

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Павловић Б. Урош

**ПОВЕЋАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ РАДА
СИСТЕМА КЛИМАТИЗАЦИЈЕ, ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА У
ПРОИЗВОДНОМ ПРОЦЕСУ ФАБРИКЕ ЗА ПРОИЗВОДЊУ
ВОДЕ ЗА ПИЋЕ И СОКОВА**

- дипломски рад -

Крагујевац, 2016.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Дипломске академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Процесни апарати и постројења

Број индекса: 30/1998

Павловић Б. Урош

**ПОВЕЋАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ РАДА
СИСТЕМА КЛИМАТИЗАЦИЈЕ, ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА У
ПРОИЗВОДНОМ ПРОЦЕСУ ФАБРИКЕ ЗА ПРОИЗВОДЊУ
ВОДЕ ЗА ПИЋЕ И СОКОВА**

- дипломски рад -

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. др Вања Шуштершич - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог дипломског рада кандидат треба да прикаже:

- опише производни процес фабрике за производњу воде за пиће и сокова,
- испита могућност интеграције технолошког процеса и грејања и хлађења,
- уради материјални и топлотни биланс,
- разради могућност концепта грејања и хлађења фабрике,
- испита могућност коришћења обновљивих извора енергије (примена топлотних пумпи),
- изврши техничко-економску анализу,
- изведе одговарајуће закључке.

Препоручена литература:

- [1] Слободан Зрнић, Живојин Ћулум – ГРЕЈАЊЕ И КЛИМАТИЗАЦИЈА, Научна књига, Београд, 1991

Проф. др Вања Шуштершич

Крагујевац 2016.

Резиме :

На основу жеља и потреба фабрике за производњу минералне воде за пиће и сокова студенту Урошу Павловићу је дат задатак да сачини предлог мера које ће за резултат имати осавремењавање производног процеса у смислу повећања степена енергетске ефикасности производног процеса Компаније.

Задатак пројекта је био да се сагледа тренутно стање у производном процесу, анализирају потребе за грејањем, хлађењем и климатизацијом производног погона, магацинских и канцеларијских простора, размотри употреба обновљивих и еколошки прихватљивих енергетских извора, као и да се предложи алтернатива постојећим изворима енергије, уради техно-економска анализа и дају предлози мера који ће за резултат имати свеукупно повећање енергетске ефикасности, као и евентуалне новчане уштеде за Компанију.

Кључне речи: производња минералне воде, енергетска ефикасност, техноекономска анализа, топлотне пумпе, обновљиви извори енергије

Abstract:

Based on desires and needs of the Company that is manufacturing mineral drinking water and juices, student Uroš Pavlović was given task to make list of suggestion and measures which will result in up timing of manufacturing process and increment of energy efficiency of Company.

Through work and knowledge task is to track and document current state in manufacturing process and find what demands are considering heating, cooling and air conditioning of production facilities, storage and office spaces, examine possibility of usage of renewable and ecologically acceptable energy sources as alternative to currently used energy sources, make techno-economical analysis and give suggestions of measurements that will give overall increment of energy efficiency and money savings to Company.

Key words: production of mineral water, energy efficiency, techno economical analysis, heat pumps, renewable energy sources

САДРЖАЈ:

УВОД	1
1. ТОПЛОТНЕ ПУМПЕ	2
2. ИЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ	5
3. ПИНЧ (енг. PINCH) АНАЛИЗА	8
4. КОНЦЕПТ ТЕХНО-ЕКОНОМСКЕ АНАЛИЗЕ ЗА ПОБОЉШАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ КОМПАНИЈЕ	9
4.1 МОГУЋНОСТ ИНТЕГРАЦИЈЕ ТЕХНОЛОШКОГ ПРОЦЕСА ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА КОМПАНИЈЕ.....	11
4.1.1. Материјални и топлотни биланс	11
4.1.2. Материјални биланс – зима	13
4.1.3. Материјални биланс – лето	18
5. КОНЦЕПТ ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ	21
5.1 ТОПЛОТНИ БИЛАНС ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ	25
5.1.1. Технички опис климатизационог система производне хале	25
5.1.2 Струјање ваздуха кроз комору	29
5.1.3. Дистрибуција ваздуха у производној хали. Дистрибутивни елементи..	30
6. КОНЦЕПТ ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА „СЕРВИС“-а	31
7. КОНЦЕПТ ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА „МАГАЦИНА РЕПРОМАТЕРИЈАЛА“ И ГРЕЈАЊЕ „СКЛАДИШТА“	32
8. ПРЕДЛОГ РЕШЕЊА НАДОГРАДЊЕ ХИДРАУЛИЧКОГ СИСТЕМА У КОРИШЋЕЊУ ГЕОТЕРМАЛНИХ ТОПЛОТНИХ ПУМПИ У КОРЕСПОДЕНЦИЈИ СА ТЕХНОЛОШКИМ ПРОЦЕСОМ КОМПАНИЈЕ	34
9. ТЕХНОЕКОНОМСКА АНАЛИЗА	39
9.1 ИНВЕСТИЦИОНИ РАСХОДИ	39
9.2 НОВЧАНЕ УШТЕДЕ	40
10. ЗАКЉУЧАК	51
11. ЛИТЕРАТУРА	53

УВОД

На савременом тржишту постоји константна трка и такмичење између произвођача како би освојили што већи удео на тржишту одређеног производа. Производња пијаће воде и сокова по том питању није нимало различита од осталих врста производње.

Пошто је реч о пијаћој води и соковима тржиште односно број конзумента је изузетно велики. Сваки од произвођача оваквих намирница има своју одрђену циљну групу коју покушава да освоји и привуче константним квалитетом (постојаношћу и константношћу укуса), доступношћу свог производа и ценом.

Како се временом број произвођача повећао и како су се појавили велики инострани произвођачи, старији, и на тржишту већ позиционирани произвођачи, почели су да увиђају да неће задржати нити придобити нове купце само квалитетом, већ ће морати да се прилагоде и новим ценовним трендовима.

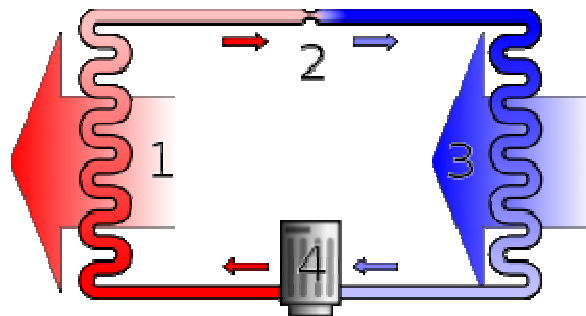
Ако произвођач жели да буде ценовно конкурентан на тржишту, а опет жели да оствари профит, приморан је да врши одређене уштеде. С обзиром на цену енергената у свету и тренд раста цена, као логично се намеће да се највеће уштеде могу остварити баш на овом пољу рационалнијом потрошњом енергије и преласком на друге изворе енергије.

Из ових разлога произвођач (у даљем тексту Компанија, из разлога пословне тајне и поверљивости података тражено је да се име компаније не прикаже у овом раду) је решио да уради технолошко-економску анализу могућности да унапреди своје пословање и производни процес по питању енергетске ефикасности.

Досада главни енергенти који су коришћени, што у производњи, што за климатизацију (грејање, хлађење и кондиционирање ваздуха) канцеларијских и магацинских простора су били: природни гас, мазут (као резервни енергент) и електрична енергија. С обзиром на потенцијал Компаније по питању воде коју добијају из околине и прерађују, као и речни ток који делом протиче кроз круг фабрике као једно од логичних решења се намеће употреба топлотних пумпи као могућег начина уштеде и повећања енергетске ефикасности целокупне Компаније.

1. ТОПЛОТНЕ ПУМПЕ

Вероватно најједноставнија дефиниција топлотне пумпе би била: топлотне пумпе представљају машине које топлотну енергију пребацују са једног на други флуид уз повећање температурног потенцијала.

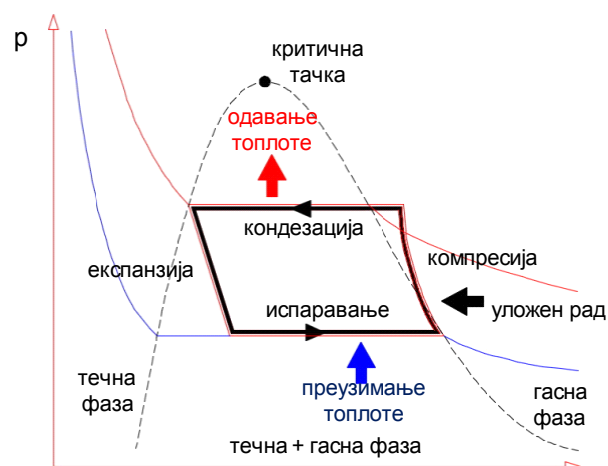


Слика 1. Основни елементи топлотне пумпе [4]

Основни елементи сваке топлотне пумпе су приказани на слици 1. То су:

1. кондезатор,
2. експанзиони вентил,
3. испаривач и
4. компресор

Основни принцип рада топлотних пумпи се заснива на фазној промени радног флуида (испарењу) у испаривачу, повећању температуре гасне фазе током компресије гаса у компресору и предавању топлоте новом флуиду у кондезатору. Све топлотне пумпе раде по левокретном Карноовом циклусу (слика 2).



Слика 2. Левокретни Карноов циклус у топлотној пумпи [4]

Основана предност топлотних пумпи се заснива на томе да је однос уложене енергије (електрична енергија) и добијене енергије (топлотна енергија) увек већи од 1. Заправо степен ефикасности се креће од $2,5 \div 4,5$. То значи да се за 1 kW електричне енергије добија $2,5 \div 4,5$ kW топлотне енергије чиме је могуће извршити значајне финансијске уштеде.

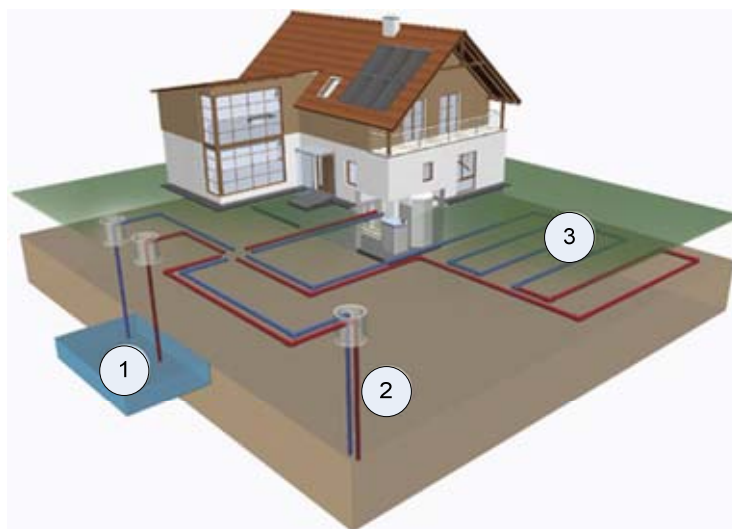
Постоји неколико подела топлотних пумпи али вероватно најбитнија је према томе од ког флуида преузимају топлоту и ком флуиду предају топлоту:

- вода/вода (топлота се и преузима и предаје течности, није обавезно да флуид буде вода већ то може бити било који флуид у течном стању),
- вода/ваздух (топлота се преузима од течног флуида и предаје флуиду који је у гасовитом стању),
- ваздух/ваздух (топлота се и преузима и предаје флуиду који се налази у гасној фази),

Због природе производног процеса у Компанији и самог положаја Компаније најприродније је да се приликом разматрања коришћења топлотних пумпи у циљу побољшања енергетске ефикасности целокупне компаније усвоје топлотне пумпе типа вода/вода.

Подела вода/вода топлотних пумпи (слика 3) се може извршити према томе на који начин се преузима топлотна енергија од воде која представља извор топлоте:

1. директно узимање воде из: бунара, речних токова, језера (1), ...
2. геотермалне топлотне пумпе које црпе топлотну енергију из околног земљишта и код којих се сонде постављају у дубину (најзгодније уколико не постоји велики простор око објекта) (2)
3. геотермалне топлотне пумпе колекторског типа код којих се сонде постављају релативно плитко (3).



Слика 3. Типови вода/вода топлотних пумпи [4]

У случају када се користи директно узимање течности из бунара, река и слично велики проблем за топлотне пумпе представљају нечистоће (физичке и хемијске) које те воде носе са собом и које после одређеног времена запрљају измењиваче топлоте који имају функцију било испаривача, било кондезатора. Филтрирање воде решава проблем физичких нечистоћа, али је проблем хемијских нечистоћа једино могуће решити хемијским третманом воде, што је често скуп процес, и самим тим у великој мери поништава уштеде које сама топлотна пумпа доноси. Као једно од данас врло популарних решења овог проблема је постављање међуизмењивача као заштите од нечистоћа, било физичких, било хемијских.

Из разлога употребе измењивача код самих топлотних пумпи, а и веома великог броја измењивача топлоте у самом производном процесу Компаније, који се такође разматрају приликом анализе, даје се кратак осврт на саме измењиваче топлоте.

2. ИЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Најједноставнија и најсхватљивија дефиниција измењивача топлоте била би: измењивач топлоте је апарат који врши размену топлотне енергије између два флуида без њиховог међусобног мешања.

Временом су се појављивали и улазили у употребу различити типови измењивача топлоте у зависности од намене и материјала који су користили док се стално тежило томе да се направи што ефикаснији измењивач топлоте.

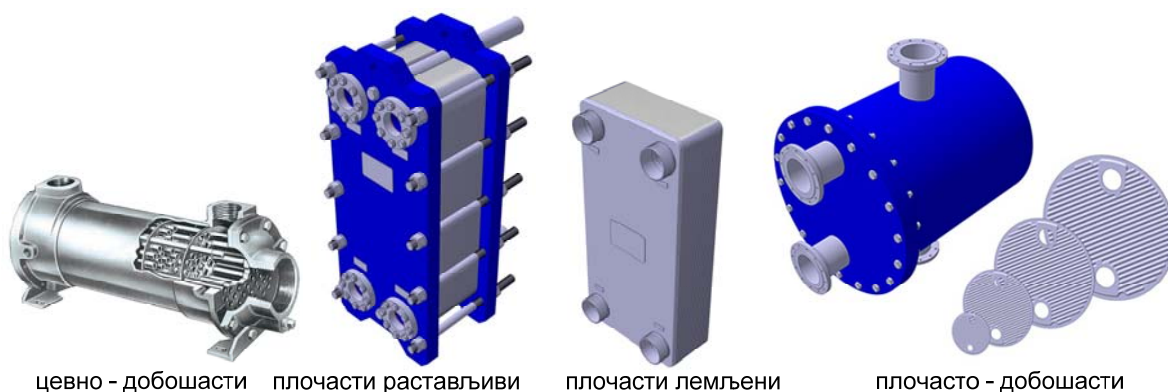
Основна подела измењивача топлоте је према томе са којим флуидима раде:

- вода/вода (оба радна флуида су у течном стању),
- вода/ваздух (један флуид је у течној док је други у гасној фази),
- ваздух/ваздух (оба флуида су у гасној фази).

За даља посматрања бавићемо се само вода/вода измењивачима пошто су они најзаступљенији у Компанији.

Подела вода/вода измењивача се најчешће ради према типу конструкције и то на:

- цевно – добошасти измењиваче топлоте,
- плочасти растављиви измењивачи топлоте,
- плочасти лемљени измењивачи топлоте,
- плочасто – добошасти измењивачи топлоте (слика 4).

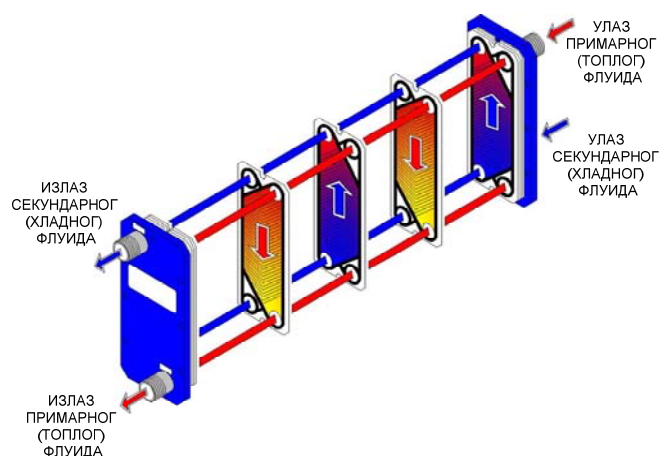


Слика 4. Различите конструкције измењивача топлоте типа вода /вода [6]

На основу података о ефикасности и експлоатационом одржавању различитих типова измењивача топлоте, као и радним условима који владају у Компанији, а који су дати у табели 1. усвојен је плочасто – растављиви тип измењивача топлоте (слика 5).

