A
Тежина	113 kg
Енергетски разред	A++

Дубина бушотине, као један од најбитнијих параметара, бира се тако да се обезбеди довољна количина топлоте земље за потребе грејања. У зависности од тла које се бира као извор топлоте, усваја се коефицијент издашности тла (табела 15). У табели су дате вредности за разне типове тла за 1800 или 2400 h топлотне пумпе.

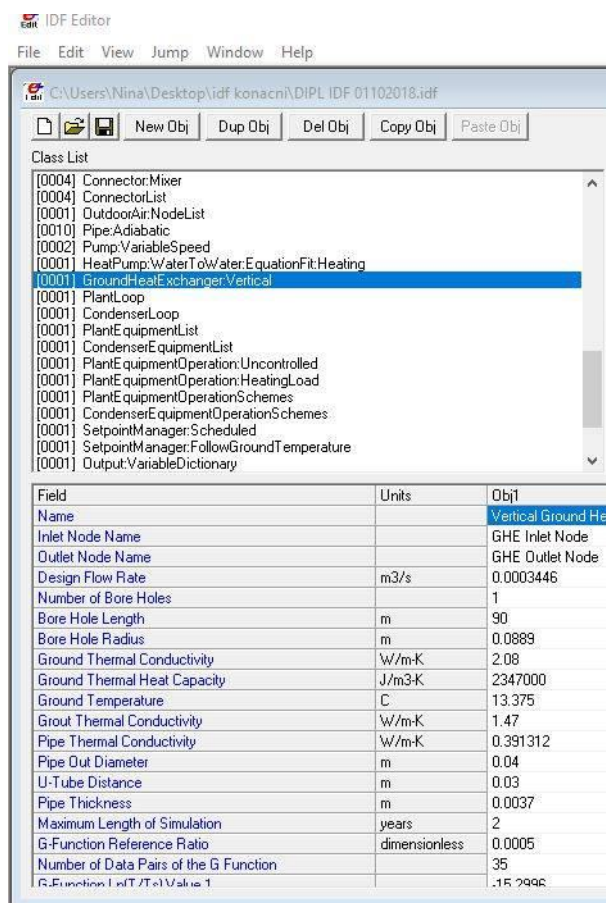
Табела 16. Вредности специфичне издашности тла [8]

	Коефицијент издашности тла [W/m]	
	1800 h рада	2400 h рада
Лоше тло (сув седимент, $\lambda < 1,5 \text{ W/mK}$)	25	20
Нормално стеновито тло и седимент засићен водом ($\lambda < 1,5 \text{ W/mK}$)	60	50
Стене са високом топлотном проводљивошћу	84	70
Појединачне врсте стена		
Шљунак, песак, сув	< 25	< 20
Шљунак, песак, проводи воду	65 - 80	55 - 85
Код јаког тока подземне воде у шљунку и песку, за појединачне системе	80 - 100	
Глина, иловача, влажна	35 - 50	30 - 40
Кречњак, масиван	55 - 70	45 - 60
Пешчар	65 - 80	55 - 65
Кисели магматити (нпр. гранит)	65 - 85	55 - 70
Базни магматити (нпр. базалит)	40 - 65	35 - 55
Гнајс	70 - 85	60 - 70

Приликом димензионисања потребне дубине бушотине (једначина 2.), Усвојена вредност коефицијента издашности тла износи 50 [W/m].

$$L_{sonde} = \frac{\dot{Q}_i}{Spec.izd.tla} \text{ [m]} \quad (17)$$

Прорачуната вредност потребне дубине бушотине према једначини (17) износи 86,6 m, па је усвојена једна бушотина дубине 90 m. Добијена вредност је унета у софтвер *EnergyPlus* (слика 25).



Слика 25. Карактеристике геосонде у оквиру софтвера *EnergyPlus*

За потребе симулирања рада система грејања, усвојене су и средње месечне температуре тла дате на слици 26.

