

Projekt sustava klimatizacije zgrade tiskare

Vujnović, Martin

Master's thesis / Diplomski rad

2021

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:342136>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-24**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Martin Vujnović

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Darko Smoljan, dipl. ing.

Student:

Martin Vujnović

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Darku Smoljanu na pruženoj pomoći, susretljivosti i strpljenju tokom izrade ovog rada.

Zahvaljujem se svojoj obitelji i prijateljima koji su mi bili najveća podrška tokom studiranja.

Martin Vujnović



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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Martin Vujnović** JMBAG: 0035201920

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Projekt sustava klimatizacije zgrade tiskare**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of air-conditioning system for a printing plant building**

Opis zadatka:

Potrebno je proračunati i projektirati instalaciju sustava klimatizacije za zgradu tiskare s proizvodnom pogonom, uredima, konferencijskom dvoranom i kantinom, ukupne korisne površine 1315 m² na tri etaže (PR + 1K + PO). Predvidjeti sustav niskotlačne klimatizacije s povratom topline iz istrošenog zraka. Odabirom sustava klimatizacije bitno je osigurati optimalne uvjete za rad u proizvodnom pogonu kako bi se očuvala produktivnost u proizvodnji i istovremeno osigurala kvaliteta papira cjelogodišnjim održavanjem vlažnosti zraka. Pri odabiru sustava distribucije zraka u prostoriji analizirati prednosti i mane sustava s miješajućom i potisnom ventilacijom s obzirom na način strujanja zraka kojim se treba odvesti toplina koja se dovodi uslijed rada strojeva za tisak te s obzirom na onečišćivače zraka koji se emitiraju uslijed procesa tiska kao što su ljepila, boje i lakovi. Kod planiranja sustava od vitalne važnosti je proračun broja izmjena zraka zbog optimizacije potrošnje energije uz istovremeno održavanje komfora zaposlenika. Zgrada tiskare se nalazi na području grada Zagreba.

Na raspolaganju su energetske izvori:

- elektro-priključak 220/380V; 50Hz,
- vodovodni priključak tlaka 5 bar.

Rad treba sadržavati:

- toplinsku bilancu zgrade za zimsko i ljetno razdoblje,
- toplinsku i količinsku bilancu zračnog sustava,
- hidrauličke proračune cjevovodnog i kanalskog razvoda,
- tehničke proračune koji definiraju izbor opreme,
- tehnički opis funkcije termotehničkog postrojenja,
- funkcionalnu shemu spajanja i shemu regulacije,
- crteže kojima se definira raspored i montaža opreme.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

4. ožujka 2021.

6. svibnja 2021.

10. – 14. svibnja 2021.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:


Doc.dr.sc. Darko Smoljan


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK	VIII
SUMMARY	IX
1. TEHNOLOGIJA TISKANJA	1
2. MIJEŠAJUĆA I POTISNA VENTILACIJA	6
2.1. Miješajuća ventilacija	7
2.2. Potisna ventilacija	8
3. PRORAČUN TOPLINSKOG OPTEREĆENJA ZGRADE ZA ZIMSKO I LJETNO RAZDOBLJE	10
3.1. Opis zgrade	10
3.2. Proračun projektnog toplinskog opterećenja prema HRN EN 12831	12
3.2.1. Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja prostorije	13
3.2.2. Projektno ventilacijsko toplinsko opterećenje prostorije	17
3.2.3. Toplinsko opterećenje zbog prekida grijanja	19
3.2.4. Rezultati proračuna toplinskog opterećenja prema normi HRN EN 12831	20
3.3. Proračun toplinskog opterećenja kod hlađenja prema VDI 2078	22
3.3.1. Unutarnji izvori topline	22
3.3.2. Vanjski izvori topline	26
3.3.3. Rezultati proračuna toplinskog opterećenja u ljetnom periodu prema normi VDI 2078	29
4. DIMENZIONIRANJE ZRAČNIH SUSTAVA	32
4.1. Proračun ventilacijskih zahtjeva prema emisiji VOC	32
4.2. Odabir distribucijskih elemenata	33
4.3. Dimenzioniranje kanala i proračun kritičnih dionica	35
4.4. Dimenzioniranje klimatizacijskih jedinica	39
4.4.1. Proračun klimatizacijske jedinice pogona tiskare	43
4.4.2. Odabrane komponente klimatizacijske jedinice za pogon tiskare	46
4.4.3. Proračun klimatizacijske jedinice slagaone tiskare	52
4.4.4. Odabrane komponente klimatizacijske jedinice za slagaonu tiskare	55
5. DIMENZIONIRANJE VODENOG SUSTAVA	62
5.1. Odabir ventilokonvektora	62
5.2. Dimenzioniranje cjevovoda	63
5.3. Odabir rashladnika kapljevine	66
5.4. Odabir spremnika za rashladnu vodu	67
5.5. Odabir ekspanzijske posude kruga rashladne vode	67

5.6. Proračun kritičnih dionica	69
6. TEHNIČKI OPIS POSTROJENJA	71
6.1. Hlađenje	71
6.2. Zračni sustavi pogona i slagaone	72
7. ZAKLJUČAK	73
LITERATURA	74
PRILOZI	75