Табела 1. Поређење ефикасности и трошкова одржавања различитих конструкција измењивача топлоте за системе вода/вода

		ТИПОВИ ИЗМЕЊИВАЧА				
		цевни добошасти	плочасто спирални	плочасти растављиви	плочасти лемљени	Плочасто добошасти
тежина	kg	1000	800	500	300	400
запремина	m ³	1.0	0.7	0.4	0.2	0.2
подручја примене	/	течност/ течност гас/течност гас/гас	течност/ течност гас/ течност гас/гас	Течност/ течност Пара/течност	течност/ течност гас/течност	течност/ течност гас/течност гас /гас
максимална радна температура	°C	300	300	-10 /150	-40 /220	-196/400
максимални радни притисак	bar	~ 200	~ 16	~ 25	~ 40	~100
начин извођења	/	цевни регистар	равне плоче	профилисане плоче	профилисане плоче	профилисане плоче
К коэффициент	W/m ² ·°C	200 - 1500	600 - 2500	max 6000	max 6000	max 6000
ефикасност плоча	%	/	100	75	80	100
трошкови одржавања	100%	100	60	60	нерастављиви	40



Слика 5. Принципи рада плочастог растављивог измењивача топлоте [6]

Принцип рада плочасто-растављивих измењивача топлоте се заснива на наизменичном пролажењу примарног (топлијег) и секундарног (хладнијег) флуида кроз канале измењивача који се формирају помоћу унутрашњих плоча и заптивки

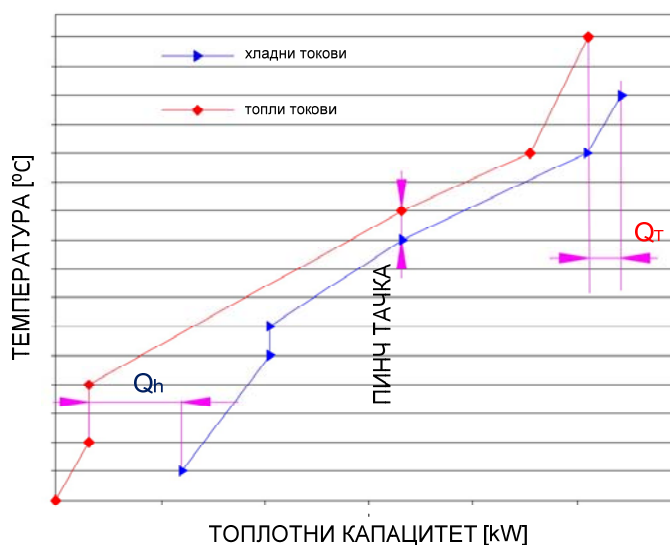
измењивача. Измењивачи овог типа се у готово свим случајевима пројектују као супротносмерни, пошто се на тај начин постиже боља ефикасност у раду и омогућава веће приближавање радних температура (чак и до 1°C).

Приликом прављења техно-економске анализе, а са аспекта побољшања енергетске ефикасности Компаније коришћена је пинч анализа.

3. ПИНЧ (енг. PINCH) АНАЛИЗА

Пинч анализа¹ представља методологију минимизирања коришћења енергије у хемијским и производним процесима. Уочавањем енергетских извора и понора и термодинамичким прорачунима врши се оптимизација регенерације енергије, смањење утrophка енергије и прилагођавање процеса у циљу повећања енергетске ефикасности свеукупног система. Пинч анализа се још назива и интеграцијом процеса, интеграцијом топлотне енергије или пинч технологијом.

Подаци о процесима се презентују енергетским токовима који су функција топлотног оптерећења (kW) и температуре ($^{\circ}\text{C}$). Подаци се комбинују за све енергетске токове у производном процесу како би се добила композитивна крива, једна за све "топле" токове (топлотне изворе) и једна за све "хладне" токове (топлотне поноре). Место где су ове криве најближе представља пинч тачку која дефинише пинч температуру топлог тока и пинч температуру хладног тока. Дефинисањем ове тачке и узимајући је у обзир приликом пројектовања производног система, могуће је постићи циљане енергетске уштеде употребом измењивача топлоте којим ће се вршити рекуперација топлоте између топлох и хладног тока у два одвојена система.



Слика 6. Дијаграм композитивних криви за топли и хладни ток у пинч анализи

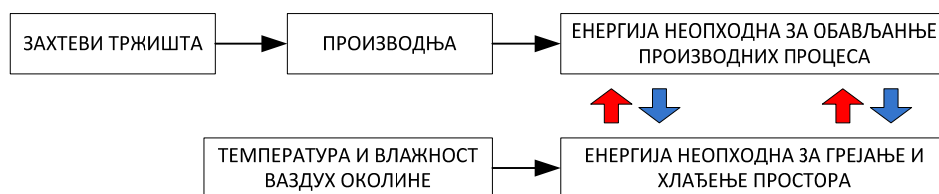
¹ пинч (енглески *PINCH*: шкрипац) је анализа за оптимално повезивање више топлотних токова код којих истовремено постоји потреба за грејањем и хлађењем. Више о овоме може се пронаћи у XingLuo, W. Roetzel – Heat exchanger Networks, u : VDI Gesellschaft, VDI Heat Atlas, second ed., Springer, Heidelberg, 2010, strana 105-114 ili Ian C Kemp, Pinch Analysis and Process Integration, 2nd edition. Elsevier 2007.

4. КОНЦЕПТ ТЕХНО-ЕКОНОМСКЕ АНАЛИЗЕ ЗА ПОБОЉШАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ КОМПАНИЈЕ

Циљ концепта је побољшање енергетске ефикасности компаније која се бави производњом и флаширањем минералне воде и сокова.

Границе концепта обухватају грејање производне хале, канцеларијског простора, магацина и Сервиса, хлађење производне хале (приоритетни захтев), Сервиса и магацина репроматеријала, као и технолошке процесе хлађења минералне воде, загревања потрошне топле воде, напојне воде у котларници и технолошких процеса у сирупани.

Потрошњу енергије на нивоу Компаније диктира, пре свега, технолошки процес производње који зависи од захтева тржишта и потреба за грејањем и хлађењем простора. Карактеристику производног процеса у Компанији представља постојање већег броја енергетских токова који истовремено захтевају грејање и хлађење. Примера ради, истовремено са хлађењем минералне воде са температуре од $20^{\circ}\text{C} \div 32^{\circ}\text{C}$ (у зависности од годишњег доба) на температуру пуњења од 5°C , врши се загревање воде на технолошкој линији припреме сока на температуру од 40°C . Ово указује да свако техничко решење у области енергетике треба у анализу да укључи могућност интеграције различитих енергетских делова Компаније и то на начин да се вишак енергије у једном делу процеса користи у другом. Принцип ове интеграције приказан је на слици 7.

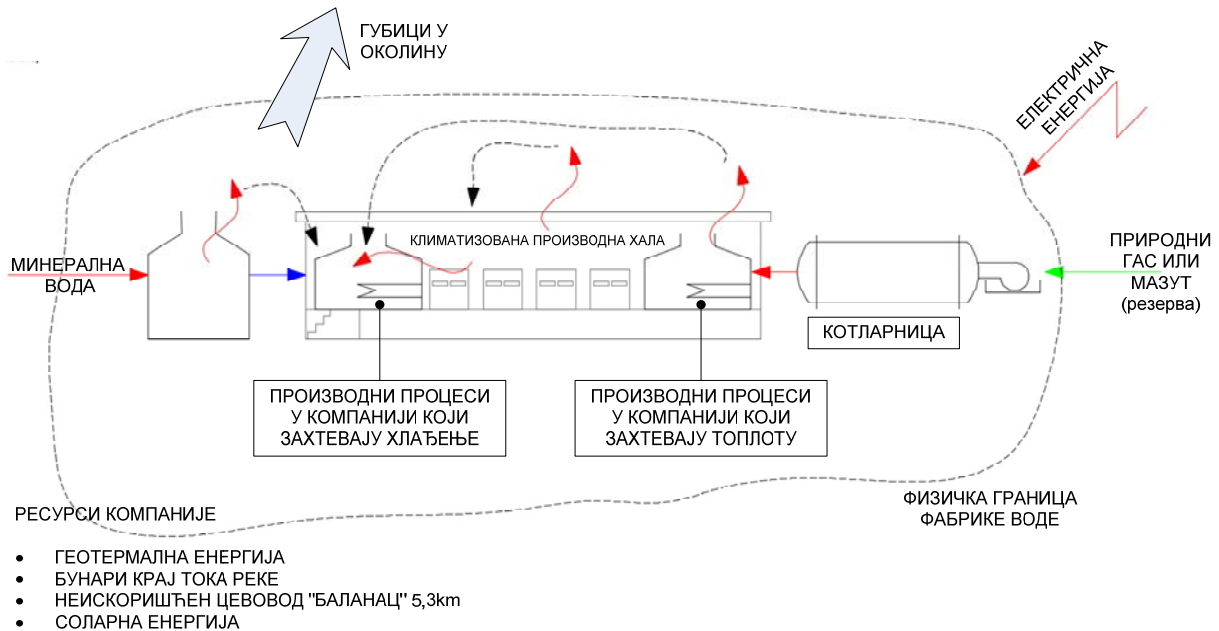


Слика 7. Две основне потребе за потрошњу енергије на нивоу компаније

Осим уочених могућности за боље енергетско повезивање различитих токова у производном процесу, у оквиру Компаније уочено је постојање ресурса за коришћење геотермалне топлоте. Њих је наметнула приоритетна потреба изградње система климатизације производне хале, као и могућност да се топлота која се добија хлађењем минералне воде искористи за грејање простора.

Решења климатизације производних хала са топлотним пумпама, које као топлотни извор (зими) и понор (лети) користе воду и површински слој земље, имају далеко ниже експлоатационе и трошкове одржавања у областима умерено континенталне климе, у односу на чешће коришћена решења, код којих је ваздух топлотни извор и понор. Од коришћења геотермалних топлотних пумпи економски је још исплативије, кад у оквиру производног процеса постоји довољно отпадне топлоте за климатизацију и грејање неког простора. Због тога је, као принцип за пројектовање система климатизације у оквиру Компаније усвојено правило да се прво користи отпадна топлота из технолошког процеса, под којом се сматра и топлота хлађења

минералне воде, а да се потом користи геотермална енергије. Овај принцип дат је на слици 8. У циљу коришћења геотермалне енергије паралелно са овим концептом извршено је и испитивање потенцијала за коришћење бунара уз ток реке која делом протиче кроз посед Компаније и могућност коришћења неискоришћеног ценовода дужине 5,3 km.



Слика 8. Основни концепт унапређења енергетске ефикасности компаније за производњу минералне воде и сокова

Основи циљ подизања енергетске ефикасности је да се на енергетски ефикасан начин искористе сви постојећи ресурси Компаније, укључујући и отпадне топлоте које се јављају у процесу производње. Предложена решења треба да смање потрошњу природног гаса и електричне енергије минимизирањем губитака у околину.

При изради:

1. Концепта свеобухватног термотехничког решења Компаније,
2. Главног пројекта климатизације производног погона производне хале
3. и Идејног пројекта термотехничких инсталација "Сервиса",

водило се рачуна да су решења:

- Свеобухватна тј. да интегришу различите енергетске потребе на нивоу Компаније на сличан начин на који је интегрисан производни процес. Да се вишак топлоте у једном делу процеса (потреба за хлађењем) користи у другом где постоји потреба за грејањем.
- Пројектована тако да максимално користе постојеће ресурсе Компаније (некоришћене подземне ценоводе, близину реке итд.).
- Модуларана и флексибилна тј. да омогуће у будућности интеграцију система за коришћење соларне енергије у постојеће системе ако се за то стекну економски услови.
- Технички савремена, енергетски ефикасна и да омогућавају аутоматско управљање процесом.

- Ергономски прихватљива тј. да обезбеђују повољне микроклиматске услове у летњем и у зимском периоду запосленим у производној хали.
- Усмерена на смањење потрошње природног гаса тј. загревањем санитарне топле воде или предгревањем воде у котларници.
- Пројектовани систем буде упарен са системом за допремање воде у Компанију на обострано флексибилан начин, тако да рад једног не омета рад другог система.
- Безбедна са аспекта примене НССР стандарда Компаније и
- Еколошки прихватљива тј. да смањују постојеће емисије CO_2 истовремено не доприносећи повећању емисије загађујућих материја из Компаније.

У оквиру Концепта контролисани су цевни водови енергетских токова и у наставку текста дају се потенцијали могуће уштеде њиховом изолацијом.

Круна овог концепта је техно-економска анализа која са економског аспекта процењује предложена решења.

Активности на реализацији концепта захтевале су преглед техничке документације, праћење функционисања технолошких и термотехничких инсталација и анализу потенцијала за коришћење геотермалне енергије у Компанији. У овим активностима имао сам свесрдну и стручну помоћ запослених у Компанији.

4.1 МОГУЋНОСТ ИНТЕГРАЦИЈЕ ТЕХНОЛОШКОГ ПРОЦЕСА ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА КОМПАНИЈЕ

У оквиру овог дела Концепта збирно се даје материјални и топлотни биланс и анализира могућност повезивања различитих енергетских токова на нивоу Компаније. На основу „пинч“ анализе проверава се могућност оптималног повезивања енергетских токова унутар Компаније. Наиме, Компанија има више уочених токова који истовремено захтевају грејање и хлађење. Овом анализом се покушава открити потенцијал да се топлота која се добија хлађењем простора или технолошког процеса искористи за грејање неког другог дела простора или технолошког процеса, и обрнуто.

Као што је у Уводу већ речено интеграција система грејања и хлађења са технолошким процесом је срж овог Концепта.

4.1.1. Материјални и топлотни биланс

Полазна тачка у раду било је одређивање материјалног и топлотног биланса дела Компаније који је предмет Концепта. Биланси су израђени на основу мерења које спроводе запослени у Компанији, и њима дугујем захвалност на указаној техничкој и стручној помоћи. За концепт кључни делови материјалног и топлотног биланса су проверени независним мерењем у Компанији.

Приликом посета Компанији и увидом у техничку документацију идентификовани су делови Компаније, који представљају енергетске потрошаче:

- производна хала,

- „Сервис“ за одржавање возила у кругу фабрике,
- Нов магацин репроматеријала,
- Нов утоварни фронт и припадајући магацински простор,
- Сирупана,
- Котларница,
- Технички магацин,
- Институт,
- Раднички ресторан,
- Управна зграда,

као и енергетски извори у и око Компаније:

- 1 приступачан бунар у компресорској станици ИБ21,
- 1 неприступачан бунар у компресорској станици (привремено затворен компресорским постројењем) којег је могуће експлоатисати,
- новопројектовани бунари са хидро везом речног тока реке системом напојних и упојних бунара,
- акумулациони шахт од $\sim 40\text{m}^3$, преливно-испусни шахт,
- пасивни цевовод (неексплоатисан од 2005. године) траса цевовода према редоследу „шахти“ и то (три цевовода РЕНД Ø 90x8,2 mm Т75, Т74, Т70, Т69, Т68' припадајући изворишту В11-А и два цевовода истоименог називног пречника Т62, Т61, Т53, Т52, Т49, Т30 припадајући изворишту D),
- Први, други и трећи степен хлађења клима коморе и минералне воде на деловима мреже: „ПАРК“, СВ5/СВ7, СВ6+СВ8+D1, ИВ18, D3, ..., В11А.

Део Компаније који је предмет овог концепта обухвата грејање и хлађење:

- 1) производне хале,
- 2) Сервис-а,
- 3) Магацина репроматеријала,
- 4) Складишта и
- 5) канцеларијског простора,

као и следће технолошке процесе:

- 6) предгревање напојене воде у котларници,
- 7) грејање потрошне топле воде у Компанији,
- 8) припрема шећерног сирупа,
- 9) припрема воде за дупликаторе,
- 10) припрема топле воде за припрему сока,
- 11) припрема топле воде за припрему раствора средства за прање.