The screenshot shows the IDF Editor window with the following components:

- Class List:** A list of simulation classes including Version, SimulationControl, Building, Timestep, Site:Location, SizingPeriod:DesignDay, RunPeriod, Site:GroundTemperature:BuildingSurface, Site:GroundTemperature:Deep (highlighted), ScheduleTypeLimits, Schedule:Compact, Material, Material:AirGap, WindowMaterial:Glazing, WindowMaterial:Gas, Construction, Construction:InternalSource, and GlobalGeometryRules.
- Table:** A table with three columns: Field, Units, and Obj1. It lists monthly deep ground temperatures for the city of Kragujevac.

Field	Units	Obj1
January Deep Ground Temperature	C	13.03
February Deep Ground Temperature	C	13.03
March Deep Ground Temperature	C	13.13
April Deep Ground Temperature	C	13.3
May Deep Ground Temperature	C	13.43
June Deep Ground Temperature	C	13.52
July Deep Ground Temperature	C	13.62
August Deep Ground Temperature	C	13.77
September Deep Ground Temperature	C	13.78
October Deep Ground Temperature	C	13.55
November Deep Ground Temperature	C	13.44
December Deep Ground Temperature	C	13.2

Слика 26. Средње месечне температуре тла за град Крагујевац унете у софтвер *EnergyPlus*

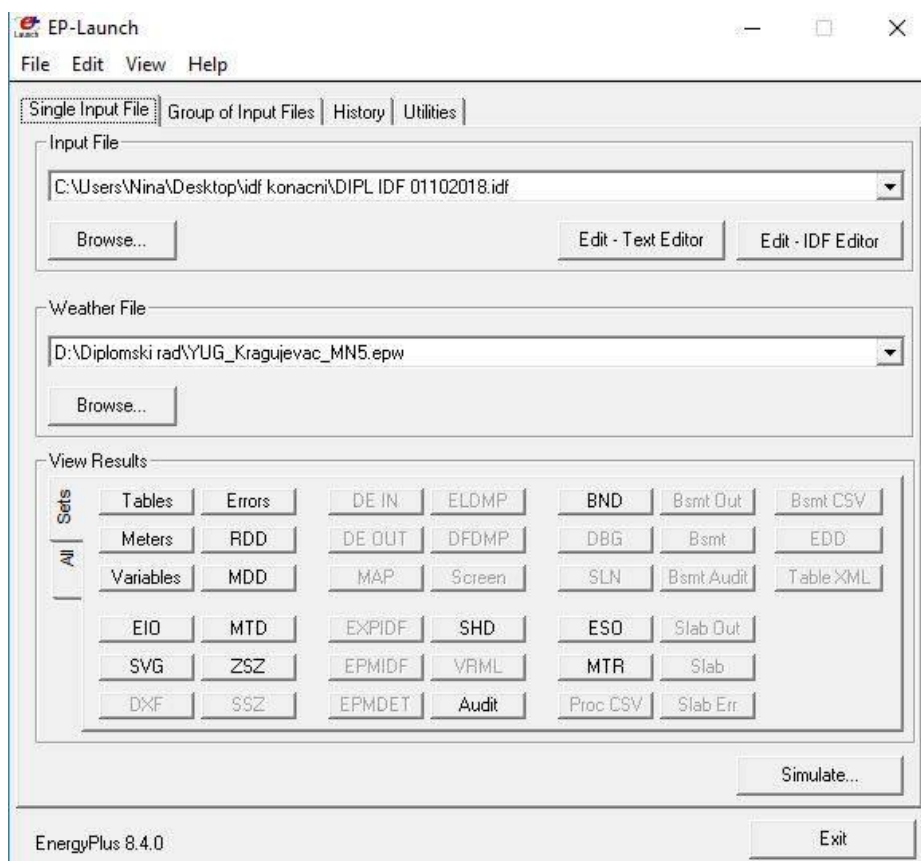
Поред параметара који су везани за топлотну пумпу и дубину бушотине, неопходно је димензионисати и грејна тела која се налазе у просторијама. С обзиром да су у питању подна панелна грејна тела, њихова снага се огледа, између осталог, и у дужини цевних змија распоређених по просторији, па тако просторије са највећим топлотним губицима захтевају и најдужу цевну змију. Цеве које су коришћене у свим просторијама су унутрашњег пречника 12 mm, а њихова потребна дужина је дата у табели 17.