POPIS SLIKA

Slika 1	Shema tiskarske jedinice za ofsetni tisak [2]	2
Slika 2	Ovisnost promjene dimenzija papira o promjeni sadržaja vlage [1]	3
Slika 3	Miješajuća ventilacija [6]	7
Slika 4	Potisna ventilacija [6]	8
Slika 5	Zgrada tiskare	10
Slika 6	Korisničko sučelje programa Trox Easy Product Finder [10]	34
Slika 7	Podni difuzor QL-BE-RO [10] i ventilacijska rešetka OAV [11]	35
Slika 8	h,x – dijagram za pogon tiskare kada strojevi rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]	45
Slika 9	h,x – dijagram za pogon tiskare kada strojevi ne rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]	46
Slika 10	h,x – dijagram slagaone kada strojevi rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]	54
Slika 11	h,x – dijagram slagaone kada strojevi ne rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]	55
Slika 12	Ventilokonvektor Carisma CRT-ECM proizvođača Sabiana [13]	62
Slika 13	Rashladnik kapljevine EWAQ-G-SS 075 proizvođača Daikin [14]	66
Slika 14	Spremnik za rashladnu vodu CWT 1500 proizvođača Adveco [15]	67
Slika 15	Ekspanzijska posuda Flexcon 35 – 0.5 bar [16]	69

POPIS TABLICA

Tablica 1	Koeficijenti prolaza topline	11
Tablica 2	Rezultati proračuna toplinskog opterećenja prema HRN EN 12831	20
Tablica 3	Maksimalno toplinsko opterećenje za svaku prostoriju prema VDI 2078	29
Tablica 4	Toplinsko opterećenje zgrade u ljetnom periodu prema VDI 2078	31
Tablica 5	Preporučene koncentracije VOC-a.....	32
Tablica 6	Karakteristike odabranih difuzora.....	33
Tablica 7	Dimenzioniranje kanala	36
Tablica 8	Proračun kritičnih dionica - kanali	38
Tablica 9	Popis ogrjevnih tijela po prostorijama.....	62
Tablica 10	Dimenzioniranje bakrenih cijevi.....	64
Tablica 11	Proračun ekspanzijske posude	69
Tablica 12	Proračun kritične dionice spremnik – ventilokonvektor ulaz	70

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- Crtež broj 1 Dispozicija zračnog i vodenog sustava – prizemlje
- Crtež broj 2 Dispozicija zračnog i vodenog sustava – prvi kat
- Crtež broj 3 Dispozicija zračnog i vodenog sustava – potkrovlje
- Crtež broj 4 Shema spajanja i regulacije sustava klimatizacije

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
Φ	W	Toplinski tok
H_T	W/K	Koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka
θ	°C	Temperatura
A	m ²	Površina plohe
U	W/(m ² K)	Koeficijent prolaza topline
e_k, e_l	-	Korekcijski faktori izloženosti
Ψ	W/(mK)	Linijski koeficijent prolaza topline linijskog toplinskog mosta
l	m	Dužina linijskog toplinskog mosta između vanjskog okoliša i prostorije
b_u	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektnu temperaturu
f_{g1}	-	Korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature
f_{g2}	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske temperature i vanjske projektne temperature
$U_{equiv,k}$	W/(m ² K)	Ekvivalentni koeficijent prolaza topline
G_w	-	Korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode
B'	-	Karakteristični parametar za određivanje ekvivalentnog koeficijenta prolaza topline
P	m	Ukupna dužina vanjski zidova koji odvajaju grijani prostor od vanjskog okoliša
f_{ij}	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između temperature susjednog prostora i vanjske projektne temperature
H_V	W/K	Koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitka
\dot{V}	m ³ /h	Protok zraka
ρ	kg/m ³	Gustoća
c_p	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet
V	m ³	Volumen
n	h ⁻¹	Broj izmjena zraka
e_i	-	Koeficijent zaštićenosti
ε_i	-	Korekcijski faktor za visinu
$f_{V,i}$	-	Faktor smanjenja temperaturne razlike
f_{RH}	-	Korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu unutarnje temperature za vrijeme prekida rada sustava grijanja
n_P	-	Broj osoba
q_P	W	Toplinski tok od jedne osobe

S_i	-	Faktor toplinskog opterećenja za unutarnje dobitke
P	W	Snaga
l	-	Faktor istovremenosti
μ	-	Faktor opterećenja
E_N	klux	Nominalni intenzitet svjetlosti
p	W/(m ² klux)	Specifična instalirana snaga rasvjete
η	-	Efikasnost
η_{LB}	-	Radna učinkovitost rasvjete
η_R	-	Faktor iskorištenja prostorije
\dot{m}	kg/s	Maseni protok
$\Delta\theta_{eq}$	°C	Ekvivalentna temperaturna razlika
z	h	Period dana
Δz	h	Prilagodba vremena
g_V	-	Udio ostakljene površine prozora
I	W/m ²	Zračenje sunca
b	-	Koeficijent propuštanja zračenja prozora
S_a	-	Faktor toplinskog opterećenja za vanjske dobitke
VOC	µg/m ³	Masena koncentracija hlapivih organskih spojeva
h	m	Visina
v_{geo}	m/s	Geometrijska brzina strujanja zraka kroz difuzor
$L_{0,2}$	m	Duljina bliske zone
Δp	Pa	Pad tlaka
L_{db}	db(A)	Zvučna snaga
ε	-	Relativna hrapavost kanala
k	mm	Apsolutna hrapavost kanala
Re	-	Reynoldsov broj
w	m/s	Brzina
μ	Pa·s	Dinamička viskoznost
d_u	mm	Unutarnji promjer
a, b	mm	Dimenzije kanala
L	m	Duljina
R	Pa/m	Linijski pad tlaka
Z	Pa	Lokalni pad tlaka
ζ	-	Faktor lokalnih gubitaka
Φ_2	-	Stupanj povrata regeneratora
Ψ_2	-	Stupanj povrata vlage regeneratora
x	g/kg	Sadržaj vlage
β	-	Učinkovitost hladnjaka
h	kJ/kg	Specifična entalpija