Ради израде енергетског биланса потребна количина топлоте за грејање и хлађење рачунски су одређене за производну халу и Сервис (ставке 1 и 2 у претходној листи) и процењена за Магацин репроматеријала, Складиште и канцеларијски простор (ставке 3÷5). Што се технолошког процеса тиче за ставку 6. вишегодишње податке мерења добио сам од руководства Компаније, док су подаци везани за количине и температуре

потрошње воде добијени од службе технологије и праћења производног процеса Компаније. Подаци везани за ставку 7. су процењени на основу броја запослених и величине постојећих резервоара за топлу воду.

4.1.2 Материјални биланс – зима

Материјални и топлотни биланс дела Компаније који је предмет овог концепта у зимском периоду године дат је у табели 2. Материјални биланс енергетских токова се може добити из проточног топлотног капацитета (видети фусноту²). Објашњења података представљених у табели дати су у наставку текста.

У табели су приказане и модификоване температуре потребне за „пинч“ анализу. Оне су добијене одузимањем половине минималне температурске разлике $\Delta t_{\min}/2$ од топлих струја и додавањем $\Delta t_{\min}/2$ хладним струјама. $\Delta t_{\min} = 4^{\circ}\text{C}$ је минимална температурска разлика у измењивачима топлоте. Она је усвојена из искуствених података за ову врсту инсталација, а добија се економском анализом.

Табела 2. Топлотни биланс дела технолошког процеса и грејања целокупног комплекса Компаније

Редни број тока	Назив тока	Температура [°C]		Модификована температура [°C]		Проточни топлотни капацитет ² ṁc _p [kW/h]	Просечна максимална топлотна снага [kW]
		почетна	крајња	почетна	крајња		
Токови који се хладе (топле струје)							
1	Минерална вода ¹	20	5	18	3	58,14	872,08
Токови који се греју (хладне струје)							
1	Грејање градске воде у Котларници ²	10	111,38	12	113,38	0,64	64,88
2	Грејање воде са уштеде у Котларници	36	111,38	38	113,38	0,992	74,78
3	Линија припреме сокова у току дана ³ (шећерни сируп и сокови)	10	40	12	42	1,617	48,51
4	Линија припреме сокова у току дана ⁴	10	70	12	72	0,24	14,4
5	Потрошња топле воде у Компанији ⁵	10	45	12	47	1,16	40,7
6	Топла вода за прање ⁶	10	80	12	82	0,509	35,61
7	Грејање целог комплекса Компаније ⁷	40	50	42	52	117,43	1.174,3

² Проточни топлотни капацитети се добијају множењем специфичног топлотног капацитета (4.186 kJ/kgK за воду) и масеног протока датог енергетског тока.

Објашњења из табеле 2. дате су у наставку текста:

¹ У подацима за „пинч“ анализу, који су приказани у табели 2 рачунато је да се зими 50 m³/h минералне воде хлади са 20⁰С на 5⁰С. По подацима зими је потрошња минералне воде на линијама РЕТ 25+5 m³/h, а на линији стакло L3 24 m³/h. Као што се види у табели 2, енергија која се ослобађа хлађењем 23.538 m³/h минералне воде са 20⁰С на 5⁰С је довољна за загревање свог простора Компаније у јануару месецу при средњој дневој температури ваздуха од 0,7⁰С.

² Количина воде која се греје у котларници добијена је од стране господина Милана Паповића дипл. маш. инж. на основу мерења у периоду од 2010. до 2012. године. У котларници се за производњу паре користе градска вода и вода са уштеде (Стакло 5). Њихов је однос добијен мерењем, и у табели 2. је коришћен за рачунање проточног топлотног капацитета. При прорачуну је претпостављено да се зими градска вода греје са 10⁰С на 113⁰С у дегазатору (на надпритиску 0,5 bar), док се вода са уштеде греје са 36⁰С на 113⁰С.

³ Временски осредњена вредност енергије потребне за припрему топле воде на 40⁰С за производњу сирупа. Укупна количина воде која се греје у току дана (I смена и почетак II смене) износи 7 (I смена) + 3,8 (почетак II смене) m³ (максимална потрошња). У ову вредност урачунат је и процењени губитак топлоте на цевоводима и измењивачима топлоте од 3%.

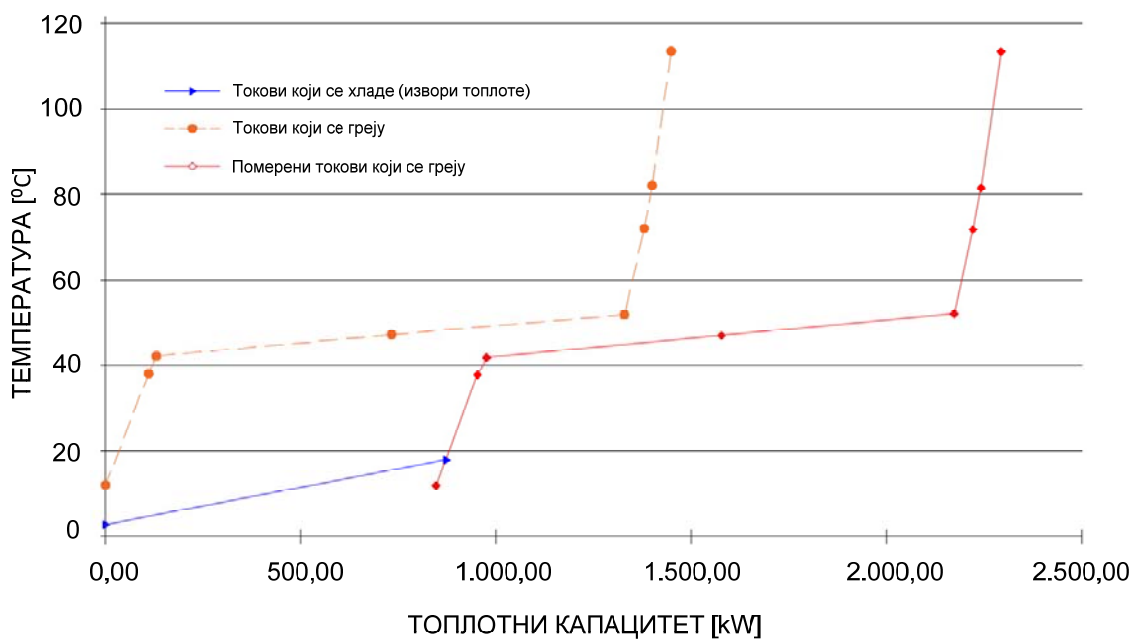
⁴ Временски осредњена вредност енергије потребне за припрему топле воде на 70⁰С за растварање таурина. Укупна количина воде која се греје у току дана (I смена и почетак II смене) износи 0,8 (I смена) + 0,8 (прва половина II смене) m³ (максимална потрошња). У ову вредност урачунат је и процењени губитак топлоте на цевоводима и размењивачима топлоте од 3%.

⁵ Компанија тренутно користи три резервоара за припрему потрошне топле воде укупног капацитета 2 + 2 + 4 m³. У прорачуну је претпостављено да се уместо од 85⁰С користи топла вода енергетски повољније температуре од 45⁰С, као и да је максимална потрошња топле воде зими иста као и лети, и износи 8 m³ у току дневне смене.

⁶ Максимално потребна временски осредњена количина топлоте за припрему раствора средства за прање воде.

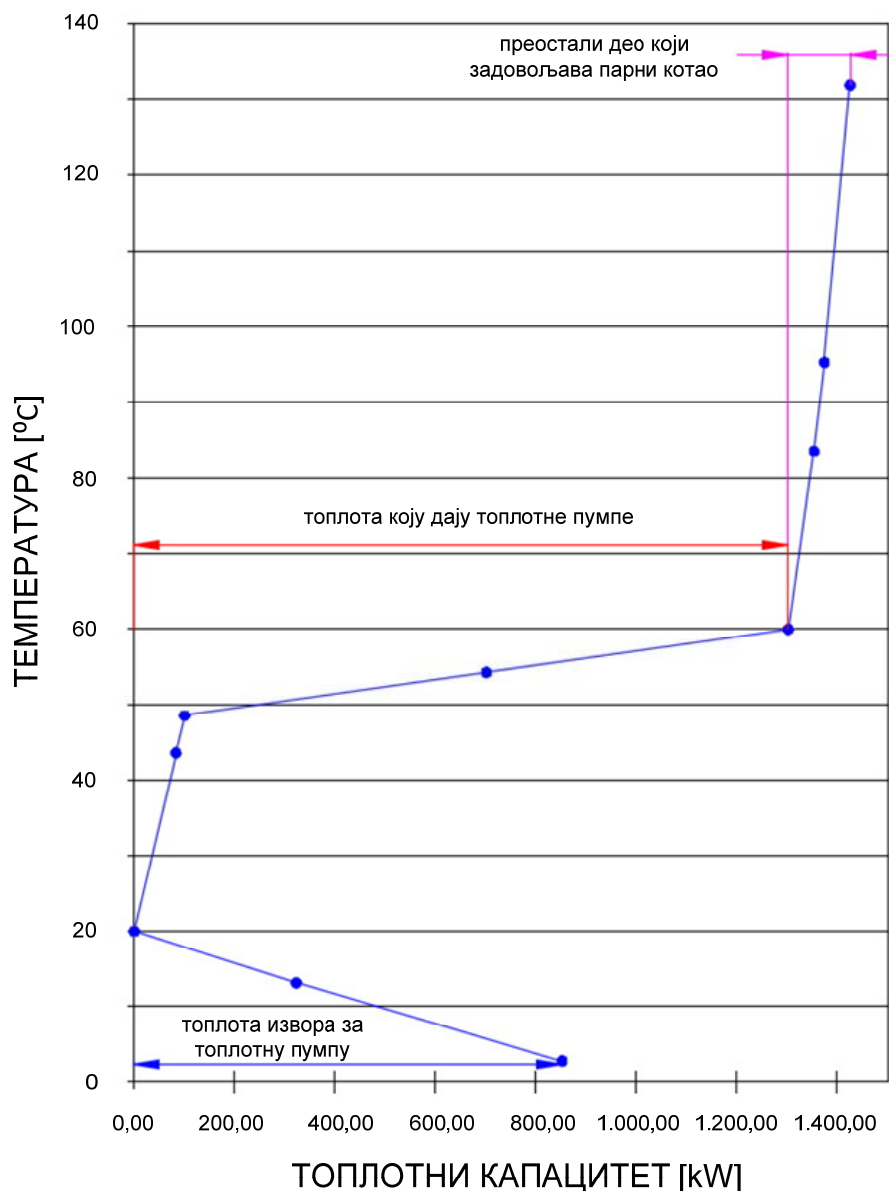
⁷ Максимално потребна количина топлоте за грејање простора Компаније при спољној пројектној температури од -15⁰С износи:

- Производна хала 298,5 kW (прорачуната вредност),
- Сервис 84,3 kW (прорачуната вредност),
- Сервис 84,3 kW (прорачуната вредност),
- Репроматеријал 92 kW (прорачуната вредност),
- Складиште 498 kW (процењена вредност),
- Ресторан и Институт 80 kW (процењена вредност),
- Управна зграда 97,5 kW (процењена вредност) и
- Зграда 2 (технолози) 24 kW (процењена вредност).



Слика 9. Кумулативне криве свих токова који се греју и истовремено хладе у Компанији у току грејне сезоне

(На апсциси је унета укупна (збирна) топлотна снага свих токова који захтевају грејање или хлађење. На ординати су дате температуре загревања. Нпр. за загревање свих струја у Компанији са 12°C на 42°C укупна потребна снага је $129,02\text{ kW}$ (видети испрекидану линију и податке у табели 2). Са слике се види да је тачка пинча 18°C (20°C за топле и 16°C за хладне струје)



Слика 10. Композитна крива

(Показује које је минимално потребне количине енергије потребно одвести од токова који се хладе и довести токовима који се греју, као и минималне температуре загревних и расхладних флуида потребне да би се остварило задато грејање и хлађење технолошког процеса. На пример, сво загревање струјних токова приказаних у табели 2. могуће је остварити са топлотним извором температуре више од $113,4^{\circ}\text{C}$ укупне снаге $1424,2\text{ kW}$. Много је рационалније да се један део токова $1,304\text{ kW}$ загрева топлотним извором температуре 54°C , а други мањи део $120,2\text{ kW}$ да се загрева топлотним извором температуре више од $113,4^{\circ}\text{C}$).

Из табеле 2. се види да у току грејне сезоне хлађење минералне воде представља једини топлотни извор, као и то да постоји више топлотних понора од којих је највећи у разматраном делу Компаније, и грејање простора које је променљивог капацитета. Ове промене капацитета грејања у току грејне сезоне у зависности од спољне температуре су дате у табели 3. Метеролошки подаци у овој табели су узети са сајта Републичког

хидрометеролошког завода Србије (www.hidmet.gov.rs, [5] март 2013.) за период од 1980. до 2010. за Смедеревску Паланку као географски најближи град са потребним подацима. Већ је речено у објашњењу табеле 2. да је потребан проток минералне воде (производња) да би се грејао читав комплекс Компаније при спољној температури ваздуха од $0,7^{\circ}\text{C}$; $23,538 \text{ m}^3/\text{h}$. Овај податак је важан јер је производња у Компанији диктирана потребама тржишта. При ниским спољним температурама и при раду компаније са минималним производним капацитетима за грејање био би потребан додатни извор топлоте. То може бити земни гас или новопроектировани црпни бунари уз реку.

Табела 3. Снаге потребне за грејање Компаније у зависности од средње дневне температуре

Месец	новембар	децембар	јануар	фебруар	март
Средња дневна температура [$^{\circ}\text{C}$]	6,2	1,9	0,7	2,1	6,5
Q [kW]	305,59	465,87	518,93	457,02	299,79

„Пинч“ анализа показује да је:

- уско грло испитиваног система у току грејног периода године температура од 18°C . Ово значи да ако се користе топлотне пумпе извори топлоте треба да буду испод ове температуре, а понори изнад у грејном периоду године.
- на измењивачима топлоте теоријски директно могуће је разменити у просеку $25,01 \text{ kW}$ током грејног периода године. Овај податак је добијен под претпоставкама да је средња температура градске воде у току грејне сезоне 10°C , да је температура минералне воде на улазу у Фабрику у истом периоду године 20°C и да је минимална температурска разлика на измењивачу топлоте $\Delta t_{\min} = 4^{\circ}\text{C}$. Технички ово би се могло извести преко једног измењивача топлоте у који би на једној страни прво улазила минерална вода на улазу у Компанију, а на другој сва градска вода која се касније греје у Компанији.
- истовремено потребна количина топлоте за грејање $1453,2 \text{ kW}$ и за хлађење $872,1 \text{ kW}$. Максимално могућа размена између ових токова је $25,01 \text{ kW}$, што је речено у претходној ставци. У случају ове размене за $25,01 \text{ kW}$ би се смањиле потребне количине топлоте за грејање и хлађење и износиле би $1424,2 \text{ kW}$ односно $847,1 \text{ kW}$.
- најрационалнија температура топлотног извора (температура која се добија са кондензатора топлотне пумпе) је она која греје уочене токове на 50°C . При $\Delta t_{\min} = 4^{\circ}\text{C}$ то је температура на кондензатору топлотне пумпе 54°C . Ово се види са композитне криве дате на слици 10. Разлог зашто је 50°C најрационалнија температура је што се у анализи ишло са температурским режимом система централног грејања $50/40^{\circ}\text{C}$ и температуром потрошне топле воде од 45°C . При оваквим условима било би потребно да се уместо до сада коришћене топлотне снаге $1453,2 \text{ kW}$ водене паре апсолутног притиска 7 bar ($164,96^{\circ}\text{C}$) издвојеним потрошачима даје топлотном пумпом 1304 kW и воденом паром $120,2 \text{ kW}$. Односи ових топлотних капацитета и температуре топлотних извора и понора дати су на слици 10.