Табела 17. Потребна дужина цевне змије за просторије

	Унутрашњи пречник d_u [m]	Дужина цеви [m]
Соба 1	0,012	35,27
Соба 2	0,012	67,67
Соба 3	0,012	93,33
Ходник	0,012	24
Кухиња	0,012	56,67
Купатило	0,012	26,07
Остава	0,012	11

7. Резултати симулације

Симулација система подног грејања, са употребом компресорске топлотне пумпе, за разматрани објект, извршена је у софтверу *EnergyPlus* за период од 15. октобра до 15. априла. Изглед почетног прозора софтвера *EnergyPlus* приказан је на слици 27.



Слика 27. Изглед почетног прозора софтвера *EnergyPlus*

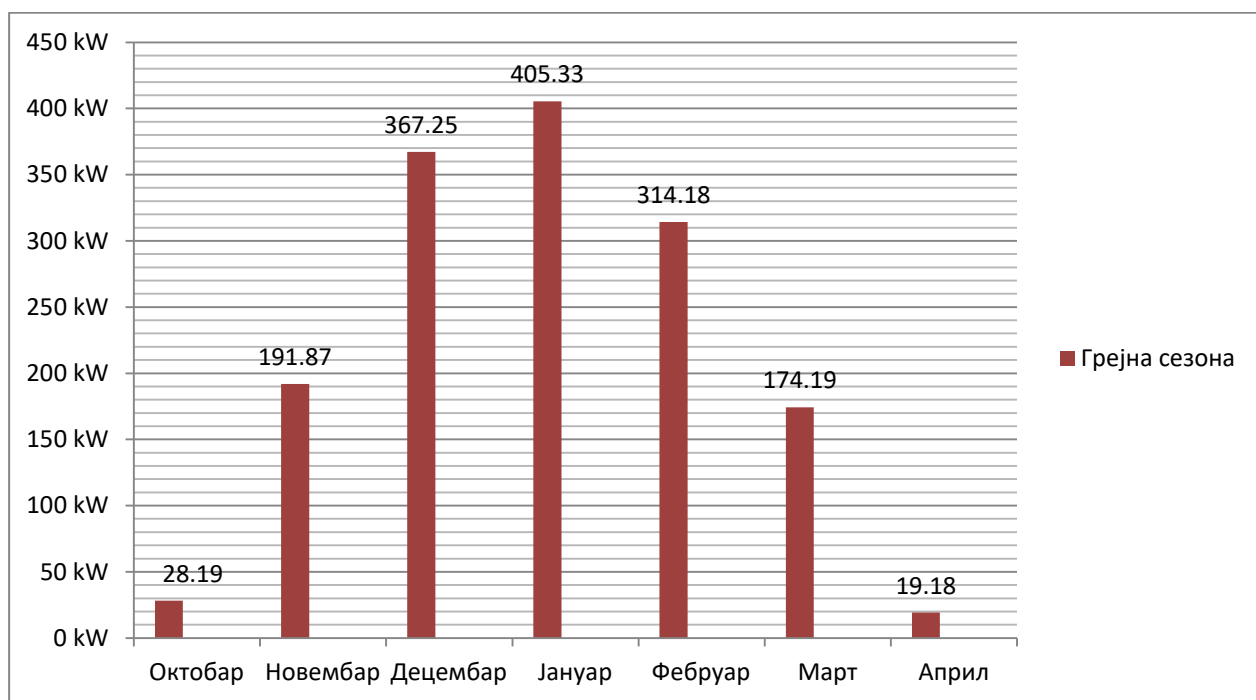
У оквиру симулације претпостављено је у којим временским интервалима људи бораве у просторијама, као и временски интервали у којима се у просторијама користе електрични уређаји и осветљење.

Узимајући у обзир наведене претпоставке, као резултат добијена је укупна потрошња електричне енергије за потребе грејања у току грејне сезоне (слика 28).

Укупна електрична енергија која је потрошена у периоду од 15. октобра до 15. априла, тј. у току грејне сезоне је **1500,19 kWh**. Распоред потрошње електричне енергије по месецима дат је на слици 28. На основу потрошње од **405,33 kWh**, може се закључити да је јануар месец са највећим бројем најхладнијих дана у току године, па самим тим и

најхладнији месец. Нешто мања потрошња остварена је у децембру, док је потрошња у фебруару мања за 22,49% у односу на јануар.