SAŽETAK

U sklopu ovog rada napravljeno je projektno rješenje sustava grijanja, hlađenja i klimatizacije zgrade tiskare na području grada Zagreba. Sustav klimatizacije pogonskog dijela tiskare izveden je kao zračno vodeni sustav s klimatizacijskom jedinicom za pripremu zraka, te ventilokonvektorima kao rashladnim tijelima za vršna toplinska opterećenja. Slagaona tiskare izvedena je kao zračni sustav s vlastitom klimatizacijskom jedinicom za pripremu zraka. Za obje klimatizacijske jedinice kao ogrjevni medij se koristi topla voda s temperaturnim režimom 70/60°C, a kao rashladni medij voda s temperaturnim režimom 7/12°C. Za ostatak zgrade tiskare izveden je dvocijevni vodeni sustav s ventilokonvektorima. Priprema rashladne vode vrši se centralno s dva rashladnika kapljevine.

Proračun toplinskog opterećenja za zimski period proveden je prema normi HRN EN 12831, a za ljetni period prema normi VDI 2078. Ventilacijski zahtjevi pogona i slagaone tiskare računati su preko dopuštene koncentracije hlapljivih organskih tvari, no iz razloga što se prema njemu dobiju prevelike vrijednosti potrebnog protoka zraka, odlučeno je projektirati sustav ventilacije tako da se onečišćivači odvođe lokalizirano potisnom ventilacijom uz manje vrijednosti protoka zraka. Prilikom dimenzioniranja komponenti klimatizacijskih jedinica u obzir su uzeta dva režima rada, kada tiskarski strojevi rade i kada ne rade. Osim proračuna i odabira opreme, rad sadrži i funkcionalnu shemu spajanja I shemu regulacije, te crteže kojima se definira raspored i montaža odabrane opreme.

Ključne riječi: grijanje, hlađenje, klimatizacija, tiskara

SUMMARY

As a part of this thesis, a design solution for heating, cooling and air conditioning system of the printing plant building located in the city of Zagreb was made. The air conditioning system of the production line of the printing plant was designed as an air-water system with an air conditioning unit for air preparation, and fan coil units as cooling bodies at peak loads. The printing warehouse was designed as an air system with its own air conditioning unit for air preparation. For both air conditioning units, hot water with a temperature regime of 70/60°C is used as a heating medium, and water with a temperature regime of 7/12°C is used as a cooling medium. A two-pipe water system with fan coil units was designed for the rest of the printing plant building. Cooling water is prepared centrally with two chillers.

Calculation of the heat load for the winter period was made according to the standard HRN EN 12831, and for the summer period according to the standard VDI 2078. Ventilation requirements of the production line and warehouse were calculated with the permissible concentration of volatile organic compounds, but due to the fact that excessive values of the required air flow rate were obtained, it was decided to design a ventilation system so that contaminants are removed locally by displacement ventilation with lower air flow rates. When sizing the components of the air conditioning units, two operating modes were taken into account: when the printing machines are working and when they are not working. In addition to the calculation and selection of equipment, this thesis also contains a scheme of the functional connections and control scheme, as well as drawings that define the layout and installation of the selected equipment.

Key words: heating, cooling, air conditioning, printing plant

1. TEHNOLOGIJA TISKANJA

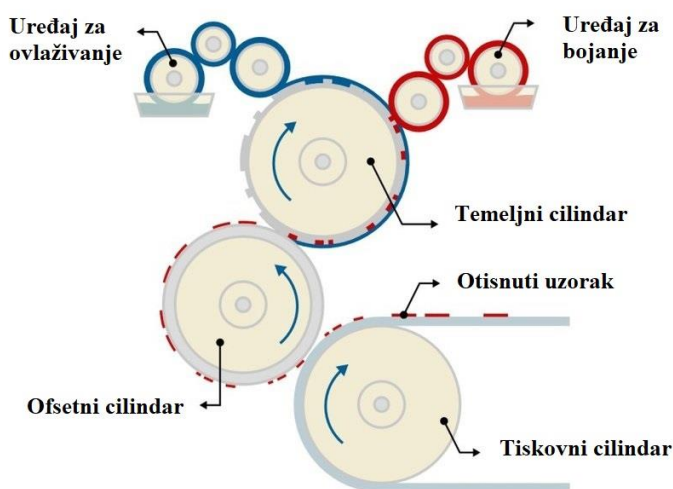
Tiskarski prostori su prostori čija se primarna djelatnost zasniva na tiskanju, odnosno mehaničkom umnožavanju identičnih primjeraka teksta ili slika. Osnovni materijali korišteni u tiskanju su papir i tinta, a tiskanje se u industriji vrši pomoću tiskarskih strojeva. Pošto je papir higroskopian i veoma osjetljiv na promjene vlažnosti zraka, potrebno je, osim temperature, regulirati i relativnu vlažnost zraka tokom procesa tiskanja. Ovisno o vrsti postupka tiskanja, zahtjevi za temperaturom i relativnom vlažnošću, kao i njihovom regulacijom, mogu se razlikovati. Tako postoje tri osnovna postupka tiskanja, a to su: reljefni tisak (*eng. relief printing*), litografija (*eng. lithography*) i gravura (*eng. gravure*). Reljefni tisak je tisak kod kojeg se tinta nanosi na povišenu površinu tiskovne forme, a najpoznatija vrsta reljefnog tiska je visoki tisak (*eng. letterpress*). Litografija je postupak tiskanja kod kojeg se tinta nanosi na površinu tiskovne forme, koja nije niti povišena niti udubljena. Gravura je postupak tiskanja kod kojeg se koriste tiskovne forme s udubljenjima, a najpoznatija vrsta gravure je duboki tisak (*eng. intaglio printing*).

