

UNIVERZA V NOVI GORICI
POSLOVNO-TEHNIŠKA FAKULTETA

**IZKORIŠČANJE ODPADNE TOPLOTE
SINHRONSKEGA KOMPENZATORJA ZA
OGREVANJE ZGRADB**

DIPLOMSKO DELO

Aleksander Bernetič

Mentor: doc. dr. Henrik Gjerkeš

Nova Gorica, 2010

ZAHVALA

Zahvaljujem se doc. dr. Henriku Gjerkešu za podane smernice ob izdelavi diplomskega dela in pomoč pri izračunih toplotnih izgub stavbe. Zahvaljujem se tudi vodji enote RTP Divača g. Dragu Škamperletu za posredovano gradivo ter pomoč pri pridobitvi potrebnih podatkov.

NASLOV

Izkoriščanje odpadne toplote sinhronskega kompenzatorja za ogrevanje zgradb

IZVLEČEK

V diplomskem delu je prikazana možnost izkoriščanja odpadne toplote sinhronskega kompenzatorja za ogrevanje stavbe razdelilne transformatorske postaje (RTP) Divača. Po standardu SIST EN ISO 6946 smo izračunali potreben toplotni tok stavbe ter ga primerjali z dosedanjo porabo električne energije za ogrevanje stavbe. Glede na parametre hladilnega sistema sinhronskega kompenzatorja smo preverili razpoložljivi toplotni tok le-tega in ugotovili, da ga je na voljo 3-krat toliko, kot ga potrebujemo. Preučili smo možnost vključitve toplotne črpalke na hladilni sistem sinhronskega kompenzatorja, ki naj bi temperaturni nivo hladilne vode, ki znaša cca 30 °C, dvignila na nivo vode dosedanjega ogrevalnega sistema z radiatorji. Glede na karakteristike toplotne črpalke in razpoložljivega toplotnega toka hladilnega sistema sinhronskega kompenzatorja smo ugotovili, da bi se poraba električne energije zmanjšala na četrtnino dosedanje. Tudi iz ekološkega vidika ima investicija svoje dobre lastnosti, saj so izračuni pokazali, da z zmanjšanjem porabe električne energije zmanjšamo tudi izpuste toplogrednih plinov. V življenjski dobi toplotne črpalke bi tako v zrak izpustili kar 2.062,5 ton CO₂ manj kot s starim sistemom. Iz ekonomskega vidika je najpomembnejše to, da se nam investicija povrne že pred koncem drugega leta dobe investicije, podjetje pa bi v obdobju desetih let privarčevalo 73.974,65 €.

KLJUČNE BESEDE

sinhronski kompenzator, toplotne izgube, specifični transmisijski toplotni tok, toplotni tok, toplotna črpalka

TITLE

Using synchronous compensator's excess heat for heating buildings

ABSTRACT

The possibility of using the waste heat from the synchronous compensator to heat the dividing transformer station (DTS) Divača building is presented in the bachelor thesis. According to standard SIST EN ISO 6946 the needed amount of heat flow of the building was calculated and was compared with its current electricity consumption. Given the parameters of the cooling system of the synchronous compensator, the amount of its available heat flow was examined and was established that it is equal 3 times the amount that is needed. The possibility of adding a heat pump into the cooling system of the synchronous compensator was considered, concerning the intention of raising the temperature of the cooling water from the current 30 °C to the temperature level of the radiator heating system. According to characteristics of the heat pump and the available heat flow of the cooling system of the synchronous compensator, it was concluded that the consumption of electricity would be reduced to only a quarter of the current consumption. The environment is also benefited by the investment, as the calculations show that the amount of greenhouse gas emissions is reduced by reducing the consumption of electricity. During the operational life time of a heat pump, CO₂ would be emitted as much as 2.062,5 tons less. From the economical point of view it is most important that the return on investment is completed within less than two years time and as much as 73.974,65 € would be saved by the company in a period of ten years.

KEYWORDS

synchronous compensator, heat loss, specific transmission heat flow, heat flow, heat pump

KAZALO

1	UVOD.....	1
2	RTP DIVAČA	2
2.1	Obstoječi ogrevalni sistem stavbe RTP Divača.....	3
2.1.1	Sistem električnega centralnega ogrevanja	4
2.2	Stroški ogrevanja stavbe v kurilni sezoni 2006/2007	4
3	TOPLOTNE IZGUBE STAVBE	5
3.1	Prenos toplote	5
3.2	Izračun toplotnih izgub stavbe RTP Divača po standardu SIST EN ISO 6946	7
3.2.1	Delavnice.....	8
3.2.2	Nadstropni del s pisarnami.....	14
3.2.3	Pritlični del s kuhinjo	18
3.2.4	Pritlični del s pisarnami.....	22
3.3	Skupni specifični transmisijski toplotni tok celotne stavbe.....	25
3.4	Skupni toplotni tok stavbe v kurilni sezoni 2006/07	26
3.5	Potreben toplotni tok v drugih kurilnih sezonah.....	28
3.6	Potreben toplotni tok glede na projektne temperature	29
3.7	Analiza porabljene toplote v kurilni sezoni 2006/07 za ogrevanje stavbe....	29
3.7.1	Ocena potrebne toplote za ogrevanje stavbe	29
3.7.2	Dejansko porabljena toplota za ogrevanje prostorov stavbe v kurilni sezoni 2006/07.....	31

3.7.3	Primerjava izračunane potrebne in dejansko porabljene toplote za ogrevanje prostorov stavbe v kurilni sezoni 2006/07	32
4	PREDLAGAN VIR TOPLOTE	33
4.1	Splošno o vodenju sistema.....	33
4.1.1	Kompenzacija jalove moči	33
4.1.2	Povečanje prenosne zmogljivosti sistema.....	35
4.1.3	Proizvodnja jalove moči v elektrarnah.....	36
4.2	Vloga sinhronskega kompenzatorja v RTP Divača	37
4.3	Splošen opis sinhronskega stroja	38
4.4	Splošen opis sinhronskega kompenzatorja	39
4.5	Zgradba sinhronskega kompenzatorja in njegovo hlajenje.....	39
4.6	Tehnični podatki sinhronskega kompenzatorja	41
4.7	Meritve parametrov hladilnega sistema sinhronskega kompenzatorja	43
5	IZKORIŠČANJE ODPADNE TOPLOTE SINHRONSKEGA KOMPENZATORJA	45
5.1	Toplotne črpalke	45
5.2	Ogrevanje s toplotno črpalko	45
5.3	Način delovanja toplotne črpalke.....	46
5.3.1	Delovanje kompresorske toplotne črpalke	47
5.4	Vključitev toplotne črpalke v sistem	48
5.5	Izbira toplotne črpalke (ponudba).....	49
6	UČINKI PREDLAGANE REŠITVE	52

6.1	Energetski učinki rešitve.....	52
6.2	Ekološki učinki rešitve.....	52
6.3	Ekonomski učinki rešitve.....	53
7	ZAKLJUČKI	57
8	LITERATURA	58
	PRILOGA 1: PONUDBA TOPLOTNE ČRPALKE	60

KAZALO SLIK

Slika 1: Pogled na RTP Divača iz zraka	2
Slika 2: Kotlovnica obstoječega ogrevalnega sistema RTP Divača.....	3
Slika 3: Prehod toplote skozi izolirano steno	6
Slika 4: Skica stavbe RTP Divača.....	8
Slika 5: Skica dela stavbe z delavnicami	9
Slika 6: Skica pritličnega dela stavbe s pisarnami	22
Slika 7: Grafični prikaz mesečnih toplotnih tokov z upoštevanimi dobitki v kurilni sezoni 2006/07	28
Slika 8: Primerjava izračunane potrebne in dejansko porabljene toplote v kurilni sezoni 2006/07	32
Slika 9: Vpetje SK v EES.....	38
Slika 10: Ohišje sinhronskega kompenzatorja	40
Slika 11: Hladilni stolpi nad bazenom	40
Slika 12: Prikaz izpisa nadzornega sistema hlajenja SK.....	41
Slika 13: Diagram prikaza vstopnih in izstopnih temperatur hladilne vode SK.....	43
Slika 14: Shema delovanja toplotne črpalke	47
Slika 15: Priključitev TČ v hladilni sistem SK	48
Slika 16: Skica povezave TČ s starim sistemom ogrevanja.....	49
Slika 17: Toplotna črpalka iz ponudbe.....	50
Slika 18: Grafični prikaz dobe vračila projekta	56

KAZALO TABEL

Tabela 1: Vrednosti toplotne prestopnosti in upornosti prestopa toplote glede na smer toplotnega toka	6
Tabela 2: Površinske izmere dela stavbe z delavnicami	9
Tabela 3: Površinske izmere nadstropnega dela stavbe s pisarnami.....	15
Tabela 4: Površinske izmere pritličnega dela stavbe s kuhinjo.....	19
Tabela 5: Površinske izmere pritličnega dela stavbe s pisarnami	22
Tabela 6: Mesečni toplotni tok stavbe	27
Tabela 7: Mesečni toplotni tokovi z upoštevanimi dobitki.....	28
Tabela 8: Potreben toplotni tok v drugih kurilnih sezonah	29
Tabela 9: Temperaturni primanjkljaj in število kurilnih dni v kurilni sezoni 2006/07	30
Tabela 10: Potrebna toplota za kurilno sezono 2006/07	31
Tabela 11: Dejansko porabljena toplota po mesecih v kurilni sezoni 2006/07.....	31
Tabela 12: Moč pri nazivni napetosti.....	42
Tabela 13: Lastnosti in podatki kompenzatorja	42
Tabela 14: Prikaz stroškov investicije.....	53
Tabela 15: Analiza denarnih tokov investicije.....	55

1 UVOD

Izkoriščanje obnovljivih virov je trenutno ena najbolj aktualnih tem na področju razvoja energetike. Za raziskave se v zadnjem času vlaga veliko denarja, na trgu pa se pojavljajo vedno nove rešitve, tako za proizvodnjo električne energije, kot tudi pri iskanju rešitev izkoriščanja obnovljivih virov v ogrevalne namene. Poleg obnovljivih virov imamo na voljo tudi neizkoriščeno odpadno toploto, ki se velikokrat pojavlja kot stranski produkt v industriji ali kmetijstvu. Industrijski procesi se pogosto odvijajo pri visokih temperaturah, za dosego le-teh pa se porablja energija. Problem je v tem, da se neizkoriščeni del velikokrat odvede v okolje kot odpadna toplota.

Namen diplomskega dela je bila zasnova novega kombiniranega sistema ogrevanja za stavbo razdelilne transformatorske postaje Divača (v nadaljevanju RTP), ki bo povezan s sedanjim centralnim ogrevalnim sistemom. Obstoječi električni kotel bomo zamenjali s toplotno črpalko. Na hladilni sistem sinhronskega kompenzatorja (v nadaljevanju SK), ki odvečno toploto odvaja v okolje, bomo namestili prenosnik toplote, s katerim se bo prenesla odpadna toplota SK na hladilno tekočino uparjalnika toplotne črpalke. Temperaturo vode hladilnega sistema SK bo toplotna črpalka dvignila na višjo temperaturo, ki jo bomo lahko s pomočjo črpalke odvedli v sistem centralnega ogrevanja z radiatorji.

Predlagan sistem bo sestavljen iz naslednjih komponent:

- cevna povezava med hladilnim sistemom SK in prenosnikom toplote,
- prenosnik toplote,
- toplotna črpalka,
- sistem centralnega ogrevanja s pripadajočo opremo (črpalke, ventili, regulacija, termostati).

2 RTP DIVAČA

Enota RTP Divača je eden izmed centrov vzdrževanja javnega podjetja Elektro-Slovenija, d.o.o. (ELES). ELES je podjetje, ki ima izključno pravico za opravljanje javne službe dejavnosti systemskega operaterja prenosnega omrežja na območju Republike Slovenije. Je prenosno podjetje v stoddstotni državni lasti, ki po svojem prenosnem omrežju na 400, 220 in 110 kV napetostnem nivoju prenaša električno energijo od proizvajalcev do uporabnikov. Kot systemski operater slovenskega elektroenergetskega omrežja je odgovorno za obratovanje, vzdrževanje in razvoj nacionalnega prenosnega omrežja, opravljanje systemskih storitev ter usklajeno delovanje s sosednjimi omrežji (Informacije, 2009).



Slika 1: Pogled na RTP Divača iz zraka (Google Earth, 2009)

RTP 400-220/110/35/10 kV Divača je bila v prvotnem obsegu zgrajena z namenom oskrbe celotne primorske regije oziroma zahodnega dela Slovenije z električno energijo. RTP Divača je osnovna napajalna točka za oskrbo z električno energijo za omenjeno področje in pomembno križišče vodov na 220 kV in 400 kV napetostnem nivoju ter predstavlja vez med bivšo jugoslovansko 400 kV zanko in sistemom UCTE (Union for the Co-ordination of Transmission of Electricity). Tako je na 220 kV in 400 kV napetostnem nivoju RTP Divača križišče vodov, ki prihajajo iz sosednje Hrvaške in Italije ter iz notranjosti Slovenije.

2.1 Obstoječi ogrevalni sistem stavbe RTP Divača

Obstoječi ogrevalni sistem je sistem električnega centralnega ogrevanja, ki je dokaj preproste izvedbe. Sestavljajo ga osnovni sestavni deli, ki so potrebni za delovanje centralnega ogrevanja:

- električni kotel,
- črpalke,
- cevi s krmilnimi ventili,
- grelna telesa (radiatorji).

Kotel obstoječega sistema ogrevajo štiri skupine električnih grelcev z močjo 20 kW, ki se s pomočjo termostata vklapljajo po potrebi in s tem prilagajajo ogrevalno moč glede na temperaturo vode, ki jo potrebuje sistem. Temperatura vode v sistemu je konstantna in znaša 50 °C.



Slika 2: Kotlovnica obstoječega ogrevalnega sistema RTP Divača

2.1.1 Sistem električnega centralnega ogrevanja

Sistem električnega centralnega ogrevanja je eden najcenejših in najpreprostejših načinov izvedbe sistema. Prednost kotla, ki ogreva celotni sistem, je v tem, da zavzema majhno prostornino (slika 2), kjer se nahajajo voda in električni grelci, katerih število in moč je odvisno od potreb porabnika. Izkoristek kotla lahko zaokrožimo na 100 % glede na končno energijo, saj pri svojem delovanju skoraj nima izgub. Ker je sistem napajan iz električnega omrežja, za njegovo delovanje ne potrebujemo dodatnega prostora za hranjenje energenta. Glavni razlog, zakaj se za uporabo takega sistema skoraj nikoli ne odločimo, je relativno visoka cena energenta v primerjavi z drugimi, in se investicija v tak ogrevalni sistem, kljub nizki zagonski investiciji, dolgoročno največkrat ne izplača.

2.2 Stroški ogrevanja stavbe v kurilni sezoni 2006/2007

Ker sam ogrevalni sistem nima svojega odštevalnega števca električne energije, smo za oceno mesečne porabe električne energije v kurilni sezoni morali od skupne mesečne porabe odšteti povprečno porabo mesecev izven kurilne sezone, ki znaša 90,14 MWh (Informacije, 2009).

V kurilni sezoni 2006/2007 je bilo za ogrevanje porabljenih 206,25 MWh električne energije. Cena kWh električne energije za industrijske porabnike je v letu 2006 znašala 0,074 € (Cene, 2006). Za izračun stroškov ogrevanja pomnožimo ceno električne energije s porabljeno električno energijo po enačbi (1).

$$C_e = P_e \cdot W_e \quad (1)$$

C_e stroški električne energije [€]

P_e cena električne energije [€/kWh]

W_e porabljena električna energija [kWh]

Izračunani stroški za ogrevanje v kurilni sezoni 2006/2007 tako znašajo 15.262,50 €.

3 TOPLOTNE IZGUBE STAVBE

Toplotne izgube so odvisne od oblike zgradbe, kakovosti vgrajenega materiala in načina uporabe zgradbe. Pri analizi je potrebno upoštevati zgradbo zidov, delež steklenih površin in ostale specifične značilnosti stavbe (Toplotne, 2009).