4.1.3. Материјални биланс – лето

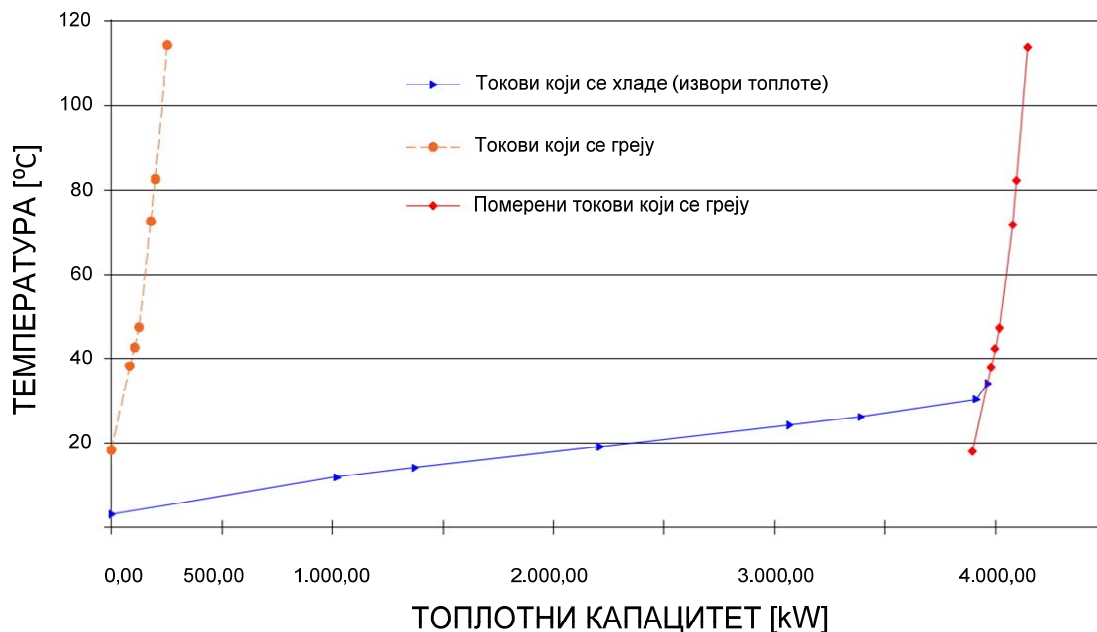
За разлику од зимског периода године, лети је потреба за хлађењем далеко већа а потреба за грејањем далеко мања. Ово се може видети у табели 4., у којој је дат материјални и топлотни биланс, као и са слика 11. и 12. на којима су приказани резултати „пинч“ анализе за летњи период године.

Табела 4. Топлотни биланс дела технолошког процеса и хлађења Компаније током летњег периода године

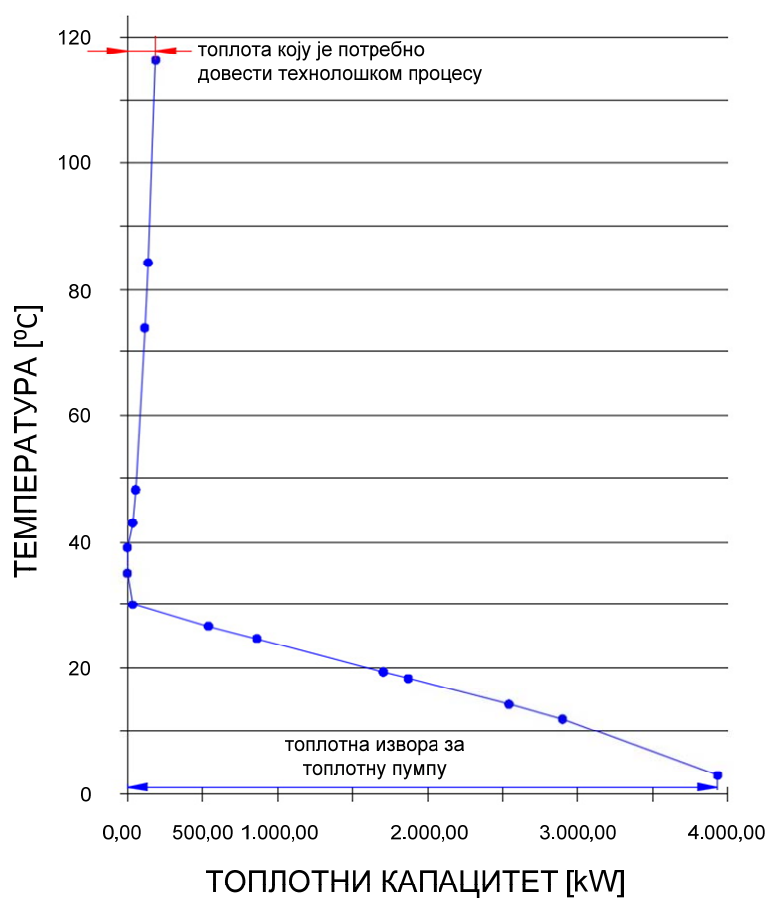
Редни број тока	Назив тока	Температура [°C]		Модификована температура [°C]		Проточни топлотни капацитет ² $\dot{m}c_p$ [kW/h]	Просечна максимална топлотна снага [kW]
		почетна	крајња	почетна	крајња		
Токови који се хладе (топле струје)							
1	Ваздух за климатизацију (70% свеж и 30% рецикулациони)	28	13,8	26	11,8	45,27	642,814
2	Минерална вода	32	5	30	3	116,28	3.139,56
3	Ваздух за климатизацију (30% само свеж ваздух)	36	28	34	26	10,05	80,4
4	Хлађење магацина репроматеријала	26	16	24	14	6,6	66
5	Хлађење “Сервиса”	36	21	34	19	3,73	56
Токови који се греју (хладне струје)							
1	Грејање градске воде у Котларници	16	111,38	18	113,38	0,64	61,04
2	Грејање воде са уштеде у Котларници	36	111,38	38	113,38	0,992	74,78
3	Линија припреме сокова у току дана (шећерни сируп и сокови)	16	40	18	42	1,617	38,81
4	Линија припреме сокова у току дана	16	70	18	72	0,24	12,96
5	Потрошња топле воде у Компанији	16	45	18	47	1,16	33,72
6	Топла вода за прање	16	80	18	82	0,509	32,56

У табели 5. су дате максималне вредности које се могу јавити у току најтоплијег дела дана. Рачунато је да лети у Компанију долази $100 \text{ m}^3/\text{h}$ воде температуре 32°C . Количине топлоте потребне за хлађење производне хале, Магацина репроматеријала и Сервиса су израчунате. Ради поједностављења анализе количина топлоте потребна за хлађење је подељена на два дела: под редним бројем 3 дата је количина топлоте потребна да се свеж ваздух охлади са спољне пројектне температуре 36°C на унутрашњу пројектну температуру 28°C , а под редним бројем 2 дата је укупна количина топлоте потребна да се сав ваздух (свеж и рецикулациони) охлади са 28°C на убацну температуру ваздуха од $13,8^{\circ}\text{C}$.

Токови који се греју су идентични оним датим у табели 2., и за њих важе сва објашњења дата уз поменућу табелу, осим што је у летњем периоду рачунато да градска вода улази у Компанију са температуром 16°C .



Слика 11. Кумулативне криве свих токова који се истовремено греју и хладе у Компанији у току летње сезоне. Са слике се види да је тачка пинча на температури околине 34 °C (36 °C за топле и 32 °C за хладне струје).



Слика 12. Композитна крива. Показује које је минималне потребне количине енергије потребно одвести од токова који се хладе и довести токовима који се греју, као и минималне температуре загреваних и расхладних флуида које су потребне да би се остварило задато грејање и хлађење технолошког процеса.

Као и код „пинч“ анализа за зимски период и у летњем периоду коришћена је економски прихватљива претпоставка да је минимална температурска разлика у измењивачима топлоте $\Delta t_{\min} = 4^{\circ}\text{C}$. Анализа показује да је:

- критична температура свих процеса на температури околине 36°C . То значи да уколико постоји размена топлоте топлотном пумпом, између токова који се истовремено хладе и греју у Компанији, топлотна пумпа (или топлотне пумпе) мора да узима топлоту испод и да предаје изнад критичне температуре.
- Максимално потребна енергија за хлађење $3984,8 \text{ kW}$, а за грејање $253,9 \text{ kW}$. Између ових токова могуће је разменити $66,7 \text{ kW}$ при условима датим у табели 5. Ово је могуће извести предгревањем све воде из водовода која се као топла користи у Компанији, минералном водом. Друга варијанта је да се вода из водовода, која се загрева у Компанији, предгреје ваздухом из Сервиса и тиме омогући његово хлађење. Ова последња варијанта је повољнија са аспекта „пинч“ анализе. У случају ове размене минимално потребна енергија за хлађење износи $3918,1 \text{ kW}$, а за грејање $187,2 \text{ kW}$.
- Нема довољно топлотних понора лети у Компанији. Треба изнаћи све могуће начине да се ова топлота искористи уместо да се, као што је сада случај, предаје околини. Једна од могућности за коришћење отпадне топлоте је и коришћења индустријских топлотних пумпи, али та анализа излази из оквира овог концепта.

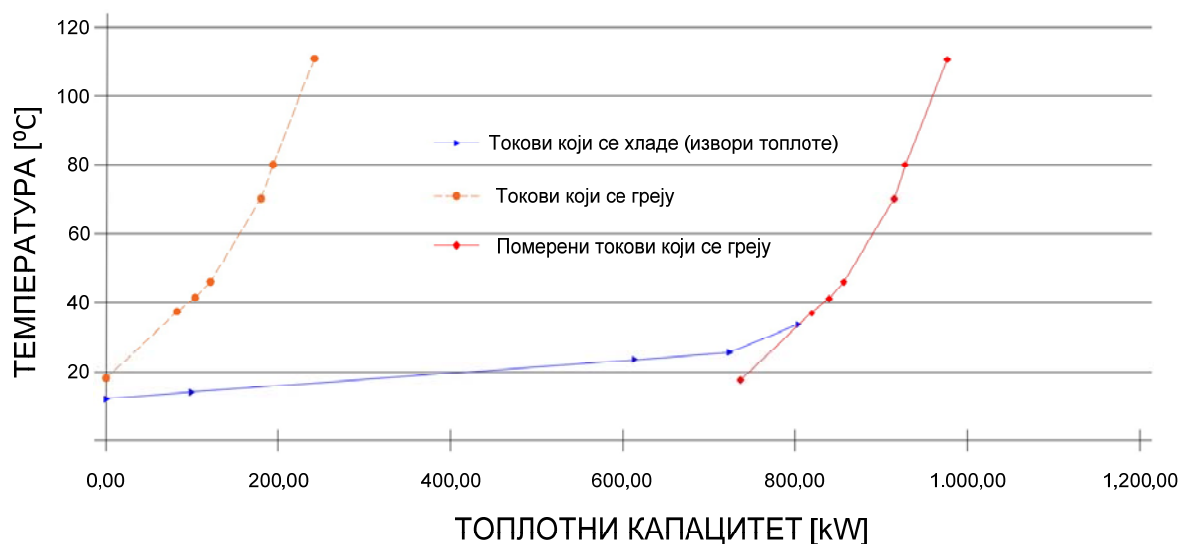
5. КОНЦЕПТ ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ

Производна хала има највеће унутрашње добитке топлоте у летњем периоду када се производи максималним капацитетом. Ово узрокује истовремену потребу за максималним расхладним капацитетом. Циљ решења које се предлаже је да се током читавог летњег периода при високим спољним температурама и максималним унутрашњим добицима топлоте производна хала охлади на унутрашњу пројектну температуру 28°C при релативној влажности ваздуха у њој од 50%.

Материјални и топлотни биланс производне хале и хале репроматеријала заједно са технолошким токовима који истовремено захтевају хлађење је дат у табели 5. Сва објашњења дата уз табеле 2. и 4. важе и у овом случају. Укупна расхладни капацитет обе хале је 789,2 kW.

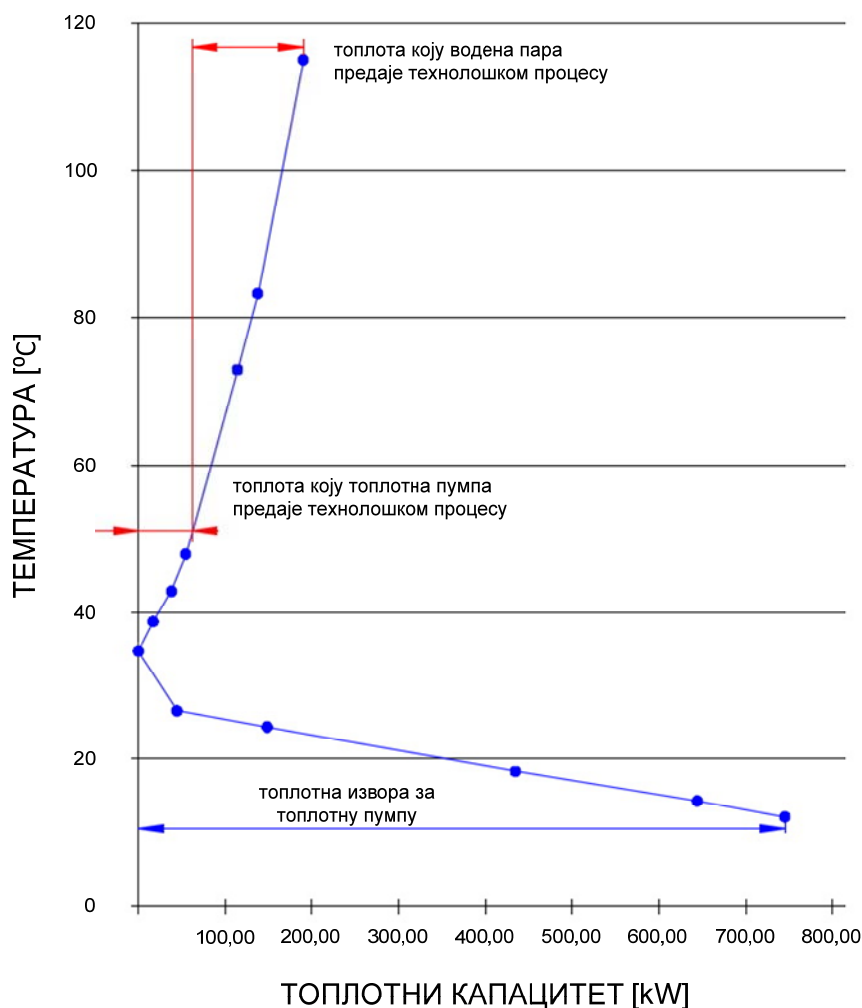
Табела 5. Материјални и топлотни биланс производне хале и магацина репроматеријала са технолошким токовима који захтевају грејање у летњем периоду

Редни број тока	Назив тока	Температура [°C]		Модификована температура [°C]		Проточни топлотни капацитет ² $\dot{m}c_p$ [kW/h]	Просечна максимална топлотна снага [kW]
		почетна	крајња	почетна	крајња		
Токови који се хладе (топле струје)							
1	Ваздух за климатизацију 100% (свеж и рецикулациони)	28	13,8	26	11,8	45,27	642,814
2	Ваздух за климатизацију (30% само свеж ваздух)	36	28	34	26	10,05	80,4
4	Хлађење магацина репроматеријала	26	16	24	14	6,6	66
Токови који се греју (хладне струје)							
1	Грејање градске воде у Котларници	16	111,38	18	113,38	0,64	61,04
2	Грејање воде са уштеде у Котларници	36	111,38	38	113,38	0,992	74,78
3	Линија припреме сокова у току дана (шећерни сируп и сокови)	16	40	18	42	1,617	38,81
4	Линија припреме сокова у току дана	16	70	18	72	0,24	12,96
5	Потрошња топле воде у Компанији	16	45	18	47	1,16	33,72
6	Топла вода за прање	16	80	18	82	0,509	32,56



Слика 13. Кумулативне криве хлађења производне хале и хале репроматеријала са токовима који се истовремено греју у Компанији током летње сезоне. Са слике се види да је тачка пинча на температури околине 34 °C (36 °C за топле и 32 °C за хладне струје).