Tiskanje je samo jedan od koraka u organizaciji rada tiskare. Tijek proizvodnje tiskanog materijala započinje od izdavača, potom se razrađuje izrada tiskovnih forma paralelno s nabavom, skladištenjem i rukovanjem papirom. Nakon što su papir i tiskovne forme spremni, započinje se s procesom tiskanja, a potom po potrebi uvezivanjem. Otpad koji nastaje tijekom procesa tiskanja zbrinjava se na propisan način ovisno o vrsti otpada, dok se gotovi proizvodi otpremaju prema potrošačima. Kvaliteta tiskarskog procesa direktno utječe na količinu otpadnog papira i utrošak boje, a time i na profitabilnost, stoga je važno projektirati i izvesti sustav tako da se uzmu u obzir svi parametri koji utječu na nju.

Papir se u tiskaru doprema u vodonepropusnim omotima, a naručuje se takav da mu je sadržaj vlage približno u ravnoteži s relativnom vlažnošću zraka unutar tiskare. Prije no što se skine omot s dopremljenog papira, papir je potrebno ostaviti unutar postrojenja kako bi postigao temperaturu zraka prostorije. Ako se zraku prostorije izloži papir znatno niže temperature, on počinje naglo upijati vlagu iz zraka, što može dovesti do deformacije papira. Za regulaciju vlage papira najčešće se koriste digitalni higrometri koji vlažnost papira određuju pomoću mjerenja električne vodljivosti papira. Ako je pak vlažnost zraka i papira preniska, dolazi do lijepljenja papira na cilindre tiskarskih strojeva zbog statičkog elektriciteta, što može uzrokovati veliko

naprezanje na rolama papira, pogotovo kod strojeva koji tiskaju visokim brzinama. Statički elektricitet je također problem ako se koriste zapaljivi razrjeđivači tinte [1].

Regulacija temperature i relativne vlažnosti papira bitna je kod svih postupaka tiskanja, a pogotovo kod višebojne litografije. Ofsetni tisak je vrsta litografije, a pošto je pretpostavljeno da se projektna tiskara bavi primarno ofsetnim tiskom, u nastavku su ukratko opisani postupak ofsetnog tiska, te ventilacijski i klimatizacijski zahtjevi za ofsetni tisak.

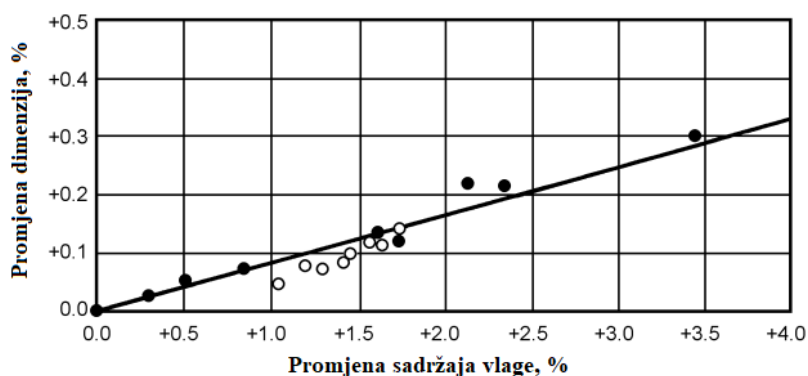


Slika 1 Shema tiskarske jedinice za ofsetni tisak [2]

Prije procesa tiskanja, uzorak koji se namjerava otisnuti prvo se iz digitalnog oblika laserom urezuju u više aluminijskih tiskovnih forma. Potom se svaka od tiskovnih forma montira na jedan od temeljnih cilindara u svakoj tiskarskoj jedinici. Tiskarska jedinica zajedno sa svojim komponentama prikazana je na Slika 1. Tiskarski stroj za ofsetni tisak sastoji se od više tiskarskih jedinica, gdje svaka jedinica tiska isključivo jednu boju. Uobičajeno su to četiri jedinice za četiri osnovne boje: cijan, magenta, žuta i crna, odnosno cmyk model boja. Bunt papira složen na paleti se ručnim viličarom doprema do ulaza tiskarskog stroja. Potom stroj podiže hrpu papira do jedinice za odvajanje papira, koja mlazovima zraka ili pomoću vakuuma odvaja papire kako bi se osiguralo da samo jedan list papira ulazi u tiskarski stroj u svakom trenutku. Kako se tiskovna forma montirana na temeljni cilindar rotira, tako se ona prvo ovlažuje pomoću uređaja za ovlaživanje. Medij za ovlaživanje je smjesa vode i kemikalija, a služi za ovlaživanje onog dijela tiskovne forme na kojem se ne nalazi uzorak koji želimo otisnuti, kako se na njega ne bi uhvatila boja. Potom se uređajem za bojanje nanosi boja na

tiskovnu formu, ali se ona zadržava samo na neovlaženom dijelu gdje se nalazi uzorak. U sljedećem koraku gumeni plašt na ofsetnom cilindru istiskuje vodu sa ovlažene površine tiskovne forme i preuzima boju u obliku uzorka. Konačno, papir se preko bubnja za prijenos dovodi na tiskovni cilindar, te prolazi između tiskovnog i ofset cilindra. Pri prolasku papira uzorak se s gumenog plašta otiskuje na papir. Potom se pomoću bubnjeva za prijenos papir odvodi u sljedeću tiskarsku jedinicu i proces tiskanja drugom bojom se ponavlja. Nakon što papiri prođu kroz sve tiskarske jedinice, oni se suše strujama vrućeg i hladnog zraka, te se slažu na hrpu. U slučaju da se papir otiskuje velikom brzinom i boja se ne stigne potpuno osušiti, kako bi se spriječilo razmazivanje boje među papirima, koristi se prah ili škrob za pravljenje razmaka među pojedinim listovima papira[3].