3.1 Prenos toplote

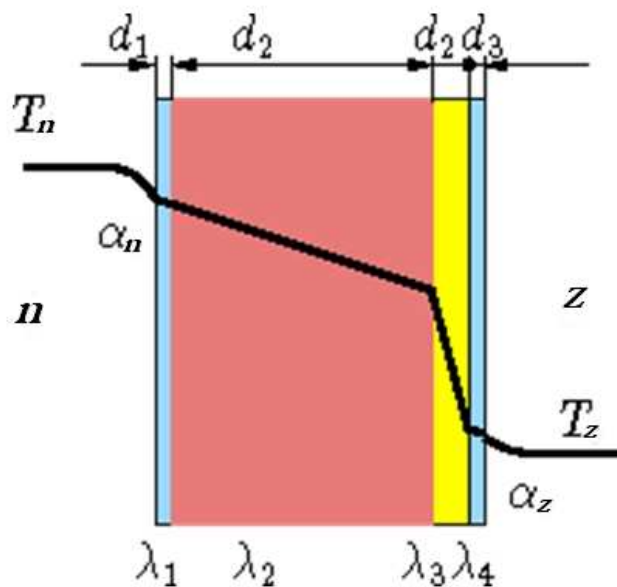
Prenos toplote pogosto poteka z več mehanizmi hkrati:

- s prevodom (kondukcijo),
- s prestopom (konvekcijo),
- s sevanjem (radiacijo).

Toplota prehaja skozi različne materiale zaradi temperaturne razlike med toplim zrakom v prostoru in hladnim zunanjim zrakom. Toplotni tok teče vedno v smeri nižje temperature. V našem primeru bo v zimskem času toplota prehajala iz notranjosti stavbe, kjer bo stalna temperatura $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, proti spreminjajoči zunanji temperaturi. Prestop toplote na notranji in zunanji strani se nanaša na prenos toplote med plinom in trdo snovjo. Toplotna upornost prestopa toplote na notranji strani (R_{ai}) se razlikuje glede na del ovoja, za katerega računamo toplotne izgube. Za računanje toplotnega toka uporabimo koeficient, ki je odvisen od smeri toplotnega toka. Vrednost za toplotno upornost prestopa toplote so navedene v tabeli 1, glede na smer toplotnega toka oziroma na posamezno vrsto gradbene konstrukcije (Arkar, 2009).

Tabela 1: Vrednosti toplotne prestopnosti in upornosti prestopa toplote glede na smer toplotnega toka (Arkar, 2009)

Smer toplotnega toka	Notranja stran		Zunanja stran	
	α_n [W/m ² K]	$R\alpha_n$ [m ² K/W]	α_z [W/m ² K]	$R\alpha_z$ [m ² K/W]
horizontalno	7,7	0,13	25	0,04
navzgor	10	0,10	25	0,04
navzdol	5,8	0,17	25	0,04



Slika 3: Prehod toplote skozi izolirano steno (Kos, 1996)

Količina toplotnega toka je odvisna od toplotne prevodnosti λ , ki je snovna lastnost materiala in debeline materiala, skozi katerega prehaja toplota (slika 3).

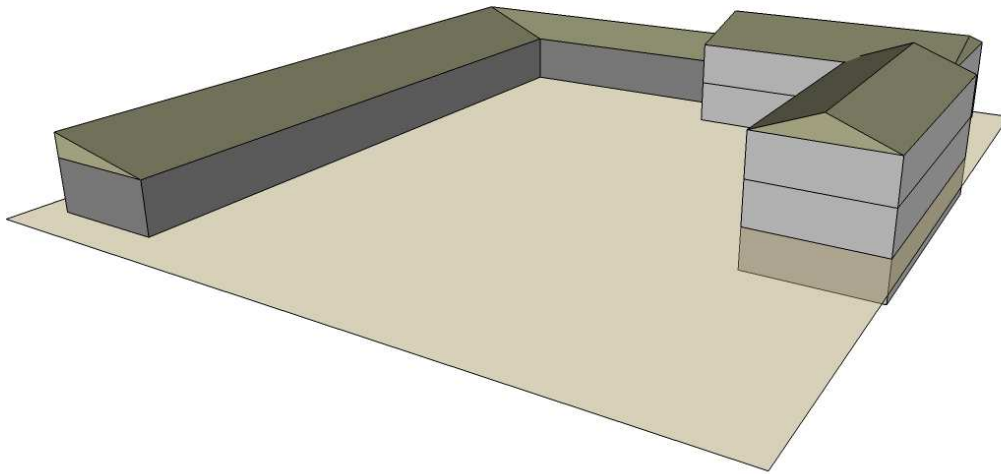
3.2 Izračun toplotnih izgub stavbe RTP Divača po standardu SIST EN ISO 6946

Za določitev potrebne moči ogrevalnega sistema moramo vedeti, kakšne so toplotne izgube celotne stavbe. Toplotne izgube stavbe sestavljajo različne komponente:

- izgube skozi ovoj stavbe,
- izgube skozi stropno konstrukcijo stavbe,
- izgube skozi okna in vrata stavbe,
- izgube skozi talno konstrukcijo stavbe.

S pomočjo dimenzij komponent in njihove toplotne prevodnosti najprej izračunamo upor proti prehodu toplote skozi določen material in pri tem upoštevamo toplotno prestopnost na notranji in zunanji strani. Če je pri zidavi uporabljeno več plasti materialov, toplotne upornosti seštejemo. Iz upora proti prehodu toplote izračunamo koeficient toplotne prehodnosti skozi določen material. Iz zmnožka površine določenega materiala ter koeficienta toplotne prehodnosti dobimo specifični transmisijski toplotni tok skozi določeno komponento stavbe. S pomočjo specifičnega transmisijskega toka celotne stavbe ter razliko zunanje in notranje temperature izračunamo skupno toplotno izgubo stavbe.

Preračun toplotne prehodnosti homogenih gradbenih konstrukcij opredeljuje standard SIST EN ISO 6946 (Arkar, 2009). Za lažji izračun toplotnih izgub stavbe bomo celotno stavbo razdelili na posamezne segmente, ki jih bomo kasneje združili v celoto. Segmenti stavbe so razdeljeni glede na samo konstrukcijo oziroma gradnjo posameznega dela. Del stavbe, ki je bil zgrajen prvi, je del z delavnicami. Drugi del, v katerem se nahajajo pisarne in kuhinja, je bil zgrajen kasneje in pri gradnji dodatno izoliran. Zaradi natančnosti izračunov bomo posamezne dele stavbe razdelili na nadstropje, ki s stropom meji na zunanost, in pritlični del, ki meji na tla in drugo nadstropje.

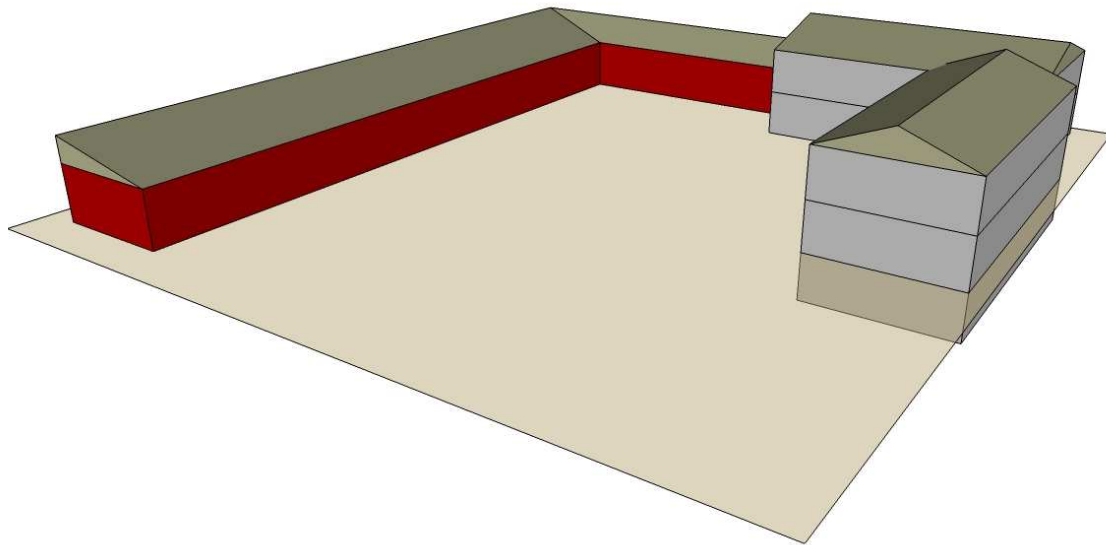


Slika 4: Skica stavbe RTP Divača

Stavba RTP Divača je sestavljena iz dveh delov (slika 4). Prvi del, kjer se nahajajo delavnice, je na sliki obarvan temneje, drugi del, kjer so pisarne in kuhinja, je na sliki prikazan s svetlejšo barvo.

3.2.1 Delavnice

Del, kjer se nahajajo delavnice, je pritličen, nima dodatno izoliranih sten, stropa in strehe. Zid sestavljata dva sloja opeke debeline 2 x 20 cm. Streha je iz tanke pločevine. Tla so postavljena na nasutih tleh, preko katerih je sloj betona. Okna in vrata so bila pred kratkim zamenjana. Ta del stavbe, ki ga prikazuje slika 5, leži na severni strani celotne stavbe.



Slika 5: Skica dela stavbe z delavnicami

Tabela 2: Površinske izmere dela stavbe z delavnicami

Površina dela stavbe	415 m ²
Površina zunanjih sten	343,18 m ²
Površina oken in vrat	109,7 m ²
Obseg dela stavbe	141 m

Izračun toplotnih izgub skozi steno dela stavbe, kjer se nahajajo delavnice

Za izračun upora proti prehodu toplote skozi steno uporabimo enačbo (2) (Incropera, DeWitt, 1996).

$$\Sigma R_{stene} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{d_{omet}}{\lambda_{omet}} + \frac{d_{opeka}}{\lambda_{opeka}} + \frac{d_{omet}}{\lambda_{omet}} + \frac{1}{\alpha_z} \quad (2)$$

V enačbo vstavimo podatke:

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stene (7,7 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet}	debelina ometa (0,025 m)
λ_{omet}	toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))
d_{opeka}	debelina opeke (0,4 m)
λ_{opeka}	toplotna prevodnost opeke (0,32 W/mK, (Tehnični, 2009))
α_z	toplotna prestopnost na zunanji strani stene (25 W/m ² K, (tabela 1))

Iz enačbe dobimo: $\sum R_{stene} = 1,45 \text{ m}^2\text{K/W}$

Za izračun koeficienta toplotne prehodnosti skozi stene uporabimo enačbo (3) (Arkar, 2009).

$$U_{stene} = \frac{1}{\sum R_{stene}} \quad (3)$$

Iz enačbe dobimo: $U_{stena} = 0,69 \text{ W/m}^2\text{K}$

Za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi stene uporabimo enačbo (4) (Arkar, 2009).

$$H_{stena} = A_{stena} \cdot U_{stena} \quad (4)$$

V enačbo vstavimo podatke:

$$A_{stena} \quad \text{površina zunanjih sten brez oken (343,18 m}^2\text{, (tabela 2))}$$

Specifični transmisijski toplotni tok skozi stene:

$$H_{stene} = 237,5 \text{ W/K}$$

Izračun toplotnih izgub skozi okna in vrata dela stavbe, kjer se nahajajo delavnice

Specifični transmisijski toplotni tok skozi okna in vrata stavbe izračunamo po enačbi (5) (Arkar, 2009).

$$H_{okna} = U_{okna} \cdot A_{okna} \quad (5)$$

V enačbo vstavimo podatke:

A_{okna} površina oken in vrat (109,7 m², (tabela 2))

U_{okna} koeficient toplotne prehodnosti skozi okna in vrata (1,4 W/m²K, (Almont, 2009))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi okna in vrata: $H = 153,6$ W/K

Izračun toplotnih izgub skozi strop dela stavbe, kjer se nahajajo delavnice

Strop dela stavbe, kjer se nahajajo delavnice, je iz betona debeline 0,2 m in ni dodatno izoliran. Streha je iz alu pločevine, ki ima tako majhen upor proti prevodu toplote, da jo lahko pri izračunih zanemarimo.

Za izračun upora proti prehodu toplote skozi stropno konstrukcijo uporabimo enačbo (6) (Arkar, 2009).

$$\Sigma R_{strop} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{d_{omet}}{\lambda_{omet}} + \frac{d_{beton}}{\lambda_{beton}} + \frac{1}{\alpha_z} \quad (6)$$

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stropa (10 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet} debelina ometa (0,025 m)

λ_{omet} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{beton} debelina betonske plošče (0,2 m)

λ_{betona} toplotna prevodnost betona (1,7 W/mK, (Arkar, 2009))

α_z toplotna prestopnost na zunanji strani stropa (25 W/m²K, (tabela 1))

Iz enačbe dobimo: $\Sigma R_{stropa} = 0,28$ m²K/W

Za izračun koeficienta toplotne prehodnosti skozi strop uporabimo enačbo (7) (Arkar, 2009).

$$U_{stropa} = \frac{1}{\Sigma R_{stropa}} \quad (7)$$

Iz enačbe dobimo: $U_{stropa} = 3,53 \text{ W/m}^2\text{K}$

Specifični transmisijski toplotni tok skozi strop stavbe izračunamo po enačbi (8) (Arkar, 2009).

$$H_{stropa} = U_{stropa} \cdot A_{stropa} \quad (8)$$

A_{stropa} površina stropne konstrukcije (415 m^2 , (tabela 1))

Iz enačbe dobimo: $H_{stropa} = 1.464,95 \text{ W/K}$

Izračun toplotnih izgub skozi tla dela stavbe, kjer se nahajajo delavnice

Tla so iz betona, debeline $0,2 \text{ m}$, pod njimi je nasut pesek in nimajo dodatne izolacije. Za izračun toplotne prehodnosti talne konstrukcije moramo predhodno določiti dva parametra: karakteristično dimenzijo tal in ekvivalentno debelino tal.