Са слика 13. и 14. се види да је много већа енергија потребна за хлађење производне и хале репроматеријала од енергије потребне за загревање технолошких токова. Основно решење које се анализира користи топлотне пумпе вода/вода на начин већ поменут у уводу концепта: да се отпадна топлота прво преда технолошком процесу, а тек ако тада постоји вишак, да се он преда расхладној води. Потенцијал да топлотне пумпе које хладе производну халу предају енергију технолошком процесу једанк је дужини дужи која показује енергију грејања токова на температуру 45 °C (максимално 121,7 kW). Кад се ова вредност упореди са енергијом потребном за хлађење (видети слику 14.) види се да је лети неопходно наћи нову воду за топлотни понор.



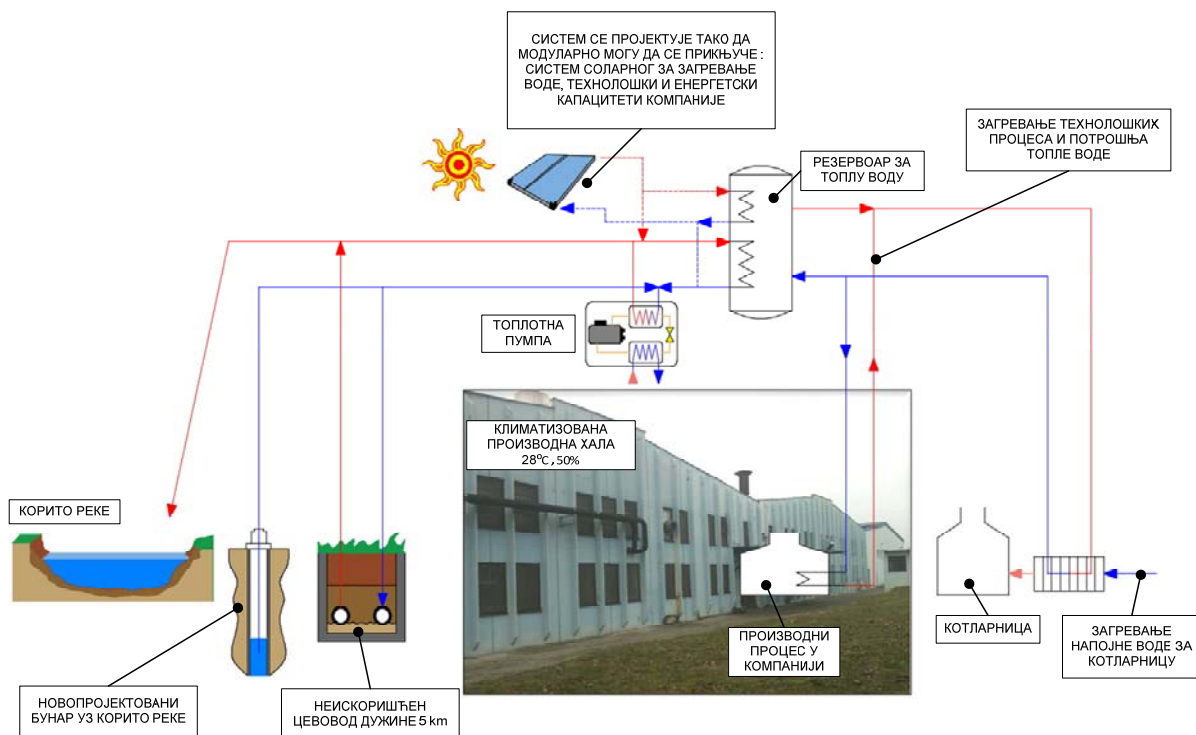
Слика 14. Композитна крива. Показује која је минимално потребна количине енергија коју је потребно одвести да би се хладила производна и хала репроматеријала.

За решење описаног проблема досадашњим разматрањем различитих области: термотехнике, хидрогеологије и технологије, дошло се хронолошки до следећег закључка :

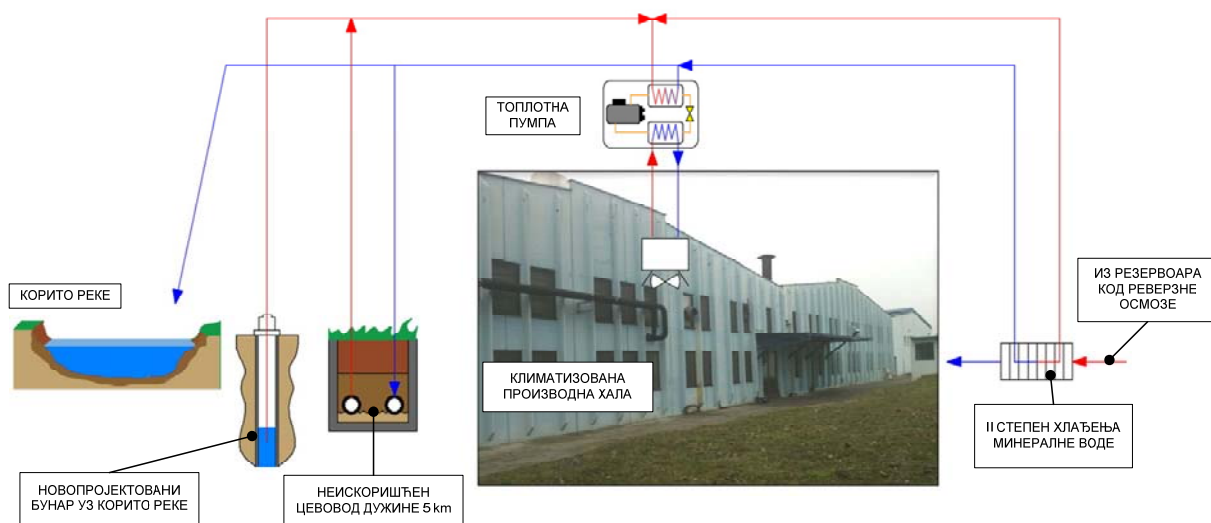
1. У летњем периоду не постоји довољан технолошки капацитет коме би на економски исплатив начин топлотне пумпе за климатизацију производне хале предале енергију.
2. У први мах није било довољно расхладне воде са постојећих бунара IV 21 у компресорској станици па се на предлог хидрогеолога дошло до решења да се у кругу Компаније ураде напојно-упојни бунари. Према хидрогеолошким подацима са терена издашност ових бунара износила би максимално 5 l/s.
3. На крају се дошло до решења да се уради систем бунара код речног тока реке. Овај ресурс потенцијално обезбеђује 12 l/s расхладне воде. Предлаже се у оквиру хидрогеологије да се испројектује више напојно црпних бунара, а да се главни упојни бунар помери довољно далеко од њих како не би дошло до кратке хидрауличке везе. Ово се предлаже јер просторна блискост напојних и упојних бунара доводи до снижавања температуре бунарске воде зими и њеног повишења лети. Ово се придаје велика важност јер утиче на стабилност

функционисања геотермалних топлотних пумпи и може се негативно одразити на њихов степен корисности.

Принцип решења за грејање и хлађење производне хале дат је на сликама 15. и 16.



Слика 15. Принципијално хлађење производне хале и коришћење отпадне топлоте у летњем периоду. Топлота узета од ваздуха којим се хлади производна хала предаје се прво технолошком процесу, а ако постоји вишак ове топлоте тек се онда он предаје бунарској води. Систем се пројектује тако да топлотне пумпе загреју топлу воду на 50°C , а вода се бунарској води предаје на што нижој температури. Топла вода се потом користи за загревање у технолошком процесу и за загревање воде у котларници. Уколико је исплативо ова се вода може још додатно загрејати.



Слика 16. Принципијално грејање производне хале у зимском периоду. Топлота за грејање производне хале добија се од хлађења минералне воде. Бунари уз реку су додатни извор топлоте у зимском периоду и користе се кад топлота која се добија хлађењем минералне воде није довољна.

5.2 ТОПЛОТНИ БИЛАНС ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ

Топлотни биланс производне хале који је приказан у табели 6. даје се у детаљнијем облику у табели 6., на основу детаљног прорачуна рађеног у Главном пројекту климатизације производне хале. Из њега се види да у летњем периоду највеће топлотно оптерећење представљају добици из технолошког процеса. У истој табели дате су и максималне расхладне снаге које пројектовани систем, о коме се детаљно говори у наставку овог поглавља, треба да оствари.

Табела 6. Приказ топлотног и расхладног биланса производне хале

ОПИС	Топлотни капацитет [W]	Напомена
Осетни добици Латентни добици Укупни добици	580.514 65.150 642.814	Добици топлоте од производног процеса и од околине током летњег периода
Трансмисиони губици Инфилтрациони губици при 0,5 l/h Укупни губици	156.388 142.069 298.457	Топлотни губици производне хале у току зимског периода
Пасивни систем сонди Пасивни систем бунара Активно хлађење топлотних пумпи Укупни топлотни капацитет расхладног система	112.000 458.000 650.100 1.220.100	Рекапитулација максималних топлотних капацитета предвиђених система у систему хлађења производне хале

5.1.1 Технички опис климатизационог система производне хале

Опис који се даје део је Главног пројекта климатизације производне хале. Решење климатизације састоји се од :

- система за локално одсисавање помоћу хауба постављених изнад машина са највећом дисипацијом топлоте,
- система за убацивање свежег спољног ваздуха на ободу хауба,
- клима комора за обраду ваздуха са рекуператорима, пасивним и активним хлађењем/грејањем,
- систем за дистрибуцију ваздуха (канални и дистрибутивни елементи),
- подстанице - постројење за обезбеђење потребне расхладне и топлотне енергије са геотермалним топлотним пумпама вода-вода, измењивачима за коришћење пасивне енергије бунарске воде и геоизмењивача, са потребном хидрауликом и аутоматиком,
- примарних извора енергије, бунара и хоризонталне сонде-геоизмењивача.

Овај пројекат користи решење локалног одсисавања помоћу хауба и систем за убацивање спољног ваздуха на ободу хауба из већ изведеног пројекта одсисавања ваздуха са захтеваним изменама у смислу начина убацивања свежег ваздуха по ободу хауба.



Слика 17. Приказ дела производне хале са позицијама одсисних хауба

Позиције новопроектованих хауба налазе се на цртежу канала за дистрибуцију хладног ваздуха. Број новопроектованих канала износи 11. Укупан проток на свим хаубама износи $120.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Све хаубе налазе се на позицијама изнад производних машина где су највећи извор топлоте. Систем је дефинисан по принципу “одсисно-усисне” хаубе. На ободу хауба налазе се млазнице које су у већем делу распоређене на линији хаубе, с тим што се у зони боравка човека који опслужује машину водило рачуна да се постави линијски дифузор и тако избегне могућност да ваздух са већом брзином принудног струјања “допре” до оператера машине.

Како се види из претходног, део протока спољашњег ваздуха који се убацује око хаубе, $\sim 60\%$ одлази преко кровног вентилатора у атмосферу, док $\sim 40\%$ ваздуха који је ушао преко фасадног вентилатора остаје у простору и меша се са оптицајним ваздухом.

Датим податком, сматра се да се приближно 50% смањује топлотна дисипација са машина, тако да је потребно савладати преосталих 50% топлотних добитака од технолошког процеса.

Као што се види у табели 6. добици топлоте од технолошког процеса су много већи од трансмисионих и инфилтрационих добитака.

Посебно треба нагласити да у летњем периоду систем производње функционише непрекидно у три смене, тј. прекиди се обављају кратко у зависности од технологије.

Фактори од којих зависе микроклиматски услови у производној хали у летњем периоду су описани како бисмо могли дати правац којим се ишло током пројектовања и изналажења прво концептуалног решења, а потом решења које је довело до израде главног пројекта.

Систем климатизације производне хале се састоји од две централно постављене клима коморе ван производне хале, према делу “Градска вода”. Ново-проектовани простор планиран је на парцели поред “Улаз градске воде у фабрику”.



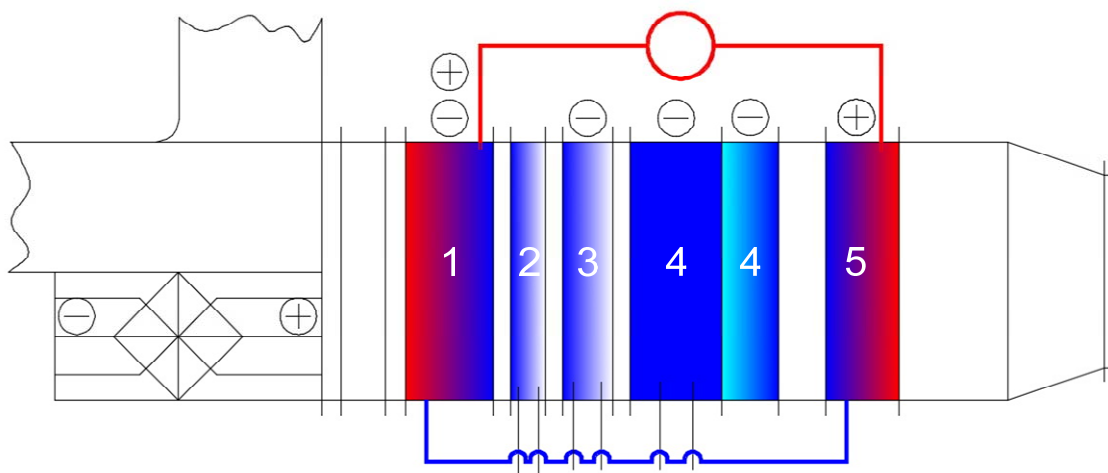
Слика 18. Приказ парцеле са будућим грађевинским објектом. Објекат ће садржати све елементе наведене у Главном пројекту климатизације производне хале

Централни систем климатизације састоји се од две независне коморе. Свака комора је номиналног протока $\sim 50.000 \text{ m}^3/\text{h}$, збирно $100.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Коморе су током целе године у функцији и остварују потпуну климатизацију производне хале.

Систем ради са 30% свежег ваздуха, 70% оптицајног ваздуха са могућношћу континуалног мешања и остваривање најповољније криве мешања ваздуха. Рекуператор топлотне енергије обрађује свеж ваздух (30%) у зимском периоду. Битно је напоменути да се номинални проток кроз рекуператор мења у зависности од жељеног надпритиска простора у зимском периоду. У летњем периоду није предвиђено коришћење рекуператора.

Конструкција коморе је компактна и уграђена је у затвореном простору, тако да је заштићена од атмосферских утицаја. Шематски приказ клима коморе са деловима који се објашњавају у наставку текста дат је на слици 19.

У комори се налазе размењивачи вода/ваздух. Даље ће се описати ток воде (водени раствор са полупропиленом), као хидро и термичког реагента за размену енергије у систему климатизације.



Слика 19. Шематски приказ клима коморе: 1- хладњак, 2 – хладњак сонде, 3 – хладњак бунара, 4 – активни хладњак топлотне пумпе и 5 – догрејач ваздуха [7]

Први у низу у конструкцији коморе, налази се водени “догрејач-хладњак” (позиција 1 на слици 19.), тј. водени “рекуператор” који је хидраулчки повезан преко циркулационе пумпе. Примар - дохладњака налази се на самом усису коморе после првог степена филтрације.

На том месту му се предаје одређена количина топлоте. Она се даље користи на крају коморе тј. догрејачу (позиција 5 на слици 19.), који има функцију да догреје “охлађени” ваздух у клима комори. Сва филозофија поменутог догрејача састоји се у томе да проток циркулационе пумпе одређује процентуалну вредност рекулације и степен догревања. Ни један други фактор не утиче на рад поменутог система.

Осим предхладњак-догрејач-а, у систему коморе налазе се следећи елементи:

I степен хлађења представља размењивач вода/ваздух који користи енергију земље (позиција бр. 2 на слици 19.). Цевовод (део трасе цевовода прате три цеви РЕНД пречника Ø90, други део два цевовода истог пречника укупне дужине ~5,3km је коришћен као “пасивни потенцијал” обновљивог ресурса површинског слоја земљишта. У летњем периоду вођен је од стране коморе и у најкритичнијим тачкама вршне снаге “помаже” у I степену снижавања температуре ваздуха.

II степен хлађења, представља пасивни систем хлађења “бунарском” водом (позиција бр.3 на слици 19.) из новопројектованог бунара поред реке (предмет су Хидрогеолошког пројекта).