Tiskarski pogon za ofsetni tisak ima nešto strože uvjete za relativnu vlažnost u odnosu na drukčije postupke tiskanja. Tokom višebojnog tiskanja papir mora ostati ravan i konstantnih dimenzija, a to je problem kod ofsetnog tiska zato što papir može imati šest ili više prolaza tokom procesa tiskanja koji može trajati i tjedan dana, a nekada i dulje. Ako papir u početku procesa tiskanja nema dovoljan sadržaj vlage, ili ako postoje značajne promjene vlage u zraku prostorije tokom tiskanja, papir neće zadržati prvotne dimenzije, te će doći do pogreške u tiskanju. Uobičajen je zahtjev za preciznošću tiskanja od 100 μm . Na Slika 2 prikazana je ovisnost promjene dimenzija papira o promjeni sadržaja vlage. Održavanje konstantnog sadržaja vlage papira je zahtjevno iz razloga što papir upija dio vlage s gumenog plašta na ofsetnom cilindru tokom tiskanja. Promjena sadržaja vlage papira za svako otiskivanje može biti između 0,1 i 0,3% [1].



Slika 2 Ovisnost promjene dimenzija papira o promjeni sadržaja vlage [1]

Prema Tehničkoj zakladi za grafičku umjetnost (eng. Graphic Arts Technical Foundation), preporučeni uvjeti zraka u litografskoj tiskari su temperatura suhog termometra između 24 i 27°C, i relativna vlažnost između 43 i 47%, uz odstupanje ± 1 K i $\pm 2\%$ relativne vlažnosti. Komfor, ekonomska isplativost i eventualno dodatni tehnološki zahtjevi utječu na konačan odabir navedenih parametara. Također, ako se tiska na većim dimenzijama papira, potrebna je preciznija regulacija relativne vlažnosti kako bi se postigla jednaka preciznost tiskanja kao i kod manjih dimenzija papira.

Temperatura i vlažnost zraka također utječu i na vrijeme sušenja boje, te je jednoliko vrijeme sušenja nemoguće ostvariti bez njihove precizne regulacije. Boja bi se trebala dovoljno brzo sušiti kako bi se spriječilo mrljanje između listova papira prilikom njihovog slaganja na hrpu pri izlasku iz tiskarskog stroja. Visok sadržaj vlage papira također otežava upijanje tinte, pri čemu je više ostaje na površini papira, što usporava njeno sušenje. Uz to, količina tinte na površini papira ima utjecaj i na intenzitet boje, te njenu jednolikost. Za sušenje papira na sobnoj temperaturi relativna vlažnost bi svakako trebala biti ispod 60%. Relativna vlažnost viša od navedene može uzrokovati znatne deformacije papira a time i štetu na konačnom proizvodu.

Osim regulacije relativne vlažnosti i temperature zraka, bitno je zrak i filtrirati, dovesti adekvatnu količinu svježeg zraka, te ga distribuirati u pogonu tako da ne dođe do prevelikih brzina strujanja zraka oko tiskarskih strojeva. Korištenje škroba za sprječavanje mrljanja predstavlja još dodatno opterećenje na kvalitetu zraka. Velike brzine strujanja zraka oko tiskarskih strojeva može uzrokovati prebrzo sušenje tinte i papira, što može izazvati grudanje tinte i ostale probleme .

Prilikom projektiranja sustava, potrebno je definirati koji se sve procesi mogu odvijati unutar pogona kako bi se moglo odrediti toplinsko opterećenje. Tiskarski strojevi gotovo uvijek predstavljaju najveći izvor toplinske energije u obliku osjetne topline. Temperaturu papira koji se dobavlja, kao i vrijeme potrebno da se on temperira trebalo bi uzeti u obzir ako se njegova temperatura značajno razlikuje ili ako se dobavljaju značajne količine papira. Također, sadržaj vlage papira koji se koristi za tiskanje, utrošak vode u procesu tiskanja, te relativna vlažnost zraka u prostoru moraju se uzeti u obzir pri izračunu latentnog toplinskog opterećenja [1].

Proces tiskanja je djelomično zatvoren proces, što znači da iako se proces tiskanja odvija unutar tiskarskog stroja, postoje dijelovi stroja koji su izloženi zraku u prostoru. Kako se prilikom procesa tiskanja koriste razne boje, otapala, kemikalije i škrob, tako ti onečišćivači

završavaju u zraku prostorije. Čestice škroba su veličine od 30 do 40 μm , te su lako nošene zrakom, a s vremenom se talože na svim horizontalnim površinama.