Za izračun karakteristične dimenzije tal uporabimo enačbo (9) (Arkar, 2009).

$$B' = \frac{A_{tal}}{\frac{1}{2}P} \quad (9)$$

V enačbo vstavimo podatke:

A_{tal} površina talne konstrukcije (415 m^2 , (tabela 2))

P obseg talne konstrukcije (141 m , (tabela 2))

Iz enačbe dobimo: $B' = 5,88 \text{ m}$

Za izračun ekvivalentne debeline tal uporabimo enačbo (10) (Arkar, 2009).

$$d_t = w + \lambda(R_{cm} + R_{\lambda f} + R_{\alpha z}) \quad (10)$$

V enačbo vstavimo podatke:

w debelina zidu nad nivojem zemlje ($0,4 \text{ m}$)

λ toplotna prevodnost talnega betona (2 W/mk , (Arkar, 2009))

$R_{\alpha n}$ toplotna upornost prestopa toplote na notranji strani (0,17 m²K/W, (tabela 1))

$R_{\lambda f}$ toplotna upornost prevoda toplote skozi talno konstrukcijo
(0,1 m²K/W, (Arkar, 2009))

$R_{\alpha z}$ toplotna upornost prestopa toplote na zunanji strani (0,04 m²K/W, (tabela 1))

Iz enačbe dobimo: $d_t = 1,02$ m

Za izračun koeficienta toplotne prehodnosti skozi talno konstrukcijo uporabimo enačbo (11) (Arkar, 2009).

$$U_{tal} = \frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \ln\left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1\right) \quad (11)$$

V enačbo vstavimo podatke:

λ toplotna prevodnost talnega betona (2 W/mK, (Arkar, 2009))

B' karakteristična dimenzija tal (5,88 m)

d_t ekvivalentna debelina tal (1,02 m)

Iz enačbe dobimo: $U_{tal} = 0,63$ W/m²K

Za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi tla uporabimo enačbo (12) (Arkar, 2009).

$$H_{tal} = A_{tal} \cdot U_{tal} \quad (12)$$

V enačbo vstavimo podatke:

A_{tal} površina tal (415 m², (tabela 2))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi tla znaša: $H_{tal} = 265,11$ W/K

Specifični transmisijski toplotni tok celotnega dela stavbe je vsota toplotnih tokov skozi stene, okna, vrata in strop ter toplotnega toka skozi tla. Izračunamo ga po enačbi (13).

$$H_{skupni} = H_{sten} + H_{oken} + H_{stropa} + H_{tal} \quad (13)$$

V enačbo vstavimo izračunane vrednosti:

$$H_{stene} = 237,5 \text{ W/K}$$

$$H_{oken} = 153,6 \text{ W/K}$$

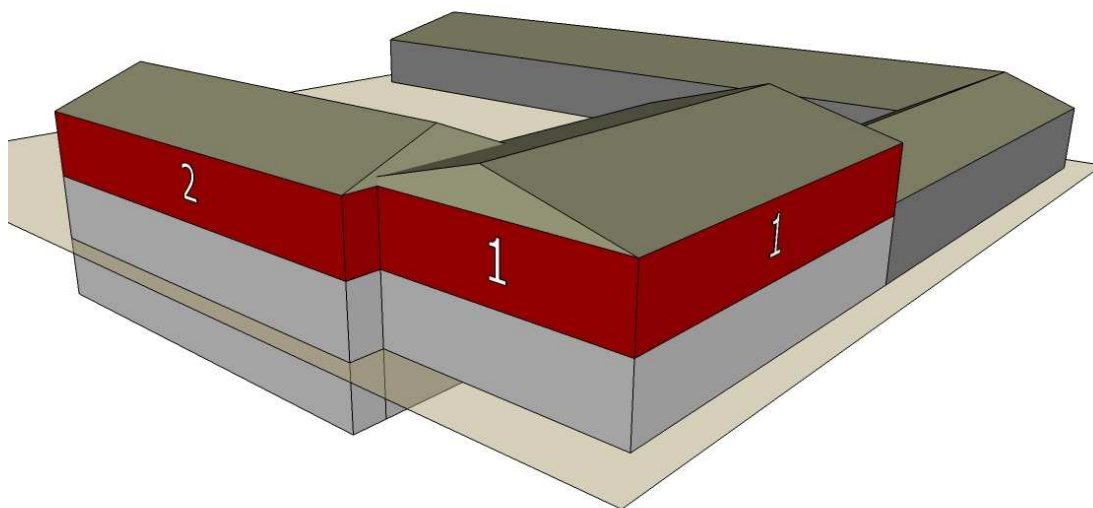
$$H_{stropa} = 1.464,95 \text{ W/K}$$

$$H_{tal} = 265,11 \text{ W/K}$$

Skupni specifični transmisijski toplotni tok: $H_{skupni} = 2.121,1 \text{ W/K}$

3.2.2 Nadstropni del s pisarnami

Nadstropje upravne stavbe (slika 4), kjer se nahajajo pisarne, bomo pri izračunu toplotnih izgub zaradi izvedbe gradnje razdelili na dva dela. Zunanje stene so pri obeh delih grajene z opeko debeline 2 x 20 cm, strop obeh delov v celoti meji na zunanost, tla pa na spodnje prostore, v katerih je enaka temperatura kot v nadstropju. Razlika med obema deloma je v tem, da je del, označen s številko 1, dodatno izoliran s 5 cm stiropora.



Slika 4: Skica nadstropnega dela stavbe s pisarnami

Tabela 3: Površinske izmere nadstropnega dela stavbe s pisarnami

Površina dela stavbe	293,3 m ²
Površina zunanjih sten 1	103,2 m ²
Površina zunanjih sten 2	62,3 m ²
Površina oken in vrat	81 m ²

Izračun toplotnih izgub skozi stene nadstropnega dela stavbe s pisarnami

Pri izračunu uporabljamo enačbo (14) (Arkar, 2009).

$$\Sigma R_{stene} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{d_{omet}}{\lambda_{omet}} + \frac{d_{opeka}}{\lambda_{opeka}} + \frac{d_{stiropor}}{\lambda_{stiropor}} + \frac{d_{omet}}{\lambda_{omet}} + \frac{1}{\alpha_z} \quad (14)$$

V enačbo vstavimo podatke:

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stene (7,7 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet} debelina ometa (0,025 m)

λ_{omet} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{opeka} debelina opeke (0,4 m)

λ_{opeka} toplotna prevodnost opeke (0,32 W/mK, (Tehnični, 2009))

$d_{stiropora}$ debelina stiropora (0,05 m)

$\lambda_{stiropora}$ toplotna prevodnost stiropora (0,041 W/mK, (Arkar, 2009))

α_z toplotna prestopnost na notranji strani stene (25 W/m²K, (tabela 1))

Iz podatkov izračunamo upor proti prehodu toplote skozi stene dela stavbe na sliki 4, označenega s številko 1:

$$\Sigma R_{stene(1)} = 2,68 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Iz enačbe (3) izračunamo koeficient toplotne prehodnosti: $U_{stena(1)} = 0,37 \text{ W/m}^2\text{K}$

Podatki za izračun toplotnih izgub skozi stene dela, označenega s številko 1 (slika 4):

A_{sten} površina zunanjih sten (103,2 m², (tabela 3))

Z enačbo (4) izračunamo specifični transmisijski toplotni tok skozi stene dela označenega s številko 1: $H_{stene(1)} = 38,2 \text{ W/K}$

Podatki za izračun toplotnih izgub skozi stene dela, označenega s številko 2 (slika 4):

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stene (7,7 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet} debelina ometa (0,025 m)

λ_{omet} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{opeka} debelina opeke (0,4 m)

λ_{opeka} toplotna prevodnost opeke (0,32 W/mK, (Tehnični, 2009))

α_z toplotna prestopnost na zunanji strani stene (25 W/m²K, (tabela 1))

Z enačbo (2) izračunamo upor proti prehodu toplote skozi stene dela stavbe na sliki 4, označenega s številko 2:

$$\sum R_{stene(2)} = 1,45 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Koeficient toplotne prehodnosti skozi stene dela stavbe na sliki 4, označenega s številko 2, izračunamo po enačbi (3).

$$U_{stena(2)} = 0,69 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Podatki za izračun toplotnih izgub skozi stene dela stavbe na sliki 4, označenega s številko 2:

A_{sten} površina zunanjih sten (62,3 m², (tabela 3))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi stene dela stavbe na sliki 4, označenega s številko 2 izračunamo po enačbi (4): $H_{stene(2)} = 105,3 \text{ W/K}$

Izračun toplotnih izgub skozi okna in vrata nadstropnega dela stavbe s pisarnami

Za izračun uporabimo enačbo (5).

Podatki za izračun toplotnih izgub skozi okna in vrata dela stavbe:

A_{okna} površina oken in vrat (81 m², (tabela 3))

U_{okna} koeficient toplotne prehodnosti skozi okna in vrata (1,4 W/m²K, (Almont, 2009))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi okna in vrata: $H_{oken} = 113,4$ W/K

Izračun toplotnih izgub skozi strop nadstropnega dela stavbe s pisarnami

Za izračun uporabimo enačbo (6).

Podatki za izračun upora proti prehodu toplote skozi strop dela stavbe:

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stropa (10 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet} debelina ometa (0,025 m)

λ_{omet} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{beton} debelina betonske plošče (0,2 m)

α_z toplotna prestopnost na notranji strani stropa (25 W/m²K, (tabela 1))

Iz podatkov izračunamo upor proti prehodu toplote skozi strop:

$$\sum R_{stropa} = 0,28 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Koeficient toplotne prehodnosti skozi stropno konstrukcijo, izračunamo po enačbi (7).

$$U_{stropa} = 3,53 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi stropno konstrukcijo:

A_{stropa} površina stropne konstrukcije (293,3 m², (tabela 3))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi stropno konstrukcijo izračunamo po enačbi (8).

$$H = 1.035,3 \text{ W/K}$$

Iz izračunanih vrednosti po enačbi (13) izračunamo skupni specifični transmisijski toplotni tok:

$$H_{stene(1)} = 38,2 \text{ W/K}$$

$$H_{stene(2)} = 105,3 \text{ W/K}$$

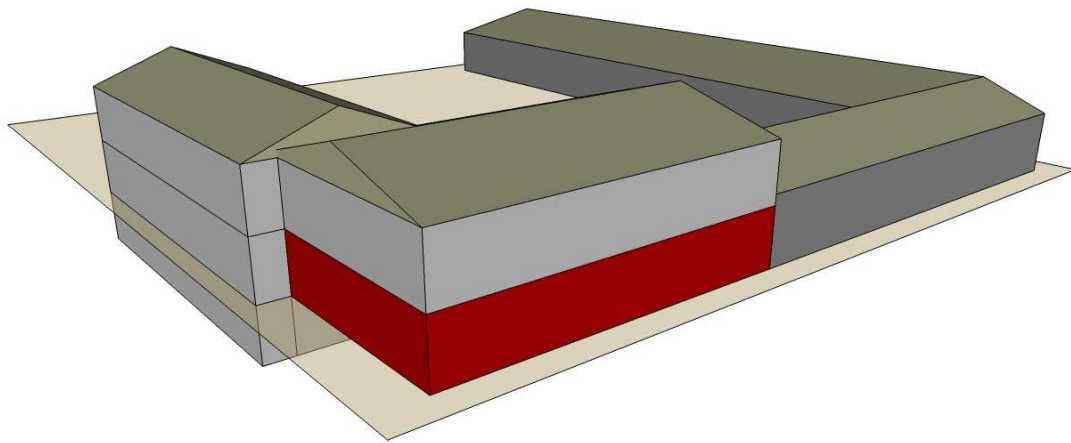
$$H_{oken} = 113,4 \text{ W/K}$$

$$H_{stropa} = 1.035,3 \text{ W/K}$$

Skupni specifični transmisijski toplotni tok: $H_{skupni} = 1.292,2 \text{ W/K}$

3.2.3 Pritlični del s kuhinjo

Del s kuhinjo (slika 5) je tako kot nadstropje nad njim dodatno izoliran. Pri izračunih toplotnih izgub je potrebno upoštevati, da strop ne meji na okolico, temveč na zgornje nadstropje, tla pa na zemljo pod njimi. Ostali pritlični del stavbe s pisarnami s tlemi meji na klet in ni dodatno izoliran, zato je zanj potrebno računati toplotne izgube ločeno od tega dela stavbe.



Slika 5: Skica pritličnega dela stavbe s kuhinjo

Tabela 4: Površinske izmere pritličnega dela stavbe s kuhinjo

Površina dela stavbe	178,9 m ²
Površina zunanjih sten	95,26 m ²
Površina oken in vrat	37,84 m ²
Obseg dela stavbe	73,6 m

Izračun toplotnih izgub skozi steno pritličnega dela stavbe s kuhinjo

Za izračun upora proti prehodu toplote skozi steno uporabimo enačbo (2).

Podatki za izračun upora proti prehodu toplote skozi stene:

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stene (7,7 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet} debelina ometa (0,025 m)

λ_{omet} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{opeka} debelina opeke (0,4 m)

λ_{opeka} toplotna prevodnost opeke (0,32 W/mK, (Tehnični, 2009))

$d_{stiropora}$ debelina stiropora (0,05 m)

$\lambda_{stiropora}$ toplotna prevodnost stiropora (0,041 W/mK, (Arkar, 2009))

α_z toplotna prestopnost na zunanji strani stene (25 W/m²K, (tabela 1))

S pomočjo enačbe (2) izračunamo upor proti prehodu toplote skozi stene:

$$\sum R_{stene} = 2,69 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Koeficient toplotne prehodnosti skozi stene izračunamo po enačbi (3).

$$U_{stena} = 0,37 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi stene:

A_{sten} površina zunanjih sten (95,3 m², (tabela 4))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi stene izračunamo po enačbi (4).

$$H_{stene} = 35,3 \text{ W/K}$$

Izračun toplotnih izgub skozi okna in vrata pritličnega dela stavbe s kuhinjo

Za izračun uporabimo enačbo (5).

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi okna in vrata:

A_{okna} površina oken in vrat (37,84 m², (tabela 4))

U_{okna} koeficient toplotne prehodnosti skozi okna in vrata (1,4 W/m²K, (Almont, 2009))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi okna in vrata: $H_{oken} = 52,97 \text{ W/K}$

Izračun toplotnih izgub skozi tla pritličnega dela stavbe s kuhinjo

Podatki za izračun karakteristične dimenzije tal:

A_{tal} površina dela stavbe (178,9 m², (tabela 4))

P_{tal} obseg talne konstrukcije (73,6 m, (tabela 4))

S pomočjo enačbe (9) izračunamo karakteristično dimenzijo tal: $B' = 4,83 \text{ m}$

Podatki za izračun ekvivalentne debeline tal:

W	debelina zidu nad nivojem zemlje (0,4 m)
λ	toplotna prevodnost talnega betona (2 W/mK, (Arkar, 2009))
R_{on}	toplotna upornost prestopa toplote na notranji strani (0,17 m ² K/W, (tabela 1))
$R_{\lambda f}$	toplotna upornost prevoda toplote skozi talno konstrukcijo (0,1 m ² K/W, (Arkar, 2009))
$R_{\alpha z}$	toplotna upornost prestopa toplote na zunanji strani (0,04 m ² K/W, (tabela 1))

S pomočjo enačbe (10) izračunamo ekvivalentno debelino tal: $d_t = 1,02$ m

Za izračun koeficienta toplotne prehodnosti skozi talno konstrukcijo uporabimo enačbo (11).

Iz enačbe dobimo: $U_{\text{tal}} = 0,69$ W/m²K

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi tla:

$A_{\text{tal}} = 178,9$ m² (tabela 4)

S pomočjo enačbe (12) izračunamo specifični transmisijski toplotni tok skozi tla:

$$H_{\text{tal}} = 123,65 \text{ W/K}$$

Izračunane vrednosti specifičnega transmisijskega toka:

$$H_{\text{stene}} = 35,3 \text{ W/K}$$

$$H_{\text{oken}} = 52,97 \text{ W/K}$$

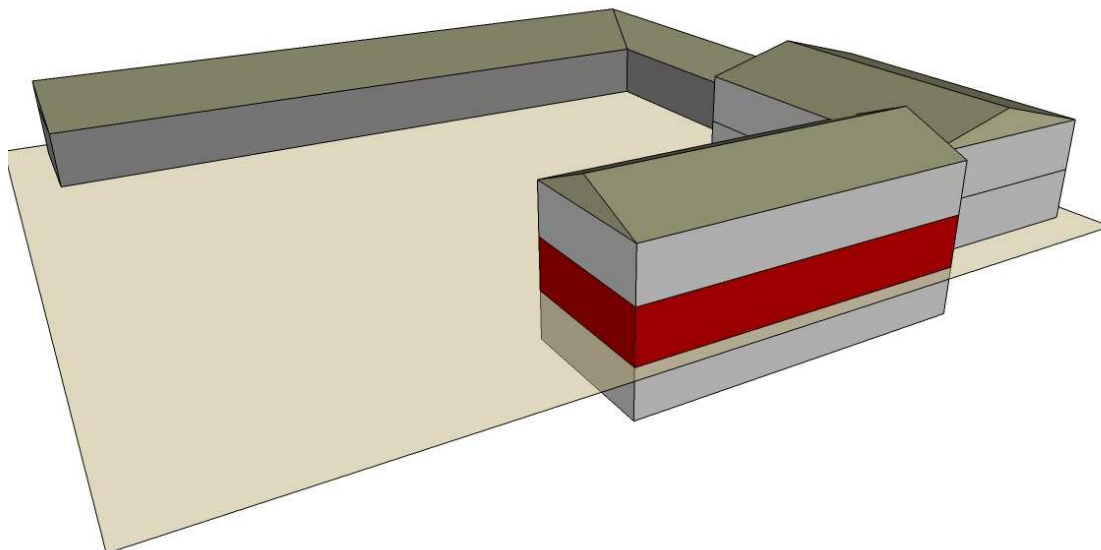
$$H_{\text{tal}} = 123,65 \text{ W/K}$$

Skupni specifični transmisijski toplotni tok izračunamo po enačbi (13).

$$H_{\text{skupni}} = 211,92 \text{ W/K}$$

3.2.4 Pritlični del s pisarnami

Izračun toplotnih izgub pritličnega dela s pisarnami (slika 6) je ločen od ostalega pritličnega dela stavbe, ker njegova tla mejijo na vkopano klet in ni dodatno izoliran.