Овај систем обезбеђује три пута већи расхладни капацитет од поменутог система хлађења сондом – цевоводом.



Слика 20. Приказ позиције цевовода. Близина шахта у коме би се остварила хидрауличка кратка веза за затворени систем коришћења пасивног система хлађења цевовода

III степен хлађења, активно хлађење ангажовањем топлотних пумпи вода/вода (позиција бр. 4 на слици 19.). Измењивачи се користе да задовоље све критеријуме стања ваздуха на излазу из коморе, и наравно да задовоље укупни расхладни капацитет потребан за систем климатизације.

У току хлађења у коморама се ствара 300 kg/h кондензата. Тиме се добија 300 kg/h “дестиловане” воде. Препоручује се да дестиловану воду температуре $\sim 12,5^{\circ}\text{C}$ користи технолошки процес или да се кондезни вод повеже на два акумулатора хладне воде.

5.1.2. Струјање ваздуха кроз комору

Пројектом је предвиђено да у летњем периоду систем функционише са 30% свежег и 70% оптицајног ваздуха. Охлађен, осушен и по потреби догрејан ваздух,

директно се усмерава на дистрибутивне елементе у простор производне хале. Тако обрађен ваздух улази у простор и систем хауба мења улогу.

Усисни вентилатори се искључују из система, док одсисни кровни вентилатор ради променљивим капацитетом у зависности од вредности температуре свежег охлађеног ваздуха. Преко дистрибутивних елемената у простору, о којима се говори у наставку текста, хладан ваздух опструјава све елементе у производној хали и долази до хауба.

Хауба има улогу да топао ваздух и влагу избаци из хале на тај начин што омогућава хладном ваздуху из хале да опструји око машина, загреје се и са њих покупи влагу. Описани систем хлађења машина је делотворнији од система код кога се спољашњи ваздух директно “удувава” у систем хауба.

Систем је аутоматски управљан тако да није избегнута предвиђена концепција ангажовања бочних фасадних вентилатора који “удувавају” ваздух у хаубе.

И при предложеном решењу зрачење машина постоји али се његов утицај на човека који опслужује машине смањује поменутиим принципом кретања охлађеног ваздуха.

5.1.3. Дистрибуција ваздуха у производној хали. Дистрибутивни елементи

Пројектовани су системи са централном дистрибуцијом ваздуха - предизиоловани сендвич панели – канали тзв. „РЗ” канали. Дистрибутивни елементи на каналима су:

- Млазнице дугог домета и велике индукционе моћи (велико мешање убаченог и ваздуха у хали).
- Решетке са регулисаним протоком.
- Вртложни дифузори.

Предвиђено је да сви наведени дистрибутивни елементи буду постављени непосредно изнад извора топлоте у хали.

Са обе клима коморе ваздух се разводи кроз производну халу ПЗ каналима. Главна карактеристика ових канала је њихова мала маса, која је и била главни разлог за њихово коришћење како канали не би додатно оптеретили већ статички оптерећену кровну конструкцију производне хале.

6. КОНЦЕПТ ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА „СЕРВИС“-а

Грејање и хлађење „Сервиса“ одређено је Идејним пројектом термотехничких инсталација објекта: Сервис теретних возила. Топотни биланс Сервиса са потребним количинама топлоте за грејање и хлађење дат је у табели 7.

Табела 7. Топлотни биланс “Сервиса”.

ОПИС	Топлотни капацитет [W]
Топлота потребна за грејање	84.300
Топлота потребна за хлађење	56.000

За грејање и хлађење „Сервиса“ предвиђен је панелни систем. Ваздух који се одсисава рекуперише се и избацује у околину, тако да се у сваком тренутку у халу убацује 100% свежи ваздух. Убацивање ваздуха обавља се млазницама дугог домета. Топлотна подстанција састоји се од геотермалних топлотних пумпи вода/вода са рекуперацијом отпадне топлоте у летњем периоду. Рекуперисана топлота би се користила за загревање воде која се користи за прање возила.

Геотермалне топлотне пумпе вода/вода као извор топлоте користе постојеће и новопројектоване природне ресурсе Компаније. Генерално, постоје три таква ресурса:

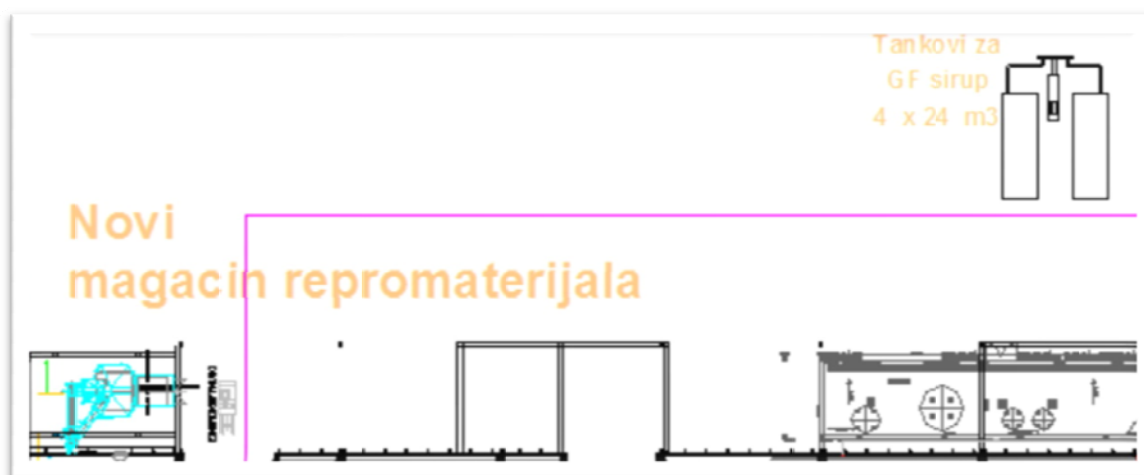
- 1) Бунари уз реку.
- 2) Бунар IB 21 и бунари уз реку. Капацитет IB21, према досадашњим истражно-експлоатационим вредностима запремински проток износи $V=1,20$ l/s. Потребни минимални капацитет при стабилној температури од $t\sim 15^{\circ}\text{C}$ износи $V_{\min}=2$ l/s. Преостали капацитет може се надокнадити из акумулационог бетонског шахта у вредности од 0,8 l/s и резервни цевовод РЕНД који се може напојити преко акумулатора из новопројектованих бунара уз реку.
- 3) Бунар IB 21 и вишак из резерве воде за Компанију. Предвиђено је да се преливним системом до акумулационог шахта користи део воде из процеса производње. У претходном навођењу, природни ресурси су наведени по приоритету. Разлог лежи у чињеници да ови ресурси нису у потпуности испитани. Концепт предвиђа да се приоритетно користе бунари уз реку, а тек у случају да испитивања покажу њихову недовољност, користили би се бунари IB 21 и преливни шахт акумалације 40 m^3 .

7. КОНЦЕПТ ГРЕЈАЊА И ХЛАЂЕЊА „МАГАЦИНА РЕПРОМАТЕРИЈАЛА“ И ГРЕЈАЊЕ „СКЛАДИШТА“

Нови магацин репроматеријала налази се до производне хале. Његови грејни и расхладни конзуми дати су у табели 8. Како Нови магацин репроматеријала заједно са Складиштем и производном халом треба да буде интегрисан енергетски систем у оквиру овог поглавља анализира се и грејање Складишта готових производа. Унутрашња пројектна температура Складишта је 5°C током зиме, и оно за грејање захтева максимално топлотну снагу од 498 kW.

Табела 8. Топлотни биланс Магацина репроматеријала.

ОПИС	Топлотни капацитет [W]
Топлота потребна за грејање	92.000
Топлота потребна за хлађење	66.830



Слика 21. Диспозиција магацина репроматеријала Компаније

Нови магацин репроматеријала поседује систем грејања тзв. „калориферима“ тј. конвекторима са принудном циркулацијом ваздуха који се снабдевају топлом водом температуре 80°C из гасне котларнице. Концепт предлаже задржавање постојећих и евентуално додавање нових калорифера. Овакав систем има неколико предности:

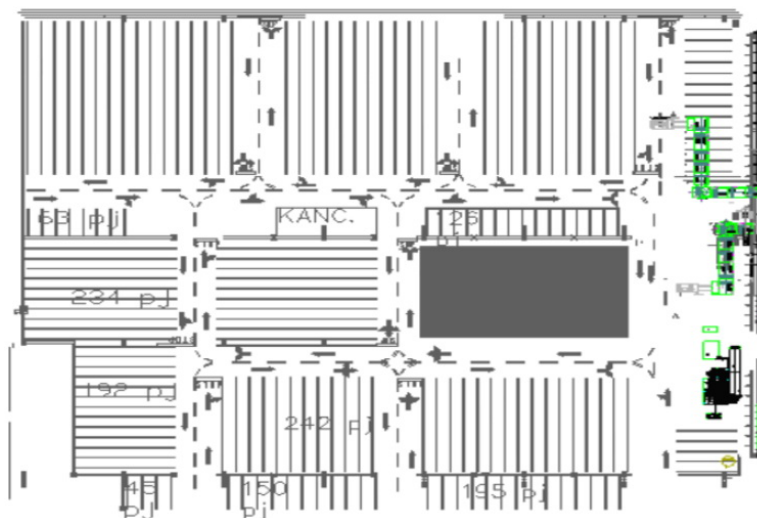
- не захтева велика инвестициона улагања,
- омогућава прелазак на нижи температурски режим, који на другој страни омогућава коришћење енергије топлотних пумпи,
- у случају престанка рада топлотних пумпи, грејна тела би преузела енергију из гасне котларнице,
- постојећи и евентуално нови калорифери омогућили би равномерну расподелу температуре по запремини магацина.

Додавање нових калорифера у Магацину треба да омогући његово грејање топлотом водом температуре $45/40^{\circ}\text{C}$, што омогућава да топлотне пумпе имају бољи степен искоришћења.

Један од разлога због кога се предлаже грејање Магацина геотермалним топлотним пумпама је и његово растојање од подстанице са геотермалним топлотним пумпама које износи $\sim 45\text{m}$.

Имајући у виду и захтев Компаније да се Магацин репроматеријала лети хлади предлаже се хлађење оптицајним ваздухом преко хладњака. Дистрибуција ваздуха за хлађење би се обавила млазницама дугог дмета и велике индукционе моћи. Треба нагласити да је у магацину са репроматеријалом пожељно да температура буде приближно константна по висини хале, из разлога што се репроматеријал складишти на палетама по висини. То се може постоћи једино млазницама, јер је њиховим коришћењем разлика температура по висини мања од 0.5 K имајући у обзир њихов коефицијент индукције 50 и запремину Магацина од $\sim 10.000\text{ m}^3$.

Већ је речено да се за грејање Складишта предлаже коришћење постојећег система. Како се Складиште тренутно греје топлотом водом из гасне котларнице и како овај систем дисконтинуално функционише, при преласку на геотермалну топлотну пумпу и нижи температурски режим овај систем грејања би радио континуално. Претпоставља се да је снага тренутног система у Складишту довољна да се без додавања нових грејних тела оно греје топлотним пумпама. Ово треба узети са малом резервом јер је потребна додатна рачунска провера постојећег система у систему топлотних пумпи.



Слика 21. Део складишта- магацински простор Компаније

8. ПРЕДЛОГ РЕШЕЊА НАДОГРАДЊЕ ХИДРАУЛИЧКОГ СИСТЕМА У КОРИШЋЕЊУ ГЕОТЕРМАЛНИХ ТОПЛОТНИХ ПУМПИ У КОРЕСПОДЕНЦИЈИ СА ТЕХНОЛОШКИМ ПРОЦЕСОМ КОМПАНИЈЕ

Предлаже се замена измењивача и пројектовање новог измењивача „редна хидрауличка веза“ у делу Сирупане.

Први измењивач повезао би се са геотермалним топлотним пумпама и тиме задовољио све критеријуме температуре.

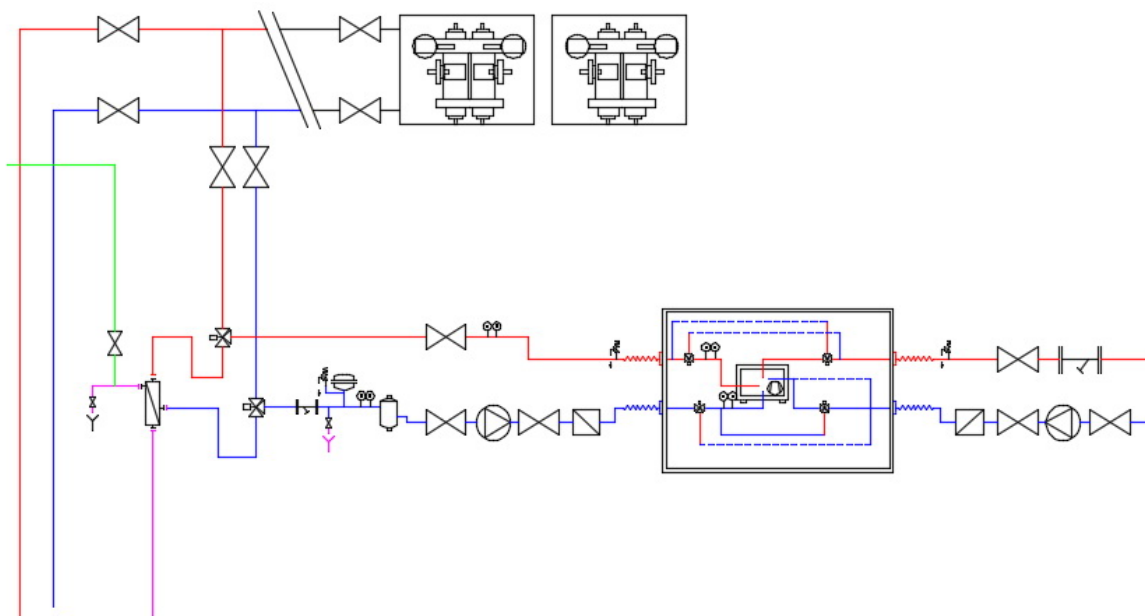
Пројектовао би се тако да други степен максимално снизи температуру и до 5°C.

Цевовод који води до линије за пуњење потребно је понови изоловати са изолацијом са парном браном и прорачунатом дебљином, како температура воде не би била повећана изнад пројектован границе. Добра страна овог систем је близина „Сирупане“ и подстанице са топлотним пумпама вода/вода.

Први степен хлађења је удаљен и није економски оправдан за процес хлађења у зимском периоду.

Треба нагласити, уколико се повећа капацитет производње и у зимском периоду, може се препоручити уградња независних топлотних пумпи на месту „првог степена хлађења“. Од те тачке, постојећи цевоводи „мост цевоводи“ у близини бетонске шахте од 40 m³ могу се користити за транспорт флуида.

На следећој шеми (део Главног пројекта) приказан је шематски ток везе другостепеног хлађења.



Слика 22. Другостепено хлађење – хидрауличка веза топлотне подстанице са постојећим измењивачем топлоте у делу „Сирупана“

Слика 23. приказује процес хлађења флуида или градском водом или расхладним уређајем. Десно од приказаног размењивача извршила би се реконструкција.