Најмања потрошња је остварена у априлу и октобру, са **19,18** односно **28,19 kWh**, респективно, али треба имати у виду да та два месеца нису комплетна у склопу грејне сезоне.



Слика 28. Потрошња електричне енергије за потребе грејања у току грејне сезоне

8. Закључак

Погледом на обновљиве изворе енергије стиче се утисак да се они све више користе, и да ће у будућности у највећој мери заменити традиционалне необновљиве изворе енергије. У овом раду је било речи о теоријским принципима на којима се заснива рад компресорске топлотне пумпе, као и анализа њеног рада у сврху грејања једнопородичног стамбеног објекта. Поред могућности грејања, топлотна пумпа се може користити и у сврхе расхлађивања објекта у летњим месецима па је то једна од многих погодности које се добијају њеним коришћењем.

За разлику од конвенционалних горива, која се користе у сврхе грејања разних типова објеката, где је коефицијент искоришћености некад и знатно испод 1, код топлотних пумпи је он далеко већи, па тако разматрана компресорска топлотна пумпа има фактор грејања од 4,4. Ова чињеница указује на то да употреба топлотних пумпи даје могућност штедње енергије, а истовремено и очувања животне средине. Енергија коју користе је бесплатна и неисцрпна, а то је посебно интересно у данашњим условима када цена свих енергената расте. Поред тога топлотне пумпе ову енергију генеришу без сагоревања, без емисије гасова и штетних материја и тиме не представља никакву опасност по животну средину.

У раду је извршен и прорачун топлотних губитака једног породичног стамбеног објекта, као и димензионисање система грејања кога чине компресорска топлотна пумпа типа земља/вода и подни панелни грејачи. Симулација рада система грејања извршена је на основу 3D модела израђеног у софтверу *GoogleSketchup*, користећи временске податке за град Крагујевац. Период обухваћен симулацијом је грејна сезона, односно период од 15. октобра до 15. априла.

Као резултат добијена је потрошња електричне енергије, у наведеном периоду, за погон компресора топлотне пумпе која износи 1500,19 kWh. Највећа потрошња забележена је у јануару и износи 405,33 kWh што је показало да јануар предњачи као најхладнији месец у години. Нешто мања потрошња остварена је у децембру и износи 367,25 kWh, док је у фебруару потрошено 314,18 kWh.

9. Литература

- [1] Небојша Лукић, Влажан ваздух, скрипте
- [2] <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-05/>, датум приступа 07. окт. 2018.
- [3] Маја Тодоровић, Енегетска ефикасност система грејања и климатизације, Факултет техничких наука у Новом Саду, Нови Сад, 2013.
- [4] <http://www.grejanjetoplotnompumpom.rs/toplotne-pumpe.php>, датум приступа 07 окт. 2018.
- [5] <http://www.heatpex.com.au/>, датум приступа 07. окт. 2018.
- [6] Велимир Срефановић, Грејање, топлификација и снабдевање гасом, Машински факултет у Нишу, Ниш, 2011.
- [7] <https://www.viessmann.ca/>, датум приступа 07. окт. 2018.
- [8] VDI 4640 Blatt 1:2010-06 Thermische Nutzung des Untergrunds; Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte
- [9] Бранислав Тодоровић, Пројектовање постројења за централно грејање, Машински факултет у Београду, Београд, 2005.
- [10] Вања Шуштершич, Милун Бабић, Геотермална енергија, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2009.
- [11] U.S. DEPARTMENT OF ENERGY (DOE), Geothermal Heat Pumps for Federal Buildings, 1999.
- [12] FABRIS, O., VUJOVIĆ, P. Poređenje teoretskih i stvarnih ciklusa toplotne pumpe. KGH – Klimatizacija, grejanje, hladenje, Vol. 6, No. 1, pp. 49-54, ISSN 2560-340X.
- [13] Слободан Зрнић, Живојин Ћулум, Грејање и климатизација са применом соларне енергије, осмо издање, Нови Сад, 1966.
- [14] Правилник о енергетској ефикасности зграда, Министарство грађевинарства, саобраћаја и инфраструктуре РС, Београд, 2011.
- [15] <https://energyplus.net/>, датум приступа 07. окт. 2018.