Slika 6: Skica pritličnega dela stavbe s pisarnami

Tabela 5: Površinske izmere pritličnega dela stavbe s pisarnami

Površina dela stavbe	132,5 m ²
Površina zunanjih sten	62 m ²
Površina oken in vrat	54,6 m ²

Izračun toplotnih izgub skozi stene pritličnega dela s pisarnami

Za izračun upora proti prehodu toplote skozi stene uporabimo enačbo (2).

Podatki za izračun upora proti prehodu toplote skozi stene:

α_n toplotna prestopnost na notranji strani stene (7,7 W/m²K, (tabela 1))

d_{omet} debelina ometa (0,025 m)

λ_{omet} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{opeka}	debelina opeke (0,4 m)
λ_{opeka}	toplotna prevodnost opeke (0,32 W/mK, (Tehnični, 2009))
α_z	toplotna prestopnost na notranji strani stene (25 W/m ² K, (tabela 1))

Iz podatkov izračunamo upor proti prehodu toplote skozi stene:

$$\sum R_{stene} = 1,45 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Koeficient toplotne prehodnosti skozi stene izračunamo po enačbi (3):

$$U_{stena} = 0,69 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi stene:

$$A_{sten} \quad \text{površina zunanjih sten (62 m}^2\text{, (tabela 5))}$$

Specifični transmisijski toplotni tok skozi stene izračunamo po enačbi (4):

$$H_{stene} = 42,8 \text{ W/K}$$

Izračun toplotnih izgub skozi okna in vrata pritličnega dela s pisarnami

Za izračun uporabimo enačbo (5).

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi okna in vrata:

$$A_{okna} \quad \text{površina oken in vrat (54,6 m}^2\text{, (tabela 5))}$$

$$U_{okna} \quad \text{koeficient toplotne prehodnosti skozi okna in vrata (1,4 W/m}^2\text{K, (Almont, 2009))}$$

Specifični transmisijski toplotni tok skozi okna in vrata: $H_{oken} = 76,4 \text{ W/K}$

Izračun toplotnih izgub skozi tla pritličnega dela s pisarnami

Za izračun uporabimo enačbo (15) (Arkar, 2009).

$$\sum R_{tal} = \frac{1}{\alpha_n} + \frac{d_{omet}}{\lambda_{omet}} + \frac{d_{beton}}{\lambda_{beton}} + \frac{1}{\alpha_z} \quad (15)$$

Podatki za izračun upora proti prehodu toplote skozi tla nad kletjo:

α_n toplotna prestopnost na zgornji strani tal (5,8 W/m²K, (tabela 1))

d_{betona} debelina betona (0,2 m)

λ_{betona} toplotna prevodnost betona (1,7 W/mK, (Arkar, 2009))

d_{ometa} debelina ometa (0,025 m)

λ_{ometa} toplotna prevodnost ometa (0,99 W/mK, (Arkar, 2009))

α_z toplotna prestopnost na spodnji strani tal (10 W/m²K, (tabela 1))

Iz podatkov izračunamo upor proti prehodu toplote skozi tla nad kletjo:

$$\sum R_{tal} = 0,41 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Koeficient toplotne prehodnosti skozi tla nad kletjo izračunamo po enačbi (16) (Arkar, 2009).

$$U_{tal} = \frac{1}{\sum R_{tal}} \quad (16)$$

$$U_{tal} = 2,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Podatki za izračun specifičnega transmisijskega toplotnega toka skozi tla nad kletjo:

A_{tal} površina tal nad kletjo (132,5 m², (tabela 5))

Specifični transmisijski toplotni tok skozi tla nad kletjo izračunamo po enačbi (12):

$$H_{tal} = 320,7 \text{ W/K}$$

Pri računanju skupnega transmisijskega toplotnega toka pritličnega dela stavbe s pisarnami moramo posebej računati skupni specifični transmisijski tok skozi stene in okna, specifični transmisijski toplotni tok skozi tla nad kletjo pa moramo ločiti, ker ga bomo v nadaljevanju uporabili za računanje skupnega toplotnega toka s fiksno temperaturo kleti, ki znaša 15 °C.

S pomočjo izračunanih vrednosti in enačbe (13) izračunamo skupni transmisijski toplotni tok:

$$H_{stene} = 42,8 \text{ W/K}$$

$$H_{oken} = 76,4 \text{ W/K}$$

$$H_{tal} = 320,7 \text{ W/K}$$

Skupni specifični transmisijski tok skozi tla nad kletjo: $H_{tal} = 320,7 \text{ W/K}$

Skupni specifični transmisijski tok skozi stene in okna: $H_{stene+okna} = 119,2 \text{ W/K}$

Iz izračunov je razvidno, da toplotne izgube skozi stene in okna v pritličnem delu stavbe s pisarnami znašajo 119,2 W/K, skozi tla pa 320,7W/K.

3.3 Skupni specifični transmisijski toplotni tok celotne stavbe

Podatki za izračun skupnega specifičnega transmisijskega toplotnega toka celotne stavbe:

H_1 skupni specifični transmisijski toplotni tok dela stavbe z delavnicami

(2.121,1 W/K)

H_2 skupni specifični transmisijski toplotni tok nadstropja upravne stavbe

(1.292,2 W/K)

H_3 skupni specifični transmisijski toplotni tok pritličnega dela stavbe

s kuhinjo (211,92 W/K)

H_4 skupni specifični transmisijski toplotni tok sten in oken pritličnega dela stavbe s pisarnami (119,2 W/K)

Skupni specifični transmisijski toplotni tok celotne stavbe brez tal pritličnega dela s pisarnami izračunamo po enačbi (13) in znaša 3.744,42 W/K.

3.4 Skupni toplotni tok stavbe v kurilni sezoni 2006/07

Toplotni tok za pokrivanje toplotnih izgub izračunamo kot zmnožek skupnega specifičnega transmisijskega toplotnega toka stavbe in razlike v temperaturi med notranjostjo in zunanostjo stavbe, z upoštevanjem povprečne mesečne temperature zraka za kurilno sezono 2006/2007 (tabela 6). Pri računanju toplotnega toka pritličnega dela stavbe s pisarnami bomo upoštevali izmerjeno povprečno temperaturo kleti, ki znaša 15 °C, za notranjo temperaturo pa dejansko 22 °C. Skupni toplotni tok stavbe računamo po enačbi (17) (Arkar, 2009).

$$\dot{Q}_{izg} = H \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (17)$$

V enačbo vstavimo podatke:

H skupni specifični transmisijski toplotni tok celotne stavbe

(3.744,42 W/K)

T_{in} notranja temperatura (22 °C)

T_{out} povprečna zunanja mesečna temperatura v kurilni sezoni 2006/07

Tabela 6: Mesečni toplotni tok stavbe

Mesec	oktober 2006	november 2006	december 2006	januar 2007	februar 2007	marec 2007	april 2007
Povprečna temp. [°C]	13,8	8,0	4,8	4,6	5,5	8,3	13,1
$\dot{Q}_{izg.cel.}$ [kW]	30,7	52,4	64,4	65,2	61,8	51,3	33,3
$\dot{Q}_{izg.prit.sk.tla}$ [kW]	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
$\dot{Q}_{izg.skup.}$ [kW]	32,9	54,6	66,6	67,4	64,0	53,5	35,5

Potreben celotni toplotni tok za ogrevanje stavbe izračunamo po enačbi (18) in sicer tako, da od toplotnega toka za pokrivanje toplotnih izgub odštejemo toplotne dobitke stavbe. Toplotne dobitke stavbe tvorijo notranji toplotni dobitki skozi okna in ostale zunanje površine stavbe. Uporabimo povprečno priporočeno vrednost po standardu SIST EN ISO 6946, ki znaša 5 W na kvadratni meter stavbe.

$$\dot{Q}_{cel} = \dot{Q}_{izg.skup.} - \dot{Q}_{dob} \quad (18)$$

$\dot{Q}_{izg.skup.}$ toplotni tok za pokrivanje toplotni izgub v določenem mesecu kurilne sezone

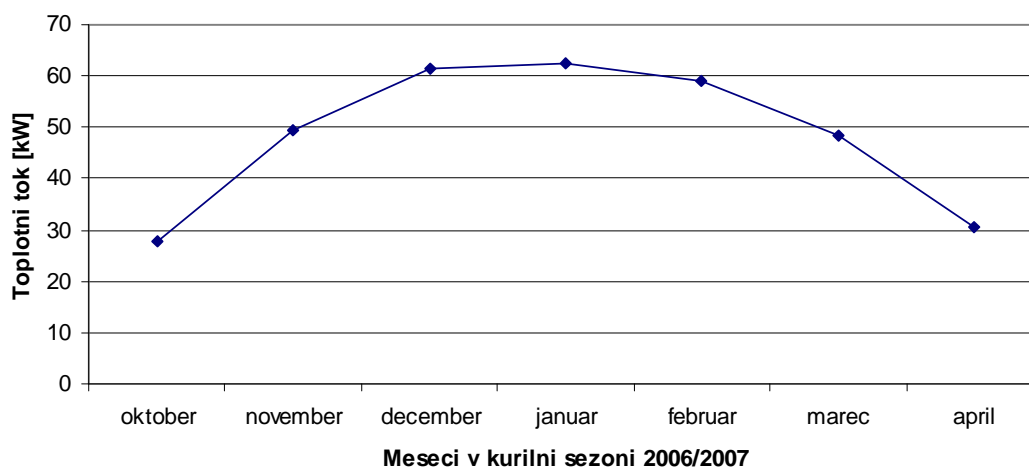
\dot{Q}_{dob} toplotni dobitki po standardu SIST EN 6946 glede na površino prostora

$$(\dot{Q}_{dob} = A_{tal} \cdot 5 \text{ W/m}^2 = 5,09 \text{ kW})$$

Tabela 7: Mesečni toplotni tokovi z upoštevanimi dobitki (Povprečne, 2009)

Mesec	oktober	november	december	januar	februar	marec	april
	2006	2006	2006	2007	2007	2007	2007
\dot{Q}_{cel} [kW]	27,81	49,51	61,51	62,31	58,91	48,41	30,41

V tabeli 7 so zbrani izračuni celotnega toplotnega toka za ogrevanje stavbe z upoštevanimi dobitki. Grafični prikaz mesečnih toplotnih tokov je prikazan na sliki 7. Vrednosti v tabeli so izračunane s pomočjo enačbe (18).



Slika 7: Grafični prikaz mesečnih toplotnih tokov z upoštevanimi dobitki v kurilni sezoni 2006/07

3.5 Potreben toplotni tok v drugih kurilnih sezonah

Za izbiro primerne vira toplote za ogrevanje stavbe potrebujemo podatke tudi drugih kurilnih sezon, da lahko izračunamo toplotnega toka. Kot vidimo iz tabele 8 celotni toplotni tok v nobeni od navedenih štirih sezonah od leta 2004 do 2008 ne presega 81 kW.

Tabela 8: Potreben toplotni tok v drugih kurilnih sezonah

Kurilna sezona	2004/05	2005/06	2006/07	2007/08
Najnižja od povprečnih mesečnih temperatur [°C]	-0,2	-0,2	4,6	1,7
\dot{Q}_{cel} [kW]	80,24	80,24	62,31	73,12

3.6 Potreben toplotni tok glede na projektne temperature

Projektna temperatura je zunanja temperatura, ki jo je treba upoštevati pri načrtovanju ogrevalnega sistema in temelji na pričakovani povprečni zunanji temperaturi na nekem območju. Projektna temperatura v kraju, kjer stavba stoji, znaša -13 °C. (Arkar, 2009) Izračunan potreben toplotni tok upoštevajoč projektno temperaturo znaša 125,97 kW.

3.7 Analiza porabljene toplote v kurilni sezoni 2006/07 za ogrevanje stavbe

3.7.1 Ocena potrebne toplote za ogrevanje stavbe

Oceno potrebne toplote za ogrevanje stavbe izračunamo kot zmnožek specifičnega transmisijskega toplotnega toka stavbe in temperaturnega primanjkljaja ter odštejemo toplotne dobitke. Temperaturni primanjkljaj v stopinjskih dnevih je definiran kot vsota razlik med notranjo temperaturo 20 °C in povprečno dnevno zunanjo temperaturo zraka za tiste dni, ko je povprečna dnevna temperatura nižja od 12 °C. (Stopinjski, 2003)

Oceno potrebne toplote brez upoštevanja toplotnih dobitkov izračunamo s pomočjo enačbe (19) (Arkar, 2009).

$$Q_{tot} = H \cdot TP \frac{24}{1000} \quad (19)$$

V enačbo vstavimo podatke:

- H* skupni specifični transmisijski toplotni tok stavbe (3.744,42 W/K)
- TP* temperaturni primanjkljaj, podan po mesecih za kurilno sezono 2006/07. Podatki so navedeni v tabeli 9. [*K · dan / mesec*]

Tabela 9: Temperaturni primanjkljaj in število kurilnih dni v kurilni sezoni 2006/07
(Povprečne, 2009)

Mesec	oktober	november	december	januar	februar	marec	april
	2006	2006	2006	2007	2007	2007	2007
Temperaturni primanjkljaj [<i>K · dan / me sec</i>]	64,0	330,9	455,3	477,7	406,1	362,5	108,3
Število kurilnih dni	7	30	26	28	27	29	12

Oceno potrebne toplote z upoštevanjem toplotnih dobitkov izračunamo po enačbi (20).

$$Q_{pot} = Q_{tot} - Q_{dob} \quad (20)$$

V enačbo vstavimo podatke:

Q_{tot} toplota, izračunana z enačbo (17) in s pomočjo podatkov iz tabele 9

Q_{dob} toplotni dobitki, izračunani s pomočjo toplotnega toka iz poglavja 3.4 in števila kurilnih dni iz tabele 9

Ocena potrebne toplote za kurilno sezono 2006/07 je podana v tabeli 10.

Tabela 10: Potrebna toplota za kurilno sezono 2006/07

Mesec	$Q_{pot} [MWh]$
oktober	4,90
november	26,07
december	37,74
januar	39,51
februar	33,20
marec	29,03
april	8,27

Skupna potrebna toplota za ogrevanje stavbe znaša 178,71 MWh.

3.7.2 Dejansko porabljena toplota za ogrevanje prostorov stavbe v kurilni sezoni 2006/07

V tabeli 11 so podani podatki meritev dejansko porabljene električne energije v sezoni 2006/07 za lastno rabo RTP Divača.

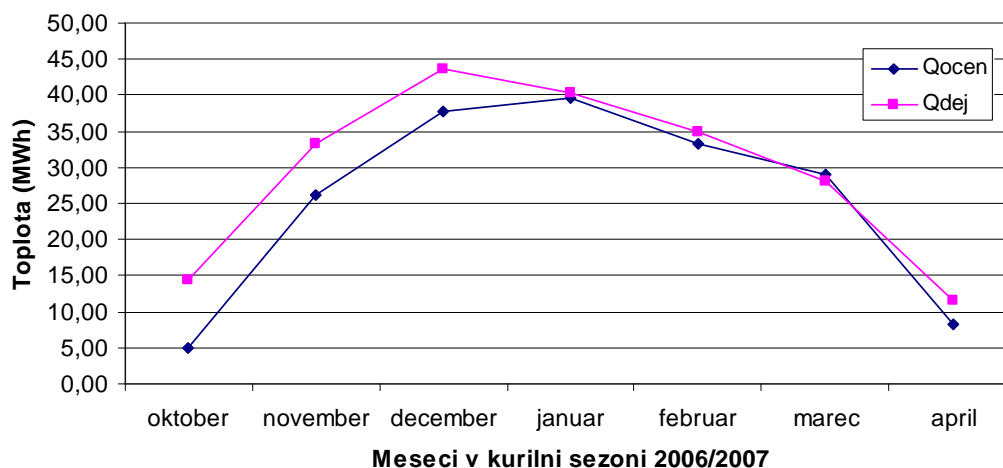
Tabela 11: Dejansko porabljena toplota po mesecih v kurilni sezoni 2006/07 (Poraba, 2007)

Mesec	$Q_{dej} [MWh]$
oktober	14,31
november	33,33
december	43,62
januar	40,39
februar	34,87
marec	28,17
april	11,56

Skupna dejansko porabljena toplota v kurilni sezoni 2006/07 znaša 206,25 MWh.