Слика 23. Део простора у Сирупани, близина позиције другостепеног хлађења

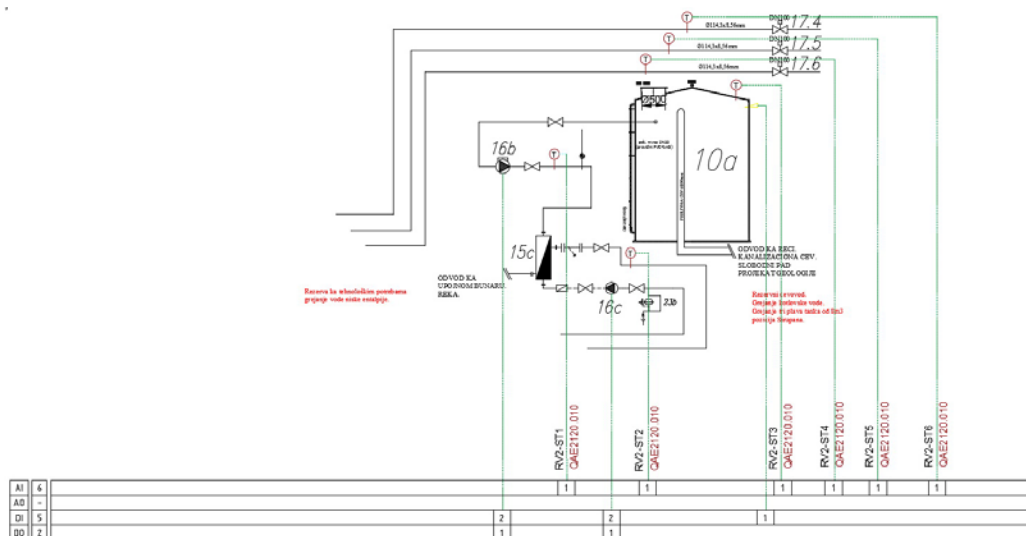
Топлотне пумпе врше припрему топле и хладне воде у централном акумулационом суду. Грејни режим обавља двојаку функцију преко преструјних вентила. Прва фаза грејања акумулатора обавља се према задатој вредности температуре у акумулатору, која је вођена кривом рада. Крива рада прати спољашњу температуру и одређује вредност температуре воде у систему. Други режим грејања састоји се у томе да топлотна пумпа подигне ниво грејања у централном акумулационом суду за потрошну топлу воду. Потрошна топла вода користи се за прање камиона и за санитарне сврхе. Преко хидромодула врши се размена енергије између техничке воде и чисте воде са градске мреже.

У режиму хлађења постављен је други кондезатор отпадне енергије који рекуперише топлотну енергију у периоду хлађења и директно загрева акумулациони суд са хидромодулом.

Систем напаја подне панеле у севису и осталом простору, тј. ниско-температурско грејање (панелни систем грејања) док у периоду хлађења користи систем каналских расхладних уређаја – парапетни конвектори и клима комора. Клима комора и у зимском и у летњем периоду увек држи одређену вредност надпритиска, тако да смањује инфилтрационе губитке и добитке у севису.

Степен искоришћења топлотних пумпи према подацима произвођача опреме износи 6,81. Дистрибуција ваздуха пројектовна је млазницама дугог домета. На слици 24. приказана је функција свих хидруличких елемената у идејно пројектованој подстанци.

Препоручује се прихватљивим решење да се Идејни пројекат након израде главног пројекта уврсти у инвестициона улагања у Сервис. Период отплате могуће је дефинисати након пројекта и усвајања инвестиционих вредности предмера и предрачуна.



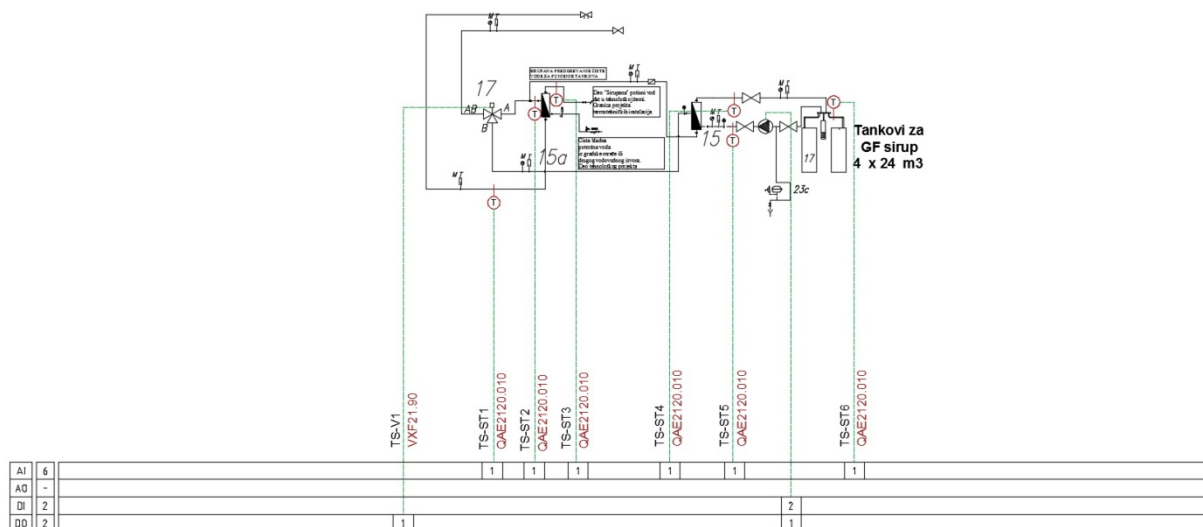
Слика 24. Приказ првог степена коришћења отпадне топлоте Компаније

У даљој анализи одредиће се оптимална величина размењивача топлоте за технолошки процес.

Преко измењивача топлоте препоручује се да воду до 50°C даљим хидрауличким током транспортује до танкова за GF сируп и одржи температуру у оптималним вредностима. Како је услов да се температура у танковима одржи између 27°C и 32°C, то је условљено режимом техничке воде вишим од 40°C. Мереним вредностима препоручују се температуре 42,8°C и 40,5°C.

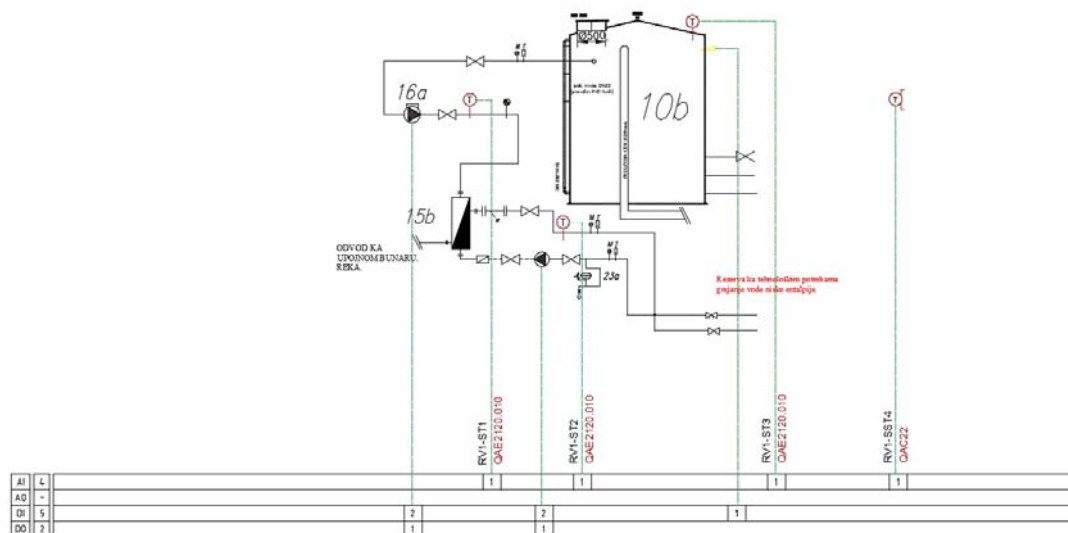
Како се налази и даље на високом степену енталпије воде (за систем који је пројектован, вредности не прелазе преко 55°C) препоручује се да све воде које долазе до сирупане буду предгреване на оптималне температуре које не ремете режим измењивача топлоте. Битно је нагласити, с обзиром на дисконтинуалност процеса, не тако велики део енергије биће искоришћен у поменутом систему, али и у систему предгревања сантиране воде која се складишти у резервоарима.

На слици 25 приказан је хидраулички ток размене енергије у Сирупани на тачки прикључења градске или друге воде у технолошки процес.



Слика 25. Хидраулички ток размене енергије у Сирупани на тачки прикључења градске воде у технолошки процес

Највећи део енергије може се вратити у процес предгревањем воде за напајање котловског постројења. Подаци говоре да је производња паре и до 11 t/h. Котловско постројење се делом напаја градском водом која се омекшава у јоноизмењивачким филтерима, делом је то хладна вода са уштеде (вода која се скупља са испирачица после испирања боца), делом је вода са реверзне осмозе, а када ради топло пуњење на линији Стакло 5, то је топла вода за напајање котлова која се акумулира у танковима у котларници и која достиже и до 50°C.



Слика 26. Хидраулички ток загревања котловске воде од отпадне топлоте из процеса хлађења



Слика 27. Цевоводи технолошког процеса производње воде у Комапнији

На слици 27 се види део траса цевовода који је потребно изоловати, али претходно је потребно прорачунати тачну дебљину и тип изолације како би се испунили сви критеријуми уштеде.

Потребно је урадити ревизију технолошке линија паре и свих топловоди који воде до потрошача и одредити трасе паровода и топловода који нису изоловани (или су изоловани или механички оштећени) и изоловати их.

9. ТЕХНОЕКОНОМСКА АНАЛИЗА

Обим Концепта осим мера енергетске ефикасности на постојећим инсталацијама обухвата и новопроектване захтеве хлађења производне хале, хале репроматеријала, Магацина и канцеларијског простора. Ови захтеви су, као што је у уводу речено, приоритетни и представљају један од мотива за израду Концепта чија структура онемогућава да се техничко-економска анализа врши на уобичајен начин поређењем инвестиције и уштеде коју она прави. Због тога је усвојена другачија методологија анализе у којој је:

$$\text{прост период отплате} = \frac{A - B}{C}$$

A – предложена инвестиција,

B – инвестиција у односу на уобичајан сценарио,

C – енергетске и уштеде одржавања у односу на постојеће стање и уобичајни сценарио.

Наиме, Концептом се предлажу инвестиције за побољшање енергетске ефикасности на постојећим системима и новозахтеване инвестиције. Уобичајен и инвестиционо најјефтинији сценарио је хлађење сплит системима. Како се Концептом предлаже потпуна климатизација производне хале (хлађење и контрола влажности ваздуха) и хлађење Репроматеријала и грејање Магацина и канцеларијског простора то се од инвестиције у климатизацију производне хале одбија инвестиција коју би захтевао уобичајени сценарио за поменуте системе. Са друге стране, укупна добит коју праве предложени системи састоји се од енергетских и уштеда одржавања у односу на постојеће стање и уобичајени сценарио.

9.1 ИНВЕСТИЦИОНИ РАСХОДИ

Техничка решења описана у досадашњем делу Концепта, којима се предвиђа коришћење геотермалних топлотних пумпи за грејање и хлађење простора и енергетско повезивање са технолошким процесом, изискују максимална инвестициона улагања од 1.222.353 €. Главне ставке инвестиционих улагања приказане су табели 9. Из ње се види да је израда система климатизације производног погона хале највећа инвестиција и за њу постоји детаљан предмер и предрачун радова дат у Главном пројекту климатизације производног погона производне хале. Остале вредности инвестиционих трошкова су процењене на основу енергетских капацитета и захтеване надградње инсталација у поменутом Главном пројекту климатизације производне хале.

Табела 9. Инвестициона улагања за спровођење мера предвиђених Концептом

Редни број	ОПИС ИНВЕСТИЦИЈЕ	ВРЕДНОСТ ИНВЕСТИЦИЈЕ [€]
1	УЛАГАЊЕ ПРЕМА ГЛАВНОМ ПРОЈЕКТУ КЛИМАТИЗАЦИЈЕ ПРОИЗВОДНОГ ПОГОНА ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ ¹	807.353,00
2	ДОДАТНА УЛАГАЊА ЗА КОРИШЋЕЊЕ ГЕОТЕРМАЛНЕ ЕНЕРГИЈЕ ²	350.000,00
3	ГРАЂЕВИНСКИ РАДОВИ ЗА ИЗРАДУ НОВЕ ТОПЛОТНЕ ПОДСТАНИЦЕ	35.000,00
4	ИЗРАДА ГЛАВНОГ ЕЛЕКТРО НАПАЈАЊА И ПРИКЉУЧЕЊЕ СВИХ НОВОПРОЈЕКТОВАНИХ ПОТРОШАЧА НА ПОСТОЈЕЋУ ТРАФОСТАНИЦУ TS 10/0,4kV	35.000,00
УКУПНА ВРЕДНОСТ ИНВЕСТИЦИЈА		1.222.353,00

¹ Видети у Главном пројекту климатизације производног погона производне хале

² Ова цена обухвата трошкове за: 2 геотермалне топлотне пумпе, које као извор топлоте лети користе хлађење минералне воде а зими воду из система бунара крај реке, додатне цевоводе и арматуру, сву опрему за климатизацију хале Репроматеријала и изолацију цевовода у производној хали.

Табела 10. Инвестициона улагања у односу на уобичајени сценарио

Редни број	ОПИС ИНВЕСТИЦИЈЕ	ВРЕДНОСТ ИНВЕСТИЦИЈЕ [€]
1	УЛАГАЊЕ У “SPLIT” СИСТЕМ ХЛАЂЕЊА ПОГОНА ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ ¹	271.178,00
2	УЛАГАЊА У ЗАМЕНУ ДВА ЧИЛЕРСКА ПОСТРОЈЕЊА ²	165.982,00
3	УЛАГАЊА У “SPLIT” СИСТЕМ ХЛАЂЕЊА ПОГОНА РЕПРОМАТЕРИЈАЛА	90.000,00
УКУПНА ВРЕДНОСТ ИНВЕСТИЦИЈА		527.160,00

¹ Предмер и предрачун климатизације производног погона производне хале сплит системом.

² Инвестиција за замену чилера. Инвестиција према предрачуну.

9.2 НОВЧАНЕ УШТЕДЕ

Предложена решења остварују уштеде смањењем потрошње енергије и трошкова одржавања. Као што је у уводу техноекономске анализе речено ове уштеде се раде у односу на постојеће стање и уобичајени сценарио. У табели 11. дате су годишње новчане уштеде услед смањења потрошње енергије у односу на постојећи и уобичајени сценарио.

Табела 11. Годишње новчане уштеде на нивоу Компаније услед смањења потрошње енергије

РЕКАПИТУЛАЦИЈА УШТЕДЕ		
ЛЕТО		
Редни број	ОПИС	УШТЕДА [€]
1	ХЛАЂЕЊЕ ГЕОСОНДОМ	895,51
2	ХЛАЂЕЊЕ БУНАРСКОМ ВОДОМ	4.468,34
3	ХЛАЂЕЊЕ ТОПЛОТНОМ ПУМПОМ	19.351,56
4	ГРЕЈАЊЕ КОТЛОВСКЕ ВОДЕ И ТЕХНОЛОШКОГ ПРОЦЕСА	4.288,77
5	ЗАГРЕВАЊЕ САНИТАРНЕ ТОПЛЕ ВОДЕ	1.089,78
УКУПНО ЛЕТО :		30.093,97
ЗИМА		
1	ГРЕЈАЊЕ ТОПЛОТНИМ ПУМПАМА	71.664,32
2	ГРЕЈАЊЕ ТЕХНОЛОШКЕ ВОДЕ У КОТЛАРНИЦИ	2.888,62
3	СМАЊЕЊЕ РАДА ЧИЛЕРА У ЗИМСКОМ ПЕРИОДУ	24.272,64
4	УШТЕДА НА НЕИЗОЛОВАНОМ ЦЕВОВОДУ НА ТОКУ МИНЕРАЛНЕ ВОДЕ ДОДАТКОМ ИЗОЛАЦИЈЕ	15.256,22
5	ГРЕЈАЊЕ ТОПЛОТНОМ ПУМПОМ	17.916,08
6	ЗАГРЕВАЊЕ САНИТАРНЕ ТОПЛЕ ВОДЕ	1.089,78
УКУПНО ЗИМА :		133.087,66
УКУПНО (ЛЕТО+ЗИМА) :		163.181,63

Детаљнији прорачуни енергетских и еквивалентних новчаних уштеда са објашњењима ставки датих у претходној табели дати су у наредним табелама:

Табела 12. Лето хлађење сонда цевоводом

НОВОПРЕДЛОЖЕНИ СИСТЕМ		ПОСТОЈЕЋИ СИСТЕМ	
Енергент Сонда			Енергент Чилер
Специфични топлотни флуks по метру [W/m]	20,00	25,85	Еквивалентна снага компресора [W/m]
Снага [kW]	105.340,00	94,38	Снага [kW]
Снага расхладног процеса [kW]	105,34	0,09	Снага расхладног процеса [kW]
Време рада система [h]	882,00	882,00	Време рада система [h]
Укупна енергија из сонде еквивалентноплотној енергији [kW]	92.909,88	83,24	Укупна расхладна енергија чилера [kW]
Снага циркулационе пумпе [kW]	15,00	21,10	Еквивалентна снага компресора [kW]
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00	7,00	Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	0,00	0,00	Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]
Цена ангажовања пумпи минералне воде [RSD]	0,00	0,00	Цена ангажовања пумпи минералне воде [RSD]
Потрошена електрична енергија [kWh]	13.230,00	27,430,20	Потрошена електрична енергија [kWh]
Цена утрошене електричне енергије укупно у свим потрошачима [RSD]	92.610,00	192,011,40	Цена утрошене електричне енергије укупно у свим потрошачима [RSD]