Zbog mirisa boja i ostalih kemikalija, zrak unutar tiskare je iznimno opterećen, što može dovesti do glavobolje i poremećaja koncentracije radnika. Bitno je osigurati dovoljnu količinu vanjskog zraka te odgovarajuću temperaturu kako bi se osigurali optimalni radni uvjeti za radnike, a time i povećala njihova produktivnost u proizvodnji. Pravilno određivanje potrebne količine vanjskog zraka od iznimne je važnosti kod planiranja tiskare, bilo u energetske smislu ili zbog osiguranja komfora zaposlenika u tiskarstvu. Da bi se spriječila prevelika kontaminacija zraka u prostoru, uz tiskarske strojeve često se izvodi lokalni odsis zraka. Lokalni odsis, iako predstavlja veće investicijske troškove, značajno utječe na smanjenje pogonskih troškova, jer regulacijom izvora onečišćivača značajno utječe na njihovu koncentraciju u ostatku pogona, a time i na smanjenu potrebu za svježim zrakom. Regulacija izvora onečišćivača najbolja je strategija u održavanju zadovoljavajuće kvalitete zraka.

Osim prilikom rada tiskarskih strojeva, radnici su izloženi parama kemikalija tokom čišćenja strojeva. Zdravstvene probleme koji mogu nastati prilikom dugotrajne izloženosti kemikalijama poput glavobolje, mučnine, kašlja ili poteškoća s disanjem, moguće je izbjeći na više načina. Jedan od njih je lokalna ventilacija, a ostali su: korištenja kemikalija i sredstava koji su bezopasni, korištenje zaštitne opreme ili radne navike. Nakon čišćenja strojeva, krpe koje se koriste za čišćenje postaju natopljene sredstvima za čišćenje i onečišćivačima, te ih treba odložiti u zatvorene spremnike kako bi se izbjeglo hlapljenje kemikalija u prostor. Prilikom čišćenja, radnici bi trebali koristiti rukavice koje su kemijski otporne na sredstva za čišćenje, iz razloga što gotovo sva sredstva za čišćenje otapaju obične gumene rukavice.

2. MIJEŠAJUĆA I POTISNA VENTILACIJA

Za razliku od infiltracije, koja predstavlja namjerno i nenamjerno dovođenje vanjskog zraka u prostore kroz otvorene prozore i vrata, te zazore i ostale nenamjerne otvore, ventilacija predstavlja namjerno dovođenje određene količine vanjskog zraka u zgradu kroz projektirane otvore. Uobičajeni sustavi ventilacije izvedeni su tako da postoji dobava vanjskog zraka u one prostorije gdje postoje određeni zahtjevi za vanjskim zrakom, te odsis onečišćenog zraka iz istih. Ventilaciju zraka u prostorijama osigurava uređaj za ventilaciju, a osigurava ju putem mreže dobavnih i povratnih kanala preko koje je spojen sa prostorijama u kojima postoje zahtjevi za vanjskim zrakom.

Regulacija izvora onečišćivača najbolja je strategija za održavanje zadovoljavajuće kvalitete zraka u prostoru, no ona nije uvijek moguća ili praktična. Ventilacija, bilo mehanička ili prirodna, je drugi najbolji pristup postizanja odgovarajuće kvalitete zraka u prostoru. Kako bi se koncentracija onečišćivača dovela na zadovoljavajuću razinu, sustavi ventilacije moraju dovoditi adekvatnu količinu vanjskog zraka i odvoditi onečišćeni zrak. Osim količine vanjskog zraka koja se dovodi, bitna je i njegova distribucija u prostoru, što ovisi o razmještanju istrujnih i odsisnih otvora. Razmještaj otvora ovisi o više stvari, neke od kojih su položaji drugih otvora, namještaja, osoba i građevnih elemenata unutar prostora. Tako kod sustava gdje su istrujni i odsisni otvori postavljeni preblizu jedni drugima, može doći do direktnog strujanja dobavnog zraka iz istrujnih otvora prema odsisnim otvorima. To za posljedicu ima da se nedovoljna količina vanjskog zraka miješa sa zrakom u prostoru i da se nedovoljna količina onečišćenog zraka odvodi iz prostora, pri čemu dolazi do porasta koncentracije onečišćivača u prostoru. Ako je sustav projektiran tako da vanjski zrak uzima blizu lokacije vanjskog izvora onečišćenja, to također može imati negativan utjecaj na koncentraciju onečišćivača u prostoru. Na koncentraciju onečišćivača zraka, odnosno nepovoljan profil strujanja zraka kroz prostor, može utjecati i položaj namještaja, strojeva ili ostale opreme, stoga treba unaprijed u fazi projektiranja predvidjeti potencijalni problem i po mogućnosti ga izbjeći.

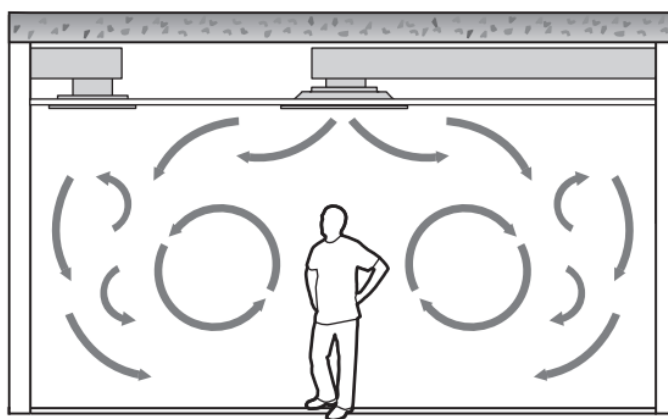
Projektiranje sustava ventilacije uvijek bi trebalo pratiti sljedeće korake:

- odabir prikladnog ventilacijskog principa,
- s obzirom na odabran princip ventilacije, odrediti potreban protok zraka kako bi se postigla zadovoljavajuća kvaliteta zraka,
- odabrati prikladne istrujne i odsisne otvore.