3.7.3 Primerjava izračunane potrebne in dejansko porabljene toplote za ogrevanje prostorov stavbe v kurilni sezoni 2006/07

Izračunane vrednosti dejansko porabljene toplote za ogrevanje stavbe po standardu SIST EN ISO 6946 z uporabo meteoroloških podatkov za kurilno sezono 2006/07 smo primerjali z dejansko porabljeno toploto, ki smo jo določili z meritvami porabe električne energije v isti kurilni sezoni. Primerjava izračunane in dejansko porabljene toplote po mesecih je prikazana na sliki 8 in potrjuje ustreznost standarda SIST EN ISO 6946. Povprečno odstopanje med ocenjeno in dejansko porabljeno toploto znaša 13,34 %.



Slika 8: Primerjava izračunane potrebne in dejansko porabljene toplote v kurilni sezoni 2006/07

4 PREDLAGAN VIR TOPLOTE

V visokonapetostnem stikališču RTP Divača imajo veliko naprav, ki pri svojem obratovanju sproščajo toploto. Med take naprave spadajo vsi visokonapetostni transformatorji, ki so nameščeni med 400 kV, 220 kV, 110 kV omrežje ter SK. Transformatorji pri delovanju sproščajo relativno veliko toplote, vendar so od upravne stavbe precej oddaljeni. Naprava, ki se nahaja neposredno ob upravni stavbi in proizvaja največ odpadne toplote, je SK. Izkoriščanje toplote SK je veliko enostavnejše, ne samo zaradi njegove neposredne lege, ampak tudi zaradi hladilnega medija, ki je v našem primeru voda. Voda hladilnega sistema SK je speljana med samim strojem ter hladilnima stolpoma in jo brez velikih težav odvezamo iz samega sistema.

4.1 Splošno o vodenju sistema

Za proizvodnjo, prenos in razdelitev električne energije so potrebni generatorji, daljnovodi, kablovodi, transformatorji in stikalni aparati. Ti elementi morajo poleg delovne moči proizvajati in prenašati tudi jalovo moč. S kompenzacijo jalove moči v bližini porabnikov se elementi elektroenergetskega sistema (EES) razbremenijo, saj jalove moči ne dobavlja več omrežje, temveč kompenzacijske naprave. Izgube zaradi prenosa se tako znižajo in s tem tudi stroški energije. V določenih primerih s tem rešujemo že preobremenjena omrežja, ker s kompenzacijo zmanjšamo preneseno navidezno moč v korist delovne moči. S tem smo povečali prenos delovne moči. Ohmske izgube prenosa so premo sorazmerne kvadratu toka.

4.1.1 Kompenzacija jalove moči

Večina električnih porabnikov prejema iz omrežja poleg delovne moči tudi jalovo moč, ki je npr. pri motorjih in transformatorjih potrebna za magnetenje, pri polprevodniških usmerniških in razsmerniških napravah pa je potrebna kot krmilna in komutirajoča jalova moč. Elementi EES morajo poleg delovne moči proizvajati in prenašati tudi jalovo moč.

S kompenzacijo jalove moči v bližini porabnikov se elementi elektroenergetskega sistema razbremenijo, saj jalove moči ne dobavlja več omrežje, temveč

kompenzacijske naprave (kondenzatorji, sinhronski kompenzatorji, statični var kompenzatorji itd.). S kompenzacijo se zmanjša prenešana navidezna moč, ohmske izgube prenosa pa se zmanjšajo s kvadratom toka. Izgube zaradi prenosa električne energije se tako znižajo, v določenih primerih pa se s kompenzacijo jalove moči lahko izognemo tudi ojačitvi omrežij, saj lahko z obstoječim omrežjem prenesemo več delovne moči.

Obstajata dve vrsti jalove energije – kapacitivna in induktivna jalova energija. Porabniki proizvajajo v glavnem induktivno jalovo energijo, zato morajo elektrarne ustvarjati kapacitivno jalovo energijo. Ko elektrarna ali kompenzator proizvede toliko kapacitivne energije, kot je v omrežju induktivne jalove energije, se po vodih prenaša čista delovna moč. Ko elektrarna proizvaja potrebno jalovo moč, se njene mehanske obremenitve nič ne spremenijo, le v vzbujevalnih navitjih prejme večjo napetost, posledično pa se generator bolj greje in je zaradi tega toliko bolj električno obremenjen, saj skozi navitje teče večji tok. Najboljše mesto za postavljanje sinhronskega kompenzatorja je vozlišče vodov, ker s tem razbremenimo vod od elektrarne do vozlišča s tem pa tudi generator elektrarne.

Bilanca delovne in jalove moči v omrežju mora biti v vsakem trenutku izravnana, tako da leži napetost in frekvenca v določenih mejah. Jalova moč vpliva predvsem na napetostni nivo, delovna moč pa na frekvenco. Obstajajo tudi določeni medsebojni vplivi med delovno in jalovo močjo v omrežju.

Proizvedena delovna moč mora biti vedno izravnana s porabljeno močjo, sicer prihaja do spremembe frekvence. Ta izravnava se vrši s pomočjo prilagajanja proizvodnje električne energije v elektrarnah, v izjemnih primerih pa z zmanjševanjem oz. izklopi bremen. Pretoki delovne moči v omrežju niso odvisni le od lege proizvodnih in porabniških središč, temveč tudi od konfiguracije omrežja.

Prav tako kot delovna moč, mora biti tudi proizvodnja in poraba jalove moči izravnana, da so v omrežju ustrezne napetostne razmere. V vzdolžnih in prečnih vejah daljnovodov, kablovodov, transformatorjev, generatorjev, porabnikov in kompenzacijskih naprav se proizvaja in porablja jalova energija.

Jalova moč vpliva na višino napetosti in napetostni profil ter s tem na pretoke moči. V stacionarnem obratovanju lahko ustrezna regulacija jalove moči zniža obremenitve elementov elektroenergetskega sistema (EES) in s tem vpliva na povečanje prenosne zmogljivosti, zmanjšanje izgub in povečanje napetostne stabilnosti. Poleg tega se poveča tudi kvaliteta napajanja z električno energijo, saj sodobni porabniki zahtevajo visok nivo kvalitete električne energije. Pod pojmom kvalitetna električna energija je mišljena predvsem frekvenca in višina napajalne napetosti ter neprekinjena dobava. Zlasti neizpolnjevanje zadnjega lahko v določenih primerih povzroči veliko škodo. Ob motnjah pa služi dinamična regulacija jalove moči za dušenje nihanja moči in s tem za stabiliziranje omrežja. Med elektroenergetskimi sistemi, ki so povezani z relativno šibkim daljnovodom, pride pogosto do nihanja delovne moči. Dušenje je pogosto faktor, ki določa prenosno zmogljivost. V omrežjih, kjer je največja prenesena moč omejena z nastopom nedušjenih nihanj moči, se lahko ta meja, z ustreznimi ukrepi za dušenje, poviša. Statični var kompenzator (SVC) poveča dušenje tako, da se lahko prenese večja moč. Tako se lahko v nekaterih primerih izognemo gradnji novih daljnovodov ali pa to gradnjo preložimo.

4.1.2 Povečanje prenosne zmogljivosti sistema

S kompenzacijo se zmanjša prenešana navidezna moč, s tem pa tudi izgube zaradi prenosa električne energije. V določenih primerih se s kompenzacijo jalove moči lahko izognemo tudi ojačitvi omrežij, saj lahko z obstoječim omrežjem prenesemo več delovne moči. Kompenzacija jalove moči torej omogoča povečanje prenosnih zmogljivosti obstoječih omrežij.

S kompenzacijo jalove moči se stabilizira tudi napetost v prenosnem omrežju. Pri tem je najučinkovitejša napetostna regulacija v vmesni točki prenosnega sistema, torej je optimalna lokacija za priključitev kompenzacijske naprave prav na sredini prenosnega sistema.

Sinhronske kompenzatorje so vgrajevali predvsem v izmenične prenosne sisteme na porabniškem koncu dolgih radialnih vodov in na zbiralkah zazankanih omrežij, predvsem v porabniških središčih z nizko ali brez generacije, ter v pomembna vozlišča v prenosnih sistemih. V primerih novih postavitvev naprav za dinamično

paralelno kompenzacijo za visoko zmogljivo regulacijo napetosti so SVC naprave zamenjale sinhronske kompenzatorje.

Poleg povečanja prenosne zmogljivosti sistema kompenzacija jalove moči pomaga tudi pri preprečevanju napetostnih zlomov, omejevanju prenapetosti, izboljšanju stabilnosti in zmanjšanju nihanja napetosti zaradi hitrega spreminjanja obremenitve.

4.1.3 Proizvodnja jalove moči v elektrarnah

Slovenske elektrarne, vključno s sinhronskim kompenzatorjem v Divači, običajno proizvajajo med 600 in 700 MVar jalove moči. Največji del potreb po jalovi moči pokrivajo viri na 110 kV napetostnem nivoju omrežja.

Elektrarne na 110 kV napetostnem nivoju lahko, v odvisnosti od proizvodnje delovne moči, proizvajajo med 710 in 970 MVar, porabijo pa med 550 in 600 MVar jalove moči. Na 220 kV omrežju je priključen le 4. blok TEŠ, ki lahko daje med 170 in 220 MVar in absorbira do 90 MVar jalove moči. Na 400 kV napetostni nivo je priključen 5. blok TEŠ in NEK, ki lahko, v odvisnosti od proizvodnje delovne moči, skupaj proizvajata med 350 in 530 MVar ter absorbirata med 400 in 450 MVar jalove moči.

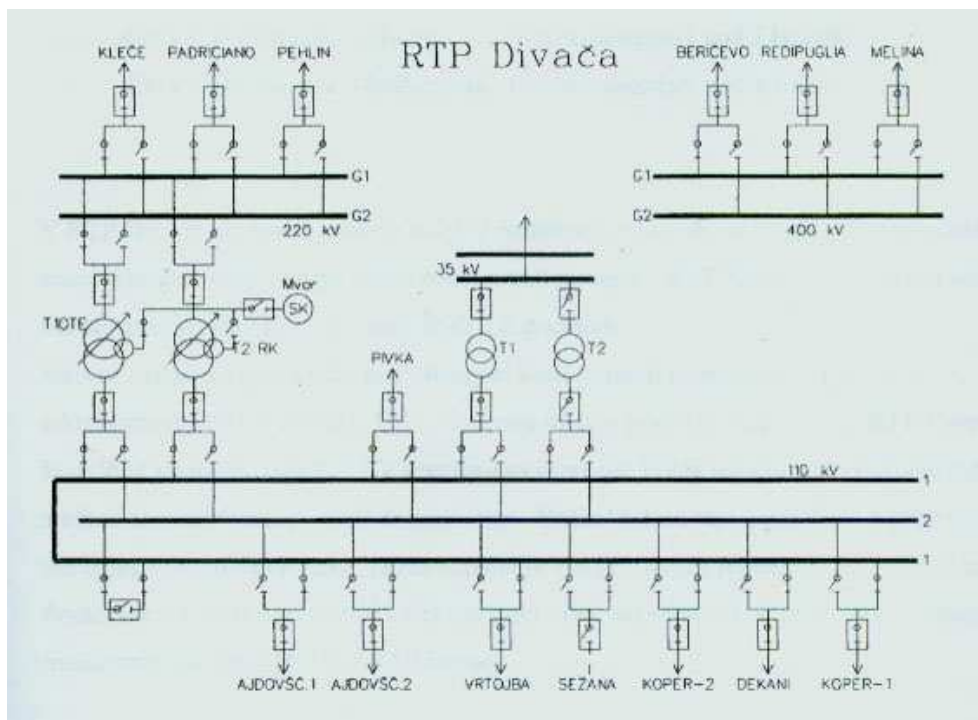
Ob normalni proizvodnji delovne moči nam hidroelektrarne skupaj lahko proizvajajo na pragu 545 MVar in porabijo 430 MVar jalove moči, termoelektrarne lahko proizvajajo 621 MVar in porabijo 272 MVar, plinske elektrarne proizvajajo 105 MVar in porabijo 38 MVar, NEK pa ob normalni proizvodnji delovne moči proizvaja 250 MVar in absorbira 330 MVar jalove moči. Skupno torej elektrarne v slovenskem EES lahko ob normalni proizvodnji delovne moči proizvajajo tudi 1521 MVar ali porabijo 1070 MVar jalove moči. Jalova moč se proizvaja tudi v tistih visokonapetostnih daljnovodih, ki so obremenjeni pod naravno močjo, kar pride do izraza zlasti v nekaterih delih 400 kV omrežja.

Poudariti je potrebno, da so to vrednosti iz podatkov obratovalnih karakteristik generatorjev, v praksi pa nastopajo razne omejitve, ki te vrednosti zmanjšujejo. Poleg tega maksimalno proizvajanje jalove moči generatorjev, ki so priključeni na 220 kV in 400 kV sistem, v normalnem obratovalnem stanju ni priporočljivo zaradi stabilnosti. Prav zaradi tega velja pravilo, da naj bi potrebo po jalovi moči pokrili viri

na nižjih napetostnih nivojih, viri na 220 kV in 400 kV pa naj bi služili za zagotavljanje rezerve jalove moči, ki bi bila potrebna ob motnjah.

4.2 Vloga sinhronskega kompenzatorja v RTP Divača

Že študije prenosnega omrežja v preteklosti so pokazale, da je RTP 400-220/110 kV Divača, kot zelo pomembno vozlišče slovenskega prenosnega sistema, primerna lokacija za kompenzacijo jalove moči. Rezultati te študije so pokazali, da v slovenskem prenosnem sistemu v normalnih razmerah in ob normalnih tranzitih delovne moči v preteklosti ni bilo nevarnosti, da bi prišlo do napetostnih zlomov zaradi pomanjkanja jalove moči. Vsekakor pa bi morebitna prisotnost statičnih kompenzatorjev v slovenskem prenosnem sistemu oddaljenost od napetostnih zlomov in s tem zanesljivost slovenskega EES še povečala. Pokazalo se je, da se pri izredno velikih tranzitih energije preko Slovenije močno poveča potreba po jalovi moči in napetostni zlom ni izključen. V tem primeru je RTP Divača zelo pomembno vozlišče, saj so povezave proti Italiji najbolj obremenjene od vseh naših mednarodnih povezav. Obstoječa 400 in 220 kV daljnovoda proti Sredipolju in Padričam sta zaradi načrtovanih in tudi nepredvidenih pretokov moči tako obremenjena, da večkrat obratujeta na meji svojih zmogljivosti in zanesljivosti.



Slika 9: Vpetje SK v EES (Analiza, 2006)

SK je priključen na terciar transformatorja 220/110 kV. Priključna napetost se mu na transformatorju zviša na nazivno napetost omrežja in tako omrežju dobavlja potrebno jalovo energijo.

4.3 Splošen opis sinhronskega stroja

Sinhronski stroji delujejo kot motorji ali generatorji in včasih tudi kot stroji s posebnimi nalogami, npr. kot fazni kompenzatorji. Konstrukcijsko so izdelani tako, da imajo na rotorjih pole, ki jih vzbujamo z enosmernim tokom in na statorjih eno ali večfazno izmenično navitje. Sinhronski stroji z dvema, včasih tudi s štirimi poli, imajo navadno neizražene pole (turbo tip sinhronskih strojev), kar pomeni, da je navitje polov porazdeljeno po obodu rotorja. Več kot štiripolni stroji imajo navadno izražene pole. Razlika med obema tipoma je v tem, da magnetna upornost po obodu pri strojih z izraženimi poli ni konstantna. V polovih čevljih, če so iz pločvine, srečamo pogosto dušilno navitje v obliki kratkostične kletke. Naloga kratkostične kletke je, da z njeno pomočjo lahko zaženemo sinhronski stroj, ne da bi pri tem uporabljali še kak pomožni zagonski motor, hkrati pa tudi duši rotorjeva kolebanja. Tak sinhronski stroj steče kot asinhronski in se požene skoraj do sinhronskih

vrtljajev, tik pred sinhronizacijo pa se še v rotorski tokokrog vključi nizko ohmski upor za doseg momentnega sunka, ki ga vrže v sinhronizem (Analiza, 2006).