УШТЕДА : 99.401,40 RSD

Табела 13. Лето хлађење бунарском водом

НОВОПРЕДЛОЖЕНИ СИСТЕМ		ПОСТОЈЕЋИ СИСТЕМ	
Енергент Бунарска вода			Енергент Чилер расхладног капацитета (тотални) : 31,46 kW
		69,24	Еквивалентна снага компресора снага унтр. 67,24W
Снага [kW]	304.380,00	304.380,00	Снага [kW]
Снага расхладног процеса [kW]	304,38	304,38	Снага расхладног процеса [kW]
Време рада система [h]	2.268,00	2.268,00	Време рада система [h]
Укупна енергија из сонде еквивалентна топлотној енергији [kW]	690.333,84	690.333,84	Укупна расхладна енергија чилера [kWh]
Снага пумпи за дистрибуцију хладне воде у комре и од бунара [kW]	18,00	67,24	Еквивалентна снага компресора [kW]
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00	7,00	Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	40.824,00	0,00	Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]
Цена ангажовања пумпи минералне воде [RSD]	285,768.00	0,00	Цена ангажовања пумпи минералне воде [RSD]
Потрошена електрична енергија [kWh]	40.824,00	152.503,16	Потрошена електрична енергија [kWh]
Цена утрошене електричне енергије укупно у свим потрошачима [RSD]	571.536,00	1.067.522,09	Цена утрошене електричне енергије укупно у свим потрошачима [RSD]

УШТЕДА :

495.986,09 RSD

Табела 14. Лето хлађење топлотном пумпом

НОВОПРЕДЛОЖЕНИ СИСТЕМ		ПОСТОЈЕЋИ СИСТЕМ	
Енергент Топлотна пумпа			Енергент Чилер
Електрична снага топлотних пумпи [kW]	123,60	258,90	Електрична снага чилера [kW]
Расхладна снага топлотних пумпи еквивалентна снага умањена за резерву хлађења линије минералне воде [kW]	713,10	759,50	Расхладна снага [kW]
Снага расхладног процеса [kW]	713,10	759,50	Снага расхладног процеса [kW]
Време рада система [h]	2.268,00	2.268,00	Време рада система [h]
Укупна енергија из топлотних пумпи еквивалентна топлотној енергији [kW]	280.324,80	587.185,20	Укупна расхладна енергија чилера [kW]
Снага потапајућих пумпи [kW]	6,00	258,90	Еквивалентна снага компресора [kW]
Снага циркулационих пумпи до потрошача [kW]	3,00	3,00	Снага циркулационих пумпи до потрошача [kW]
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00	7,00	Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	6.804,00	6.804,00	Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]
			Чилери који су репрезентативни за замену у расхладном процесу UNICO STD R22 385.S2G9 - 108.9kW i EGF 400/AV - 2x75kW
Потрошена електрична енергија [kWh]	287.128,80	593.989,20	Потрошена електрична енергија [kWh]
Цена утрошене електричне енергије укупно у свим потрошачима [RSD]	2.009.901,60	4.157.924,40	Цена утрошене електричне енергије укупно у свим потрошачима [RSD]

УШТЕДА :

2.148.022,80 RSD

Табела 15. Зима грејање топлотним пумпама

НОВОПРЕДЛОЖЕНИ СИСТЕМ		ПОСТОЈЕЋИ СИСТЕМ	
Енергент Минерална и бунарска вода као извор енергије			Енергент Гас
		34.414,00	Топлотна моћ [kJ/mn³]
		9,56	Снага 1 mn³ [kW]
		0,80	Степен корисности гасног котла за услове 7bar - 140°C-200°C
Инсталисана снага топлотних пумпи [kW]	1.301,04	7,65	Прерачуната снага гаса 1 mn³ [kW]
Време рада система [h]	1.319,00	1.319.00	Средња вредност времена рада максимално инсталисане снаге топлотних пумпи
Укупна енергија [kWh]	1.716.071,76	1,301,04	Еквивалентна снага гас/обновљиви ресурс вода [kW]
Процесна снага компресора ангажована у трансформацији енергије [kW]	341,44	170,12	Еквивалентна вредност гаса за прорачунату снагу [mn³]
Снага бунарских пумпи током црпљења воде [kW]	12,00	224.394,81	Укупно потрошено гаса [mn³/сезони]
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00	39,60	Јединична цена гаса [kW]
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	15.828.00	8.886.034,39	Укупно [RSD]
Цена ангажовања пумпи бунара [RSD]	110.796,00	1.642,48	Еквивалентна снага [kWh]
Нова прерачуната снага са ангажовањем компресора [kW]	1.642,48	214,77	Прерачуната еквивалентна вредност гаса [mn³]
Потрошена електрична енергија [kWh]	450.359,36	283.284,13	Накнадно прерачуната еквивалентна вредност гаса [mn³]
Цена утрошене електричне енергије укупно са свим портошачима [RSD]	3.263.311,52	11.218.051,54	Накнадна потрошња топлотне енергије [RSD]

УШТЕДА : 7.954.740,02 RSD

Табела 16. Зима грејање технолошке воде

НОВОПРЕДЛОЖЕНИ СИСТЕМ		ПОСТОЈЕЋИ СИСТЕМ	
Енергент Минерална и бунарска вода као извор енергије			Енергент Гас
		34.414,00	Топлотна моћ [kJ/mn³]
		9,56	Снага 1 mn³ [kW]
		0,80	Степен корисности гасног котла за услове 7 bar - 140°C-200°C
Снага из пинч анализе за напајање технолошке воде [kW]	39,49	7,65	Прерачуната снага гаса 1 mn³ [kW]
Време рада система [h]	2.419,20	2.419,20	Средња вредност времена рада максимално инсталисане снаге топлотних пумпи
Укупна енергија из бунара еквивалентна топлотној енергији [kWh]	95.534,21	39,49	Еквивалентна снага гас/обновљиви ресурс вода [kW]
		5,16	Еквивалентна вредност гаса за прорачунату снагу [mn³]
Снага бунарских пумпи током црпљења воде [kW]	39,49	12.492,12	Укупно потрошено гаса [mn³/сезони]
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00	39,60	Јединична цена гаса [kW]
		494.688,09	Укупно [RSD]
		78,98	Еквивалентна снага [kWh]
Нова прерачуната снага са ангажовањем компресора [kW]	78,98	10,33	Прерачуната еквивалентна вредност гаса [mn³]
Потрошена електрична енергија [kWh]	95.534,21	24.984,25	Накнадно прерачуната еквивалентна вредност гаса [mn³]
Цена утрошене електричне енергије укупноса свим портошачима [RSD]	668.739,46	989.376,18	Накнадна потрошња топлотне енергије [RSD]

УШТЕДА : 320.636,72 RSD

Табела 17. Смањење рада чилера у зимском периоду

РАД ЧИЛЕРА ЗА ХЛАЂЕЊЕ ВОДЕ	
Електрична снага чилера [kW]	153,10
Еквивалентна снага компресора [kW]	153,10
Време рада система [h]	2.419,20
Укупна утрошена електрична енергија [kWh]	370.379,52
Еквивалентна снага компресора [kW]	153,10
Снага пумпи за дистрибуцију хладне воде [kW]	6,00
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	14.515,20
Потрошена електрична енергија [kWh]	384.894,72
Цена утрошене електричне енергије укупноса свим портошачима [RSD]	2.694.263,04

УШТЕДА : 2.694.263,04 RSD

Табела 18. Уштеда на неизолованом цевоводу

ЦЕВОВОД МИНЕРАЛНЕ ВОДЕ	
Топлотни добитак на цевоводу [kW]	100,00
Еквивалентна снага компресора [kW]	33,33
Време рада система [h]	2.419,20
Укупна утрошена електрична енергија [kWh]	241.920,00
Еквивалентна снага компресора [kW]	100,00
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	0,00
Потрошена електрична енергија [kWh]	241.920,00
Цена утрошене електричне енергије укупноса свим потрошачима [RSD]	1.693.440,00

УШТЕДА : 1.693.440,00 RSD

Табела 19. Зима грејање петом топлотном пумпом

НОВОПРЕДЛОЖЕНИ СИСТЕМ		ПОСТОЈЕЋИ СИСТЕМ	
Енергент Минерална и бунарска вода као извор енергије			Енергент Гас
		34.414,00	Топлотна моћ [kJ/mn ³]
		9,56	Снага 1 mn ³ [kW]
		0,80	Степен корисности гасног котла за услове 7bar - 140 ⁰ C-200 ⁰ C
Инсталисана снага топлотних пумпи [kW]	325,26	7,65	Прерачуната снага гаса 1 mn ³ [kW]
Време рада система [h]	1.319,00	1.319,00	Средња вредност времена рада максимално инсталисане снаге топлотних пумпи
Укупна енергија [kWh]	429.017,94	325,00	Еквивалентна снага гас/обновљиви ресурс вода [kW]
Процесна снага компресора ангажована у трансформацији енергије [kW]	85,36	42,53	Еквивалентна вредност гаса за прорачунату снагу [mn ³]
Снага бунарских пумпи током црпљења воде [kW]	3,00	56.098,70	Укупно потрошено гаса [mn ³ /сезони]
Јединична цена електричне енергије [RSD/kWh]	7,00	39,60	Јединична цена гаса [kW]
Потрошена електрична енергија пумпи [kWh]	3.957,00	2.221.508,60	Укупно [RSD]
Цена ангажовања пумпи бунара [RSD]	27.699,00	410,62	Еквивалентна снага [kWh]
Нова прерачуната снага са ангажовањем компресора [kW]	410,62	53,69	Прерачуната еквивалентна вредност гаса [mn ³]
Потрошена електрична енергија [kWh]	112.589,84	70.821,03	Накнадно прерачуната еквивалентна вредност гаса [mn ³]
Цена утрошене електричне енергије укупноса свим портошачима [RSD]	815.827,88	2.804.512,88	Накнадна потрошња топлотне енергије [RSD]

УШТЕДА : 1.988,685 RSD

Укупне уштеде осим уштеда у смањењу потрошње енергије обухватају и годишње уштеде у одржавању у односу на постојећи и уобичајени сценарио. Ове последње су далеко ниже као што се може видети у табели 20.

Табела 20. Енергетске и уштеде одржавања у односу на постојеће стање и уобичајени сценарио

Редни број	ОПИС	УШТЕДА [€]
1	УКУПНЕ УШТЕДЕ УСЛЕД СМАЊЕЊА ПОТРОШЊЕ ЕНЕРГИЈЕ	163.182,00
2	УКУПНЕ УШТЕДЕ УСЛЕД СМАЊЕЊА ТРОШКОВА ОДРЖАВАЊА ¹	3.784,00
УКУПНЕ ГОДИШЊЕ УШТЕДЕ :		166.966,00

¹ Просечни трошкови одржавања за једно чилерско постројење износе ~36,940 €. Одржавање за две топлотне пумпе у систему износи ~1,800 €. За еквивалентну замену два чилера са две геотермалне топлотне пумпе уштеда одржавања износи: 3,784€.

Напомена: Поред овде исказаних уштеда у трошковима одржавања јако је значајна чињеница да је систем са геотермалним топлотним пумпама неупоредиво поузданији од чилерских постројења. Са предложеним системом број отказа и трајање принудних прекида производних процеса биће далеко мањи, а тиме се значајно смањују узроковани хаваријски трошкови.

На основу ових података добија се прост период отплате предложене инвестиције:

$$\text{прост период отплате инвестиције} = \frac{1,222,353 - 527,160}{166,966} = 4,16 \text{ године}$$

10. ЗАКЉУЧАК

На основу анализа, мерења и увида може се закључити да су:

- технолошки процеси у Компанији дисконтинуалне природе и зависе од потреба тржишта,
- да је могуће и енергетски ефикасно међусобно повезивање производног и процеса грејања и хлађења производног и канцеларијског простора зато што у Компанији током читаве године постоје процеси који истовремено захтевају грејање и хлађење,
- пожељно интегрисање енергетских токова који истовремено захтевају грејање и хлађење топлотним пумпама вода/вода и то тако:
 1. да се зими топлота узима од минералне воде и користи за грејање Компаније. Како је технолошки процес променљив и како је при најнижим спољним температурама производња минимална то су за грејање Компаније потребни допунски стабилни топлотни извори. Као најрационалнији, енергетски и еколошки најповољнији су бунари уз ток реке.
 2. да се лети вишак топлоте добијен хлађењем минералне воде и простора може користити за загревање технолошких процеса сирупане, напојне котловске топле воде и потрошне топле воде у Компанији на температурама изнад 36°C загревањем максимално до 55°C. Вишак топлоте који није могуће вратити у технолошки процес могуће је ослободити на температури нижој од температуре околног ваздуха (енергетски ефикаснији начин) коришћењем: бунара уз ток реке и некоришћеног цевовода. По истом принципу, у односу на коришћење постојећих чилера ефикасније је хладити и минералну воду коришћењем геотермалних топлотних пумпи.
- могуће применити мере енергетске ефикасности на линији минералне воде од њеног уласка у фабрику до III степена хлађења пред завршно пуњење:
 1. положај плочастог размењивача топлоте у I степену хлађења требало би променити. Са термичког аспекта боље је да се минерална вода складишти у резервоарима, а да се на путу од резервоара ка линијама пуњења хлади. Разлог овоме је што су резервоари за складиштење у затвореном простору и у њима се након I степена хлађења вода и зими и лети додатно загрева примајући топлоту од ваздуха у хали. Вода која се убацује у резервоаре генерално је ниже температуре од температуре тачке росе у простору, што побољшава прелаз топлоте са околног ваздуха на воду у резервоарима и додатно повећава потребу за хлађењем воде.
 2. разводне водове минералне воде између II и III степена хлађења требало би изоловати. Минерална вода охлађена у II степену хлађења на свом путу до пуњења непотребно прима велику количину топлоте од ваздуха и површина у производној хали које су током целе године на

вишој температури од ње. Добитке топлоте, као и код ставке 1., додатно повећава чињеница да је вода целе године на температури нижој од температуре тачке росе у производној хали. Добици топлоте су у тренутку кад је потрошња минералне воде била $24,18 \text{ m}^3/\text{h}$ износили $39,4 \text{ kW}$. Лети су ови добици далеко већи јер је виша температура у хали и већи је проток воде (и до $100 \text{ m}^3/\text{h}$) до линија за пуњење.

Применом ових мера смањила би се количина електричне енергије која се троши за хлађење минералне воде. Пре примена предложених мера енергетске ефикасности потребно је још једном консултовати се да ли оне ремете технолошки процес производње и да ли их дозвољава НАССР стандард.

- **укупни грејни потенцијал геотермалних топлотних пумпи 1.506 MW,**
- **укупан расхладни потенцијал геотермалних пумпи 1.361 MW,**
- **укупна инвестиција која се Концептом предлаже 1.222.353 €, и**
- **прост период отплате инвестиције 4,16 година.**

11. ЛИТЕРАТУРА

- [2] Recknagel, Sprenger, Schramek, Čeperković – GREJANJE I KLIMATIZACIJA, 2012
- [3] Слободан Зрнић, Живојин Ћулум – ГРЕЈАЊЕ И КЛИМАТИЗАЦИЈА, Научна књига, Београд, 1991
- [4] XingLuo, W. Roetzel – Heat exchanger Networks,
- [5] https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pump (приступљено сајту 01.09.2016.)
- [6] www.hidmet.gov.rs (приступљено сајту 18.06.2016.)
- [7] Каталог измењивача топлоте произвођача EURO HEAT – издање за 2015.
- [8] Каталог клима комора произвођача CIC - издање за 2015.
- [9] Каталог цевне изолације произвођача K-FLEX - издање за 2015.