Odabirom ventilacijskog principa na temelju pretpostavljenih uvjeta u prostoriji, a potom odabirom prikladnih istrujnih i odsisnih otvora, direktno utječemo na razdiobu onečišćivača u prostoriji, temperaturni profil zraka, relativnu vlažnost zraka, te smjer i brzinu strujanja zraka [4]. Postoje dva osnovna ventilacijska principa, a to su miješajuća ventilacija i potisna ventilacija. U nastavku su ukratko opisana oba principa, te je na kraju dana njihova usporedba.

2.1. Miješajuća ventilacija

Kod miješajuće ventilacije, dobavni zrak se uobičajeno dobavlja na način da se postigne miješanje cijelog volumena zraka prostora. Dobavni zrak istrujava pri visokoj brzini, pri čemu inducira zrak u prostoriji kako bi se postiglo miješanje i što jednolična temperatura i vlaga zraka, te koncentracija onečišćivača unutar prostorije. Idealno miješanje je teoretska pretpostavka prema kojoj se sav zrak koji ustrujava u prostoriju, bilo infiltracijom ili ventilacijom, trenutačno i jednolično miješa sa zrakom u prostoriji, pri čemu se postižu jednaki uvjeti poput temperature, relativne vlažnosti i koncentracije zagađivača. Kod miješajuće ventilacije, za zrak koji istrujava iz prostorije pretpostavlja se da je jednakog stanja kao i zrak u prostoriji, dok se zrak na ulazu u prostoriju može razlikovati [5].



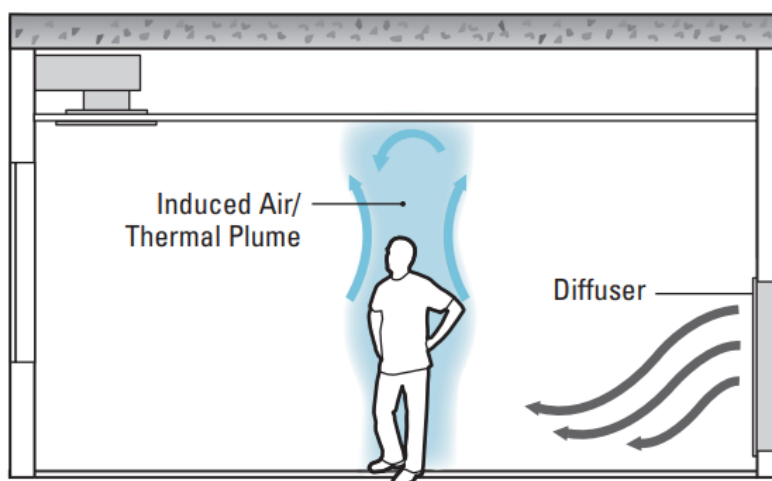
Slika 3 Miješajuća ventilacija [6]

Za zrak koji istrujava velikom brzinom iz istrujnog otvora koristi se naziv mlaz zraka. Oblik mlaza ovisi o mnogo parametara, poput protoka zraka, obliku i dimenzijama istrujnog otvora, orijentaciji istrujnog otvora, položaju istrujnog otvora u odnosu na druge istrujne ili odsisne otvore, preprekama u prostoriji, stanju dobavnog zraka i stanju zraka u prostoru i dr. Realna razdioba onečišćivača, temperature i vlage u prostoru ovisi o mlazu dobavnog zraka.

Glavna prednost miješajuće ventilacije je da se može postići jednolika distribucija temperature. Temperatura zraka uz pod je gotovo jednaka temperaturi zraka pri vrhu zone boravka. Također, sustavi miješajuće ventilacije ako su pravilno projektirani i izvedeni mogu predati više rashladnog učina prostoru uz manji osjećaj propuha. Nedostaci miješajuće ventilacije su da je potrebna veća količina vanjskog zraka nego kod potisne ventilacije kako bi se koncentracija zagađivača dovela na zadovoljavajuću razinu. Također, brzine strujanja zraka u zoni boravka su veće, što može izazvati nelagodu kod osoba [7].

2.2. Potisna ventilacija

Kod potisne ventilacije, dobavni zrak se ubacuje direktno u zonu boravka pri niskim brzinama, što dovodi do minimalne indukcije i miješanja. Istrujni otvori mogu biti smješteni bilo gdje unutar prostorije, no uobičajeno je da su smješteni u podu, na podu ili blizu poda. Princip potisne ventilacije bazira se na sili uzgona, odnosno potisku koji uzrokuju izvori topline unutar ventilirane prostorije kako bi se onečišćivači, nošeni toplim zrakom, uklonili iz prostorije. Korištenjem potisne ventilacije gotovo uvijek se postižu niže koncentracije zagađivača u zoni boravka u odnosu na miješajuću ventilaciju [4].



Slika 4 Potisna ventilacija [6]

Potisnom ventilacijom moguće je postići jako dobru kvalitetu zraka i toplinsku ugodnost u zoni boravka uz minimalnu buku. Potisna ventilacija se uspješno primjenjuje u zgradama poput škola, teataru, bolnica, restorana i industrijskim građevinama. Ako je sustav potisne ventilacije

kvalitetno projektiran i izveden, moguće je ostvariti veće uštede energije nego kod miješajuće ventilacije. Nedostatak potisne ventilacije je da pri visokim toplinskim opterećenjima potrebno je ubacivati nižu temperaturu zraka, čime može doći do velike temperaturne razlike između razine poda i vrha zone boravka, što značajno narušava toplinsku ugodnost. Također, rad sustava potisne ventilacije ovisi o visini stropa. Potisna ventilacija lošije funkcionira u nižim prostorijama [7].