4.4 Splošen opis sinhronskega kompenzatorja

Kompenzator nam služi za izboljšanje faktorja moči električnega omrežja. V našem primeru je to sinhronski stroj brez zagonskega motorja, ki napaja visokonapetostno omrežje preko omrežnega transformatorja. Zagon sinhronskega kompenzatorja se izvrši kot asinhronski motor preko zagonskega transformatorja. Na koncu zagona se kompenzator priključi na omrežje in steče sinhrono z omrežjem. Med zagonom (asinhronski zagon) je rotor SK kratko staknjen. Ko stroj dokončno steče, lahko proizvaja za mrežo zahtevano jalovo energijo. Želena jalovo energijo nastavimo s pomočjo vzbujalnika. Vzbujalnik dela v odvisnosti od napetostnega regulatorja, pri katerem je merilni sistem priključen na električno omrežje.

4.5 Zgradba sinhronskega kompenzatorja in njegovo hlajenje

Kompenzator je v glavnem sestavljen iz statorja, rotorja in vzbujalnika, ki so vgrajeni v zaprtem eksplozijsko varnem ohišju, ki je napolnjen z vodikom pod pritiskom 2 barov. Vloga vodika je zmanjšanje ventilacijskih izgub v normalnem obratovanju kompenzatorja in hlajenje njegovih sestavnih delov. Na dnu ohišja sta nameščena dva hladilnika, skozi katera se pretaka voda, ki odvaja toplotne izgube, nastale med delovanjem SK-ja, in sekundarno hladi vodik. Vodik, ki ga ventilatorske lopatice nameščene na rotorju potiskajo skozi rotor, stator in vzbujalnik, prevzema nase toplotne izgube in jih oddaja na oba hladilnika. Krožna črpalka vodo iz bazena potiska skozi oba hladilnika kompenzatorja, ki nato sprejeto toploto oddata na hladilnih stolpih, ki sta nameščena nad bazenom. Ventilatorji, montirani na hladilnih stolpih, dodatno hladijo vodo, ki prosto pada skozi hladilno satovje v bazen.



Slika 10: Ohišje sinhronskega kompenzatorja

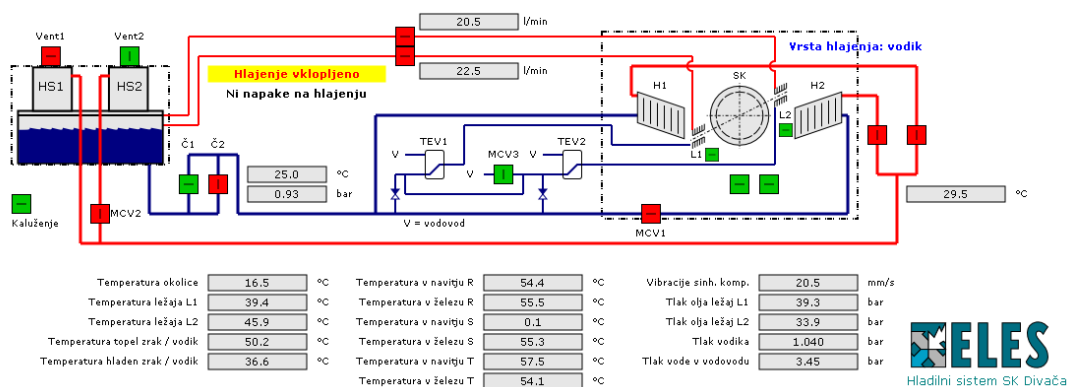
Na vrhu ohišja SK so nameščene uvednice (slika 10), preko katerih je stroj priključen na omrežje, in uvednice, preko katerih je navitje statorja priključeno v zvezdišče. Iz slike 10 je razvidna kompenzatorjeva velikost v primerjavi z avtomobilom.



Slika 11: Hladilni stolpi nad bazenom

SK je nadzorovan z lastnim nadzornim sistemom, ki nadzoruje pravilno delovanje in s tem tudi hlajenje kompenzatorja. Hladilni sistem je opremljen s senzorji, ki se

nahajajo na vseh hladilnih mestih, črpalkah in ventilih. V primeru okvare, ustavitve kompenzatorja zaradi izpada napetosti in posledično prekinitve delovanja črpalk hladilnega sistema, se ventili avtomatsko odprejo in v sistem spustijo vodo iz vodovodnega omrežja, topla voda pa odteče iz bazena.



Slika 12: Prikaz izpisa nadzornega sistema hlajenja SK (Informacije, 2009)

Iz slike 12 je razviden celotni sistem hlajenja SK, ki omogoča nenehen nadzor parametrov delovanja hladilnega sistema kompenzatorja.

4.6 Tehnični podatki sinhronskega kompenzatorja

Sinhronski kompenzator je izveden s horizontalno osjo, vodikovim hlajenjem in za zunanjo montažo. Dobavitelj SK in opreme je tovarna Sécheron iz Ženeve. V dobavni pogodbi tovarna navaja naslednje podatke (tabela 12 in 13). V tabeli 12 so podatki za jalovo moč izraženi v megavarih (MVar).

Sinhronski kompenzator: tip SH 6 – 165 – 230 H₂

Tabela 12: Moč pri nazivni napetosti (Obratovalna, 1973)

I. Prevzbujen:	
pri zračnem hlajenju	30 MVar
pri pritisku 1,035 bar vodika	40 MVar
pri pritisku 2 bar vodika	50 MVar
dopustna obremenitev cca 5 min	60 MVar
II. Podvzbujen	
	19 MVar

Tabela 13: Lastnosti in podatki kompenzatorja (Obratovalna, 1973)

Nazivna napetost	10,5 kV ± 5%
Frekvenca	50 Hz ± 1 Hz
Število vrtljajev	1000 1/min
Število vrtljajev pri pobegu	1200 1/min
Temperatura okolice /dopustni obseg/	od -35 °C do +40 °C
Dovoljeno segrevanje nad temperaturo okolice pri polni obtežbi in nazivni napetosti:	
stator	80 °C
rotor	90 °C
Skupna teža sinhronskega kompenzatorja	112.500 kg

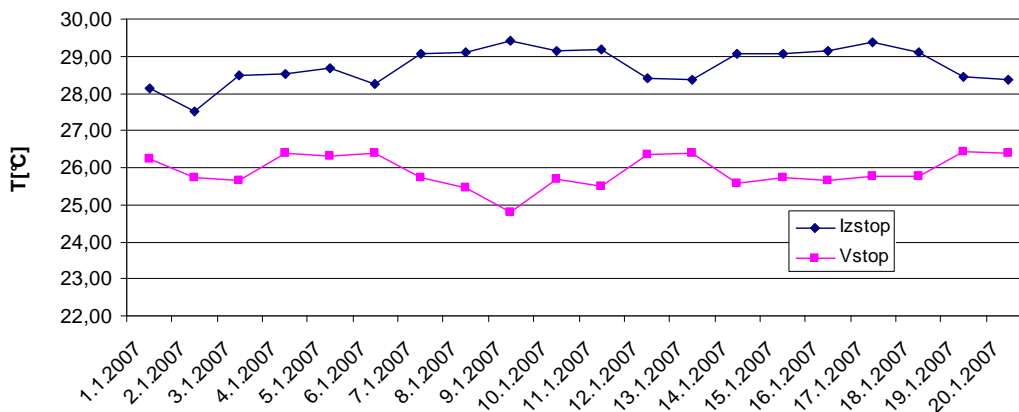
Izgube pri nazivni obtežbi 50 MVar in pritisku 2 bar so porazdeljene na izgube v železu, izgube v bakru, trenje v ležajih, izgube ventilacije, izgube vzbujanja rotorja ter izgube v vzbujalniku, ki pa znašajo 620 kW. Povprečna mesečna poraba vodika je 8 m³.

4.7 Meritve parametrov hladilnega sistema sinhronskega kompenzatorja

Preden izberemo razpoložljivi vir toplote, moramo analizirati, ali nam le-ta zagotavlja dovolj energije za njegovo izkoriščanje. Analizirali bomo toplotno energijo hladilnega sistema SK. Sistem sestavljajo:

- SK kot vir toplote,
- hladilna stolpa,
- cevovod med virom toplote in hladilnima stolpoma.

Za izračun razpoložljivega toplotnega toka potrebujemo temperaturo hladilne vode ter velikost pretoka le-te. Podatek o pretoku vode smo dobili iz obratovalnih navodil SK, temperaturo pa iz meritev regulacijskega sistema hlajenja in sicer tako, da smo izračunali povprečje razlik med izhodno in vhodno temperaturo vode, v razdobju dvajsetih dni.



Slika 13: Diagram prikaza vstopnih in izstopnih temperatur hladilne vode SK

Razpoložljivi toplotni tok izračunamo po enačbi (21) (Gjerkeš, 2007).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (21)$$

Pridobljeni podatki so bili naslednji:

ΔT povprečna izmerjena razlika temperatur med izstopno in vstopno vodo hladilnega sistema SK (2,9 K)

\dot{m} masni pretok vode hladilnega sistema (19,44 kg/s)

C_p specifična toplota vode (4,2 kJ/kgK)

Izračunan razpoložljivi toplotni tok znaša 236,83 kW.

Po primerjavi potrebnega toplotnega toka za ogrevanje stavbe, izračunanega v poglavju 3.4 in razpoložljivega toplotnega toka hladilnega sistema SK, izračunanega v tem poglavju smo ugotovili, da imamo na razpolago skoraj 3-krat toliko toplotnega toka, kot ga potrebujemo.

5 IZKORIŠČANJE ODPADNE TOPLOTE SINHRONSKEGA KOMPENZATORJA

Obstoječi električni kotel zagotavlja temperaturni nivo ogrevalnega sistema 50 °C, temperatura hladilne vode SK pa ne presega 30 °C, zato je za izkoriščanje odpadne toplote SK smiselno uvesti toplotno črpalko, ki nam bo temperaturo izstopne hladilne vode dvignila na nivo, primeren za ogrevanje prostorov z obstoječimi radiatorji. Obstoječi sistem, ki izkorišča električno energijo, bo tako nadomeščen z ekološko in energetsko primernejšo rešitvijo.

5.1 Toplotne črpalke

Ogrevanje s toplotno črpalko predstavlja energetsko učinkovit in okolju prijazen način ogrevanja. Toplotne črpalke so naprave, ki izkoriščajo toploto iz okolice ter jo pretvarjajo v uporabno toploto za ogrevanje prostorov in segrevanje sanitarne vode. Toplota, ki jo iz okolice črpajo toplotne črpalke, je v različne snovi akumulirana sončna energije, zato predstavlja obnovljivi vir energije. Toplotne črpalke izkoriščajo toploto zraka, podtalne in površinske vode, toploto akumulirano v zemlji in kamnitih masivih, lahko pa izkoriščajo tudi odpadno toploto, ki se sprošča pri različnih tehnoloških procesih.

5.2 Ogrevanje s toplotno črpalko

Za ogrevanje prostorov in sanitarne vode v stanovanjih, družinskih hišah ter večjih stanovanjskih in poslovnih zgradbah lahko uporabimo tudi toplotno črpalko. Ko se odločamo o izbiri vira toplote, upoštevamo razpoložljivost, akumulirano toploto, čim višji temperaturni nivo, ceneno zajemanje in enostavno vzdrževanje. Za vir toplote lahko uporabimo zunanji zrak, odpadno toploto prezračevanja, toploto zemlje, kamenin, površinskih voda in podtalnice. Odločitev je odvisna tudi od stavbe, ki jo bomo ogrevali, pri čemer upoštevamo letne toplotne potrebe stavbe, vgrajen ogrevalni sistem, koliko energijskih potreb bomo pokrili s črpalko in kakšne toplotne vire imamo na razpolago. (Klun, 2009).

Če je možno, je smiselno izbrati toplotni vir, ki ima pozimi najvišjo povprečno temperaturo, pri izbiri ogrevalnega sistema pa ogrevalni sistem z najnižjo ogrevno

temperaturo vode (talno, stensko ogrevanje). Pri viru toplote je najbolj primerna podtalnica, sledi ji zemeljski kolektor ali zemeljska sonda in nato okoliški zrak (Grobovšek, 2009).

Zamenjava obstoječih kotlov s toplotno črpalko mora biti izvedena tako, da bo celoten ogrevalni sistem obratoval optimalno. V primeru, da je zgradba dodatno izolirana, je potrebno narediti izračun toplotnih izgub in upoštevati krajevno ugotovljene projektne zunanje temperature. V primeru, da želimo kot vir toplote uporabiti zunanji zrak, projektna temperatura zunanjega zraka vpliva na odločitev za monovalentno ali bivalentno obratovanje toplotne črpalke. Pri monovalentnem obratovanju toplotna črpalka pokrije vse potrebe po toploti, pri bivalentnem obratovanju se toplotna črpalka kombinira z drugim izvorom toplote na tekoče, trdo ali plinasto gorivo. Gospodarnost delovanja toplotne črpalke lahko preverimo tako, da izračunamo letno grelno število, ki pomeni razmerje med koristno pridobljeno toploto v ogrevalni sezoni in vloženo energijo (Grobovšek, 2009).

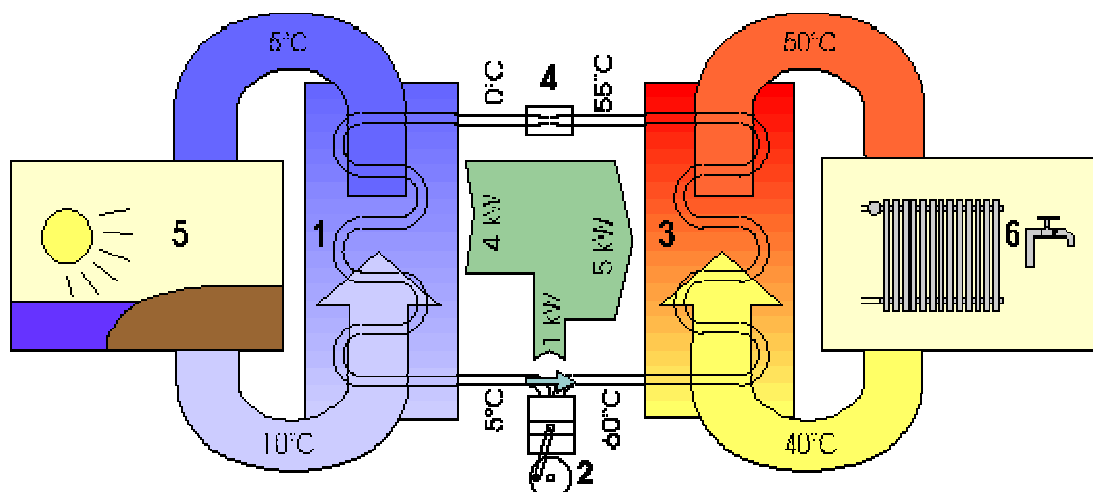
5.3 Način delovanja toplotne črpalke

Toplotne črpalke snovem iz okolice odvezajo toploto na nižjem temperaturnem nivoju ter jo oddajajo v ogrevalni sistem na višjem temperaturnem nivoju. Da je to mogoče, je potrebno v takšen krožni proces dovesti dodatno pogonsko energijo. Toplotna črpalka potrebuje za prenos toplote delovni medij, ki s spremembo svojega agregatnega stanja prenaša toploto iz okolice v poljuben ogrevalni sistem. Kot delovno sredstvo se v toplotnih črpalkah uporabljajo hladiva. Hladiva so snovi, ki se uparijo že pri nižjih temperaturah npr. od 0 do 35 °C. Zaradi škodljivega vpliva hladiv flouro-kloro-ogljikovodikov na ozonsko plast in t.i. učinek tople grede, je njihova uporaba od začetka leta 1995 prepovedana. Toplotne črpalke, ki so izdelane po tem roku uporabljajo kot hladivo R134a in mešanico R404a in R410a, ki pa so fluro-oglikovodiki, torej ne vsebujejo klora in zato ne ogrožajo ozonske plasti, prispevajo pa h globalnemu segrevanju ozračja. Glede na izvedbo ločimo dve vrsti kompresorskih toplotnih črpalk, in sicer kompaktne toplotne črpalke in toplotne črpalke v t.i. ločeni – split izvedbi. Pri ločeni izvedbi so posamezni deli toplotne črpalke lahko nameščeni na različni lokaciji. Največkrat je uparjalnik nameščen

bližje viru toplote, medtem ko sta kondenzator in hranilnik toplote nameščena v kotlovnici (Rotnik, 2009).

5.3.1 Delovanje kompresorske toplotne črpalke

Proces (slika 14) v toplotni črpalci poteka po zaključenem tokokrogu. Hladivo v upraljalniku (1) odvzame toploto okoliškemu mediju (5) in se upari. Uparjeno hladivo nato potuje skozi kompresor (2), kjer se mu zaradi vložene mehanke dela-kompresije zvišata tlak in temperatura. V kondenzatorju (3) uparjeno hladivo kondenzira in pri tem odda toploto mediju (6), ki ga ogreva. Utekočinjeno in ohlajeno hladivo potuje skozi dušilni ventil (4), kjer ekspandira na nižji tlak ter od tu nazaj v uparjalnik. Ta krožni proces se ponavlja, dokler deluje toplotna črpalka.



Slika 14: Shema delovanja toplotne črpalke (Rotnik, 2009).

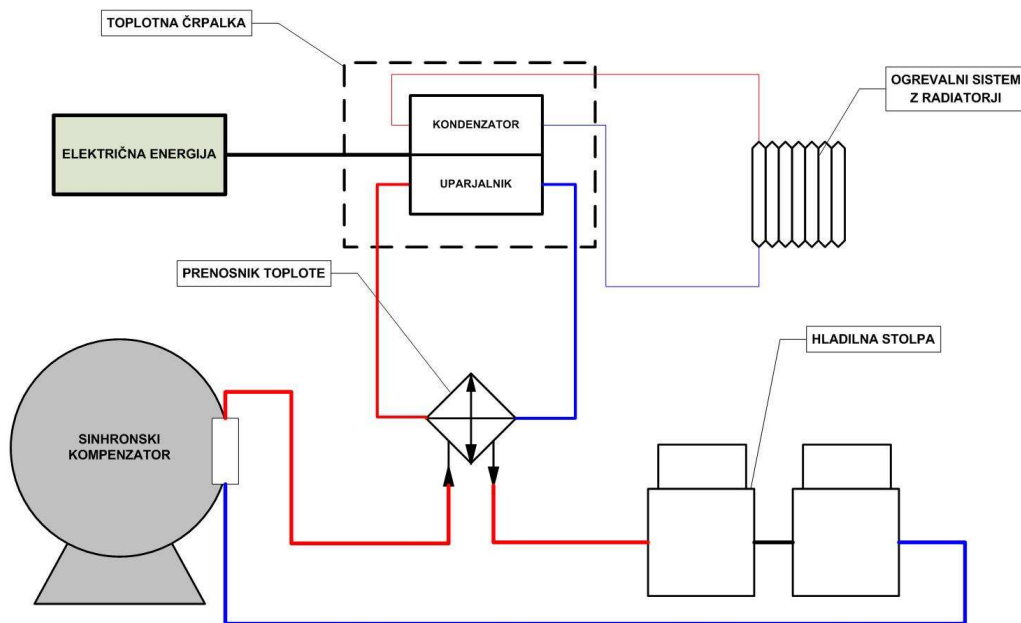
Razmerje med pridobljeno toploto Q_0 in vložnim delom P_k imenujemo **grelno število** (COP), njegova vrednost je odvisna od vrste toplotne črpalke in od vira okoliške toplote. Sodobne toplotne črpalke dosegajo grelno število med 2,5 in 5, kar pomeni, da na 1 del vložene energije dobimo 2,5 do 5 delov toplote na višjem temperaturnem nivoju.

Grelno število izračunamo s pomočjo enačbe (22).

$$COP = \frac{Q_0}{P_k} \quad (22)$$

5.4 Vključitev toplotne črpalke v sistem

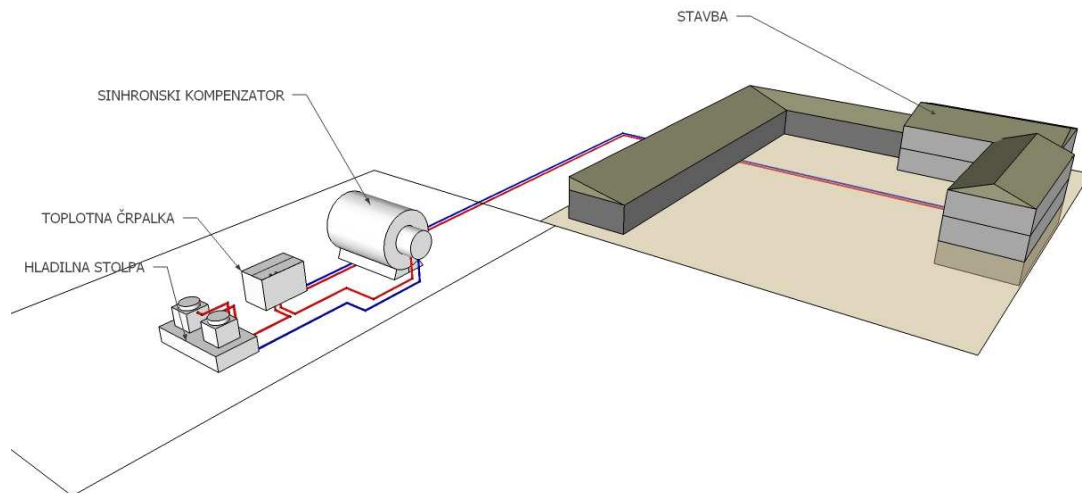
Če hočemo izkoriščati odpadno toploto SK, moramo uparjalnik toplotne črpalke priključiti neposredno na hladilni sistem SK (slika 15). Na cev, ki odvaja toploto iz SK proti hladilnim stolpoma, bomo priključili prenosnik toplote in tako sklenili tokokrog hladilnega sistema.



Slika 15: Priklučitev TČ v hladilni sistem SK

V prenosniku toplote se toplota vode hladilnega sistema prenese na hladivo toplotne črpalke, ki to toploto izkorišča za svoje delovanje. Toplotna črpalka tako temperaturo dvigne na nivo ogrevalnega sistema in tako segreva radiatorje, ki služijo za ogrevanje stavbe.

Toplotna črpalka se bo nahajala v neposredni bližini SK, in sicer med SK in hladilnima stolpoma, tako da bo hladilni sistem deloval čim bolj nemoteno. Tudi dolžina cevovoda med prenosnikom toplote in samo toplotno črpalko bo minimalna, tako da bodo izgube toplote čim manjše. Izhod, se pravi visokotemperaturni del toplotne črpalke, bo povezan s starim ogrevalnim sistemom, ki se sedaj nahaja v kleti upravne stavbe. Razpored posameznih segmentov ter njihove povezave so razvidne na sliki 16.



Slika 16: Skica povezave TČ s starim sistemom ogrevanja

5.5 Izbira toplotne črpalke (ponudba)

Trg toplotnih črpalk za ogrevanje je v glavnem osredotočen na uporabnike stanovanjskih objektov, ki po navadi ne presegajo 20 ali 30 kW ogrevalne moči. Ker za naš sistem potrebujemo toplotno črpalko moči 83,2 kW, so nam v podjetju Termotehnika izdelali ponudbo za toplotno črpalko, ki bi zadostovala našim potrebam.

Ponujena rešitev je toplotna črpalka, ki je sestavljena iz dveh enakih manjših toplotnih črpalk moči 41,6 kW. Toplotna črpalka je namenjena za izkoriščanje toplote podtalnice, zato podatki veljajo za primarno temperaturo 10 °C. Na izhodu toplotne črpalke proizvajalec zagotavlja temperaturo 55 °C, kar bo za naš sistem zadostovalo glede na to, da dosedanja temperatura obstoječega kotla ni presegala vrednosti 50 °C.

Ponudba vsebuje naslednje podatke:

TOPLOTNA ČRPALKA TČ VV 42/47

- dimenzije š × v × g: 800 × 1100 × 700 mm/220 kg
- toplotna moč: 41,6 kW (W10/W55)/47,7 kW (W10/W35)

- električna moč: 11,9 kW (W10/W55)/8,8 kW (W10/W35)
- električno napajanje: 3 × 400 V/50 Hz; el. varovanje: 32 A
- pretok na strani toplotnega vira: min. 8,0 m³/h
- podatki veljajo pri temperaturi podtalnice +10 °C

TČ je opremljena s trojnim blaženjem kompresorja, protihrupno zaščiteno ohišje, trojno varovanje uparjalnika pred zamrznitvijo in regulacijo TERMOTRONIC, ki med drugim omogoča krmiljenje toplotne črpalke, vremensko vodeno ogrevanje, različne urnike ogrevanja, in optimirano delovanje obtočnih črpalk.



Slika 17: Toplotna črpalka iz ponudbe (Ogrevalne, 2009)

ZALOGOVNIK PSF 1000

Zalogovnik toplote je z vodo napolnjena toplotno izolirana posoda, s pomočjo katere presežek proizvedene toplote shranimo in ga uporabimo, ko vir toplote ne obratuje. Ker toplotna črpalka obratuje po principu on/off (vključeno/izključeno) in se moč delovanja ne prilagaja trenutnim toplotnim potrebam, smo za enakomernejše delovanje in manjše število vklopov/izklopov predvideli zalogovnik toplote.

- volumen: 1000 L; dimenzije 2139/99 mm/176 kg

- izolacija: 10 cm mehka izolacija, PVC plašč srebrnosive barve
- prirobnica: 240 mm; objemka: 6/4"

DODATNI PRENOSNIK TOPLOTE

Zaradi previsoke in spreminjajoče se vhodne temperature toplotnega vira proizvajalec priporoča dodatni toplotni prenosnik in mešalni ventil, da so na vходу v uparjalnik čim bolj konstantni pogoji.

ČRPALKA GRUNDFOS UPS F 3 × 400

V sistem ogrevanja s toplotno črpalko je potrebno vgraditi obtočno črpalko, ki ogreto vodo črpa v ogrevalni sistem z radiatorji.

Toplotna črpalka je sestavljena iz dveh manjših enot moči 41,6 kW, kar skupaj znaša 83,2 kW. Priključna električna moč za obe črpalke znaša 23,8 kW, pri temperaturnem režimu izkoriščenega vira toplote 10 °C in temperaturo vode na izhodu toplotne črpalke 55 °C. Iz teh podatkov lahko izračunamo grelno število (COP).

COP izračunamo po enačbi (22).

V enačbo vstavimo podatke:

Q_0 pridobljena toplotna moč (83,2 kW)

P_k priključna električna moč (23,8 kW)

COP ali grelno število tako znaša 3,5.

Podatki v ponudbi so prilagojeni na primarno temperaturo +10 °C, temperatura našega vira toplote pa se giblje med 20 °C in 30 °C, kar pomeni, da bo grelno število lahko tudi višje. Grelno število je odvisno je od temperature vira toplote katerega izkoriščamo, ter od temperature medija, s katerim ogrevamo objekt. Grelno število je tem višje, čim višja je temperatura vira oziroma čim nižja temperatura ogrevalnega medija. Ker imamo v našem primeru višjo temperaturo vira toplote, izkustveno ocenimo grelno število na vrednost 4.

6 UČINKI PREDLAGANE REŠITVE

Investicijo izkoriščanja odpadne toplote bomo utemeljili iz energetskega, ekonomskega in ekološkega vidika.

6.1 Energetski učinki rešitve

Med energetske učinke spada predvsem električna energija, ki jo bomo z novim sistemom ogrevanja privarčevali. Z uporabo dosedanjega sistema smo v letu 2006/07 porabili 206,25 MWh električne energije. Glede na predviden COP izračunamo letno porabo z enačbo (23).

$$W_{ev} = \frac{W_k}{COP} \quad (23)$$

W_k koristna dobljena energija (206,25 MWh)

COP grelna število (4)

Letna poraba električne energije za ogrevanje bo 52 MWh.

Dodatno bo vgrajena toplotna črpalka, ki bo toploto črpala iz hladilnega sistema SK, le-tega razbremenila, kar pomeni tudi razbremenitev ventilacijskega sistema na hladilnih stolpih.

6.2 Ekološki učinki rešitve

Ekološki učinki rešitve so tesno povezani z energetske učinki. Tako kot stari sistem tudi novi sistem ne bo neposredno obremenjeval okolja z izpusti plinov v ozračje. Ekološke učinke lahko v našem primeru definiramo kot posredne, in sicer z varčevanjem električne energije. Slovenske elektrarne letno proizvedejo povprečno 538 ton CO₂ na GWh (Povprečne, 2009) proizvedene električne energije.

$$m_{co2,eq} = W_e \cdot m_{co2,eq,slo} \quad (24)$$

W_e porabljen električna energija (206,25 MWh)

$m_{co2,eq,slo}$

emisije CO₂/GWh proizvedene električne energije v Sloveniji
(538 t_{co2}/GWh)

Za proizvodnjo električne energije pri uporabi starega sistema (enačba 24) je bilo letno v zrak izpuščenega 110 ton CO₂.

Nov sistem bo posredno zmanjšal emisijo CO₂. Za proizvodnjo potrebne električne energije bodo elektrarne skupno v okolico izpustile 27,50 ton CO₂. Kot zagotavljajo proizvajalci, je življenjska doba podobnih toplotnih črpalk nekje med 25 in 30 let. Če vzamemo najnižjo mejo, bi z vgradnjo toplotne črpalke v njeni življenjski dobi zaradi zmanjšanja porabe električne energije v okolje izpustili kar 2.062,50 ton CO₂ manj kot pri nadaljnji uporabi starega ogrevalnega sistema.

6.3 Ekonomski učinki rešitve

Pri uvedbi novega sistema ogrevanja imamo kot edino investicijo nakup in montažo toplotne črpalke. V tabeli 14 so navedene cene posameznih elementov investicije, ki nam jo je posredoval proizvajalec.

Tabela 14: Prikaz stroškov investicije (Priloga 1)

toplotna črpalka TČ VV 42/47	2 kosa	19.848,00 €
zalogovnik PSF 1000		1.273,20 €
dodatni toplotni prenosnik		2.940,00 €
tripotni mešalni ventil z regulacijo		1.490,40 €
črpalka Grundfos UPS F3 x 400		1.048,80 €
SKUPAJ MATERIAL		26.600,40 €
montaža		3.990,00 €
SKUPAJ		30.590,40 €

Ker ima toplotna črpalka življenjsko dobo med 25 in 30 let, smo pri analizi denarnih tokov (tabela 15) upoštevali desetletno vračilno dobo. Kot strošek starega ogrevalnega sistema smo v analizo vključili bodočo predvideno porabo električne energije. Strošek novega ogrevalnega sistema nam v tabeli predstavlja investicija in stroški električne energije, ki bodo nastali ob obratovanju le-tega. Za prvo diskontno stopnjo (ds_1) smo izbrali 7 %, kolikor znaša povprečna diskontna stopnja za izračun prihodnje vrednosti podobnih projektov. Na podlagi ds_1 smo lahko izračunali neto sedanjo vrednost 1 (NSV_1), ki znaša 73.974,65 €. Pri izbiri druge diskontne stopnje (ds_2), smo morali najprej ugotoviti, pri kateri diskontni stopnji nam investicija ob koncu dobe vračanja vrne negativni rezultat in ugotovili, da mora biti ta najmanj 84 % in to tudi izbrali. Izračunana NSV_2 tako znaša -181,18 €. Na podlagi obeh diskontnih stopenj in obeh neto sedanjih vrednostih projekta smo lahko izračunali interno stopnjo prihranka (ISP), ki nam pove, pri kateri diskontni stopnji bo ob koncu dobe vrnila projekta NSV enaka nič.

Interno stopnjo prihranka (ISP) izračunamo po enačbi (25) (Vončina, 2006).

$$ISP = ds_1 + (ds_2 - ds_1) \frac{NSV_1}{NSV_1 - NSV_2} \quad (25)$$

V enačbo vstavimo podatke:

ds_1 prva diskontna stopnja (7 %)

ds_2 druga diskontna stopnja (84 %)

NSV_1 prva neto sedanja vrednost (73.974,65 €)

NSV_2 druga neto sedanja vrednost (-181,18 €)

Interna stopnja prihranka znaša 83,81 %. Tako visoka interna stopnja prihranka je zanesljiv pokazatelj ekonomske upravičenosti predlagane investicije.

Tabela 15: Analiza denarnih tokov investicije

Leto	Stari ogrevalni sistem Stroški električne energije	Novi ogrevalni sistem			disk stopnja ds1= 7% NSV			disk stopnja ds2 = 84% NSV		
		Investicija	Stroški električne energije	Skupaj	Stari ogrevalni sistem	Novi ogrevalni sistem	Kumulativno	Stari ogrevalni sistem	Novi ogrevalni sistem	Kumulativno
1	18.551,66 €	30.590,40 €	4.637,92 €	35.228,32 €	18.551,66 €	35.228,32 €	-16.676,65 €	18.551,66 €	35.228,32 €	-16.676,65 €
2	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	17.338,00 €	4.334,50 €	-3.673,15 €	10.082,43 €	2.520,61 €	-9.114,83 €
3	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	16.203,74 €	4.050,94 €	8.479,66 €	5.479,58 €	1.369,89 €	-5.005,15 €
4	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	15.143,68 €	3.785,92 €	19.837,42 €	2.978,03 €	744,51 €	-2.771,62 €
5	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	14.152,98 €	3.538,24 €	30.452,15 €	1.618,50 €	404,62 €	-1.557,75 €
6	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	13.227,08 €	3.306,77 €	40.372,46 €	879,62 €	219,90 €	-898,04 €
7	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	12.361,76 €	3.090,44 €	49.643,78 €	478,05 €	119,51 €	-539,50 €
8	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	11.553,04 €	2.888,26 €	58.308,56 €	259,81 €	64,95 €	-344,64 €
9	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	10.797,24 €	2.699,31 €	66.406,49 €	141,20 €	35,30 €	-238,74 €
10	18.551,66 €		4.637,92 €	4.637,92 €	10.090,88 €	2.522,72 €	73.974,65 €	76,74 €	19,19 €	-181,18 €
NSV					139.420,06 €	65.445,42 €		40.545,62 €	40.726,81 €	
$\Delta 1NSV$						73.974,65 €				-181,18 €
Δds										77%

Iz slike 18 je razvidno, da sem nam stroški investicije povrnejo še pred koncem drugega leta dobe vračila projekta.



Slika 18: Grafični prikaz dobe vračila projekta

Če tako kot pri ekoloških učinkih upoštevamo, da imajo podobne toplotne črpalke življenjsko dobo najmanj 25 let, lahko za to dobo izračunamo tudi prihranek električne energije. Če na toplotni črpalci ne bo večjih vzdrževalnih del in se bo cena električne energije prilagajala diskontnemu faktorju, lahko izračunamo, da bi v življenjski dobi 25 let tako privarčevali 142.904,77 €. Ekonomske učinke lahko pričakujemo tudi posredno na vzdrževalnih delih na hladilnem sistemu SK. Zaradi zmanjšanja obremenitev hladilnih stolpov, lahko pričakujemo manj okvar hladilnega sistema, ki so bile v bližnji preteklosti zaradi izrabljenosti SK pogoste. Kotel obstoječega centralnega ogrevanja je že star 30 let zato bi ga bilo v bližnji prihodnosti potrebno zamenjati z novim, kar na vsak način prinaša zamenjavo. Zaradi vseh pozitivnih učinkov izkoriščanja odpadne toplote SK je smiselno izpeljati projekt še pred novo kurilno sezono.

7 ZAKLJUČKI

V RTP Divača smo preučili možnost zamenjave energetskega potratnega obstoječega ogrevalnega sistema z novim, ki bo izkoriščal odpadno toploto sinhronskega kompenzatorja in tako porabil četrtno električne energije obstoječega. Najprej smo izračunali vse toplotne izgube stavbe, preučili parametre hladilnega sistema SK in podatke uporabili pri izračunu energetskega učinka novega ogrevalnega sistema. Izkazalo se je, da z vključitvijo ustrezne toplotne črpalke lahko nadomestimo obstoječi električni kotel. Pri izračunu toplotnih izgub in primerjavo le-teh s porabljenimi energijo smo ugotovili ustreznost izračuna po standardu SIST EN ISO 6946, saj je povprečna razlika med izračunano potrebno toploto in dejansko porabljenimi električno energijo odstopala za 13,34 %. V primeru upoštevanja projektne temperature, ki na lokaciji, kjer stoji stavba, znaša $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$, bi potreben toplotni tok skoraj enkrat presegel toplotni tok izračunan po standardu SIST EN ISO 6946 in metodi upoštevanja stopinjskih dnevov. Rešitev z vgraditvijo toplotne črpalke bi imela več pozitivnih učinkov. Poraba električne energije se zmanjša na četrtno dosedanje in hladilni sistem SK bi bil v času obratovanja toplotne črpalke razbremenjen za tretjino. V pričakovani življenjski dobi toplotne črpalke bi okolje razbremenili za 2.062,5 ton CO₂. Na ekonomskem delu se stroški investicije povrnejo še pred koncem drugega leta dobe vračila projekta, v življenjski dobi toplotne črpalke pa bi podjetje privarčevalo 142.904,77 €.

8 LITERATURA

Almont. Tehnični podatki stavbnega pohištva. Pridobljeno 13.4.2009 s svetovnega spleta:

http://www.almont.si/index.php?option=com_content&task=view&id=113&Itemid=178

Analiza upravičenosti obratovanja sinhronskega kompenzatorja v RTP Divača (2006). Ljubljana: Elektroinštitut Milan Vidmar.

Arkar, C. (2009). Gradbena fizika, gradivo za vaje. Ljubljana: Fakulteta za strojništvo.

Cene energentov. Statistični urad Republike Slovenije. Pridobljeno 16.5.2009 s svetovnega spleta: http://www.stat.si/novica_prikazi.aspx?ID=413

Povprečne emisije CO₂/GWh proizvedene električne energije v Sloveniji. Agencija Republike Slovenije za okolje. Prejeto 24.11.2009 preko osebne komunikacije.

Gjerkeš, H. (2007). Vaje pri predmetu Energetika in energetske naprave. Nova Gorica: Poslovno-tehniška fakulteta, Univerza v Novi Gorici.

Google Earth. Pridobljeno 5.11.2009 s svetovnega spleta.

Grobovšek, B. (2009). Dimenzioniranje toplotne črpalke za ogrevanje, hlajenje in pripravo tople sanitarne vode. Pridobljeno 10.10.2009 s svetovnega spleta: <http://gcs.gi-zrmk.si/Svetovanje/Clanki/Grobovsek/PT388.htm>

Informacije javnega značaja. Pridobljeno 4.11.2009 s svetovnega spleta: <http://www.eles.si/informacije-javnega-znacaja.aspx>

Incropera, F., DeWitt, D. (1996). Introduction to heat transfer. New York: Wiley cop.

Vončina, S. (2006). Izračun interne stopnje donosa in interne stopnje prihranka. Gradivo za vaje. Nova Gorica. Univerza v Novi gorici

- Klun, H.** (2009). Toplotna črpalka za ogrevanje prostorov in sanitarne vode. Pridobljeno 5.7.2009 s svetovnega spleta: <http://www.varcevanje-energije.si/toplotne-crpalke/toplotna-crpalka-za-ogrevanje-prostorov-in-sanitarne-vode.html>
- Kos, L.** (1996). Prehod toplote. Pridobljeno 8.10.2009 s svetovnega spleta: <http://www.lecad.si/~leon/teaching/thermo/node2.html>
- Obratovalna** navodila za sinhronski kompenzator 50 MVar (1973). Geneve: Sa. Dsr Ateliers de Secheron.
- Ogrevalne** toplotne črpalke večjih moči. Termotehnika Kronovšek d.o.o. Pridobljeno 28.12.2009 s svetovnega spleta: http://www.termotehnika.com/tc_og_vecje.php
- Poraba** električne energije v sezoni 2006/07 (2007). Divača: ELES d.o.o. – Služba za meritve.
- Povprečne** zunanje mesečne temperature v kurilni sezoni 2006/07. Agencija Republike Slovenije za okolje. Prejeto 10.4.2009 preko osebne komunikacije.
- Razvojna** dokumentacija V0.03 (2006). Divača: ELES - Sistem vodenja SK Divača.
- Rotnik, K., Praznik, M.** (2009). Toplotne črpalke. Pridobljeno 5.7.2009 s svetovnega spleta: <http://gcs.gi-zrmk.si/Svetovanje/Publikacije/URE/URE1-12.htm>
- Stopinjski** dnevi in trajanje kurilne sezone. Agencija Republike Slovenije za okolje. Pridobljeno 8.10.2009 s svetovnega spleta: <http://www.arso.gov.si/cd/klima1/Zaslon/PDF%20Zaslon/20-Stopinjski%20dnevi%20in%20trajanje%20kurilne%20sezone.pdf>
- Tehnični** podatki. Opečni modularni blok 29-19. Pridobljeno 20.3.2009 s svetovnega spleta: http://www.go-opekarne.si/mma_bin.php?id=2007092612530607
- Toplotne** prenove stavb. Pridobljeno 6.6.2009 s svetovnega spleta: <http://www.100baumit.si/?page=ThermalRedesign>

PRILOGA 1: PONUDBA TOPLOTNE ČRPALKE



Inovativnost v energiji naravel!



Ponudba P-09-1163

Aleksander Bernetič

Kraj izdaje dokumenta: Orla vas
 Datum izdaje dokumenta: 15.5.2009
Veljavnost: 15.5.2009
 Št. sklica: 00-0901163-111
 Transakcijski račun:
Naša ID št. za DDV: SI64719839 DŠ: 64719839

Poz.	VRSTA BLAGA - STORITEV	Kol.	EM	Cena EM	Pop%	Vrednost brez DDV	Vrednost z DDV	DDV
1	TOPLOTNA ČRPALKA TČ VV 42/47 Dimenzije ŠxVxG: 800x1100x700mm / 220kg Toplotna moč: 41,6kW (W10/W55) / 47,7kW (W10/W35) Električna moč: 11,9kW (W10/W55) / 8,8kW (W10/W35) Električno napajanje: 3x400V / 50Hz; El. varovanje: 32A Pretok na strani toplotnega vira: min. 8,0m ³ /h Podatki veljajo pri temp. podtalnice +10°C. Dodatno: trojno blaženje kompresorja, protihrupno zaščiten ohišje, trojno varovanje uparjalnika pred zamrznitvijo. Regulacija TERMOTRONIC (krmiljenje toplotne črpalke, vremensko vodeno ogrevanje, segrevanje sanitarne vode, monovalentni in bivalentni način delovanja, antilegionelna zaščita, različni urniki ogrevanja, optimirano delovanje obtočnih črpalk, protizmrzalni program, program za sušenje estriha, funkcija za optimiranje števila vklopov kompresorja...)	2	kos	8.270,00		16.540,00	19.848,00	20%
2	ZALOGOVNIK PSF 1000 Volumen: 1000L; dimenzije V/P/T: 2135/990mm / 176kg Izolacija: 10 cm mehka izolacija, PVC plašč srebrosive barve Prirobica: 240 mm; Objemka: 6/4"	1	kos	1.061,00		1.061,00	1.273,20	20%
3	DODATNI TOPLOTNI PRENOSTNIK zaradi previsoke in spreminjajoče se vhodne temperature toplotnega vira se priporoča dodatni toplotni prenosnik in mešalni ventil, da so na vohodu čim bolj konstantni pogoji	1	kos	2.450,00		2.450,00	2.940,00	20%
4	TRIPOTNI MEŠALNI VENTIL Z REGULACIJO	1	kos	1.242,00		1.242,00	1.490,40	20%
5	ČRPALKA GRUNDFOS UPS F 3x400	1	kos	874,00		874,00	1.048,80	20%
						Znesek brez DDV	22.167,00	
						Skupaj znesek DDV	4.433,40	
						Za plačilo €	26.600,40	
DDV 20% Zn.brez DDV:22.167,00 zn.z DDV:26.600,40 zn.DDV:4.433,40								

Z besedo: šestindvajsetisočšeststo € 40/100

TA PONUDBA JE INFORMATIVNA IN POSTANE URADNA ŠELE PO DEFINIRANJU VSEH DETALJOV NA STRANI OBJEKTA KOT TUDI NA STRANI TOPLOTNEGA VIRA. TI DETALJI SE DEFINIRAJO OB NAŠEM OGLEDU ALI PA OB OGLEDU NAŠIH POOBLAŠČENIH MONTERJEV. PONUDBA JE IZDELANA NA OSNOVI PREJETIH PODATKOV O OBJEKTU IN OKOLICI..

NAČIN PLAČILA: 60% PREDPLAČILO, 20% PRED DOBAVO, OSTALO 7 DNI PO MONTAŽI, VENDAR NAJKASNEJE 45 DNI PO PREVZEMU OPREME PO TEJ PONUDBI.

TRANSAKCIJSKI RAČUN:
 ABANKA: SI 56 0510 0800 0006 394
 NLB: SI 56 0242 6025 7234 931

ROK IZDELAVE: DOLOČENE NAPRAVE SO NA ZALOGI, SICER CCA. 3 TEDNE PO NAKAZILU DOGOVORJENEGA AVANSA OZ. PO NAROČILU. V GLAVNI SEZONI SE LAHKO DOBAVA TUDI PODALJŠA.

GARANCIJA: NA TOPLOTNE ČRPALKE PROIZVAJALCA TERMOTEHNIKA ZNAŠA GARANCIJSKA DOBA 2 LETI. NA BOJLERJE IN ZALOGOVNIKE PROIZVAJALCA AUSTRIA EMAIL ZNAŠA GARANCIJSKA DOBA 5 LET.

OGREVALNA POVRŠINA:
 OGREVALNI SISTEM:
 TIP GRADNJE:
 IZOLACIJA:
 PROJEKTANTSKI IZRAČUN:
 TOPLOTNI VIR/OPIS: podtalnica; min. potrebni pretok podtalnice znaša cca. m³/h
 PORABA OLJA/PLINA:

...nadaljevanje specifikacije , stran 2

OPOMBA: MOČ TOPLOTNE ČRPALKE JE IZBRANA GLEDE NA SPECIFIČNE TOPLOTNE IZGUBE STAVBE W/m², KI SO DOLOČENE NA OSNOVI POSREDOVANIH PODATKOV IZ STRANI STRANKE OZIROMA GLEDE NA ZGORAJ OPISANE PODATKE. V PONUDBI NI VKLJUČENA MONTAŽA IN MATERIAL STROJNIH INSTALACIJ V KOTLOVNICI. PRED ZAGONOM TOPLOTNE ČRPALKE JE POTREBNO PRIPRAVITI USTREZNO ELEKTRIČNO POVEZAVO VSEH ELEKTRIČNIH ELEMENTOV DO TOPLOTNE ČRPALKE. ELEKTRIČNI DOVOD ZA TOPLOTNO ČRPALKO JE TRIFAZEN, PRI ČEMER JE POTREBNO TUDI ZAGOTOVITI PRIMERNO VELIKOST ELEKTRIČNIH VAROVALK.

V prepričanju, da je naša ponudba ugodna, se vam že vnaprej zahvaljujemo za vaše naročilo in vam zagotavljamo skrbno izvedbo del.

Vse naše naprave so v skladu s slovenskimi in evropskimi standardi ter testirane na inštitutu SIQ Ljubljana za zagotavljanje najvišje kakovosti.

Dokument sestavi
Boštjan Strnad, 031 396 661

direktor
Rudi Kronovšek univ.dipl.inž.str