3. PRORAČUN TOPLINSKOG OPTEREĆENJA ZGRADE ZA ZIMSKO I LJETNO RAZDOBLJE

3.1. Opis zgrade

Projektna zgrada nalazi se na području grada Zagreba u Kovinskoj ulici, te su za proračun uzeti meteorološki podaci najbliže meteorološke stanice, koja je u ovom slučaju Zagreb-Grič. Zgrada se sastoji od tri etaže, prizemlja, prvog kata i potkrovlja (PR + 1K + PO), ukupne korisne površine 1315 m². Sve prostorije u prizemlju imaju unutarnju visinu 3,66 m, na prvom katu 2,79 m i u potkrovlju 2,73 m. Prizemlje zgrade sastoji se od pogonskog dijela tiskare, garderobe, ureda, strojarnice dizala, hodnika, pomoćnih prostorija, hidrostanice i ulaznog hala. Glavni ulaz u zgradu nalazi se sa sjeverne strane, a vodi prema ulaznom halu. Prikaz sjevernog pročelja zgrade dan je na Slika 5. Prvi kat sastoji se od slagaone, garderoba, ureda, hodnika, čajne kuhinje, pomoćnih prostorija i strojarnice. U potkrovlju se nalaze uredi, prostorija za prijem stranaka, konferencijska sala, kuhinja, WC-i, predprostor i strojarnica. Iz radnih prostora potkrovlja moguć je izlaz na krovnu terasu i pristup evakuacijskom stubištu. Sve etaže spojene su glavnim stubištem i evakuacijskim stubištem.



Slika 5 Zgrada tiskare

Po svojoj namjeni zgrada je poslovna, a predviđena je za poslove grafičke pripreme, tiskanja i slaganja tiskanog materijala. Pogonski dio tiskare nalazi se u južnom dijelu zgrade, a predviđen je za tiskanje knjiga, prospekata, reklamnih plakata i dr. Pomoćne prostorije su predviđene uglavnom za skladištenje boja, otapala, sredstava za čišćenje ili tehničke vode.

Također, u prizemlju se nalazi i dizalo nazivne nosivosti 1500 kg za prijevoz osoba i tiskanog materijala iz pogona u slagaonu.

Tablica 1 Koeficijenti prolaza topline

Oznaka elementa	Naziv elementa	Koeficijent prolaza topline U [W/m ² K]
VZ1	Vanjski zid 1	0,249
VZ2	Vanjski zid 2	0,270
VZ3	Vanjski zid 3	0,499
VZ4	Vanjski zid 4	0,178
VZ5	Vanjski zid 5	0,321
VZ6	Vanjski zid 6	0,279
VZ7	Vanjski zid 7	0,327
VZ8	Vanjski zid 8	0,288
UZ1	Unutarnji zid 1	2,968
UZ2	Unutarnji zid 2	3,110
UZ3	Unutarnji zid 3	1,973
UZ4	Unutarnji zid 4	2,450
UZ5	Unutarnji zid 5	1,316
P1	Pod 1	0,352
P2	Pod 2	0,325
P3	Pod 3	0,395
P4	Pod 4	0,221
P4a	Pod 4a	0,210
P5	Pod 5	0,639
P5a	Pod 5a	0,656
P6	Pod 6	0,504
P6a	Pod 6a	0,491
K1	Krov 1	0,177
K2	Krov 2	0,261
K3	Krov 3	0,251

3.2. Proračun projektnog toplinskog opterećenja prema HRN EN 12831

Proračun projektnih toplinskih gubitaka zgrade, odnosno projektnog toplinskog opterećenja zgrade za zimsko razdoblje, proveden je prema normi HRN EN 12831 [8]. Projektni toplinski gubici zgrade jednaki su sumi toplinskih gubitaka za svaku prostoriju, a oni se sastoje od transmisijskih i ventilacijskih toplinskih gubitaka, te toplinskih gubitaka zbog prekida grijanja. Toplinski gubici prostorije ovise o više stvari, poput projektne temperature prostorije, projektne vanjske temperature, geometriji i materijalu ploha koje dijele prostoriju od vanjskog okoliša i susjednih prostorija, namjeni prostorije i dr.

Proračun projektnog toplinskog opterećenja prema normi HRN EN 12831 provodi se kroz sljedeće korake:

- određivanje vrijednosti vanjske projektne temperature i srednje godišnje vanjske temperature za lokaciju zgrade,
- određivanje stanja pojedinih prostorija (jesu li one grijane ili negrijane, imaju li susjednih prostorija različitih temperatura, te gledaju li prema okolišu) i unutarnjih projektnih temperatura grijanih prostorija,
- određivanje toplinskih značajki i svojstava svih građevnih elemenata svake prostorije,
- izračunavanje projektnih transmisijskih toplinskih gubitaka prostorija postupkom opisanim u normi,
- izračunavanje projektnih ventilacijskih toplinskih gubitaka prostorija postupkom opisanim u normi,
- izračunavanje ukupnih projektnih toplinskih gubitaka prostorija zbrajanjem transmisijskih i ventilacijskih toplinskih gubitaka,
- izračunavanje dodatnog toplinskog kapaciteta za zagrijavanje grijane prostorije u slučaju grijanja s prekidima,
- izračunavanje ukupnog projektnog toplinskog gubitka zgrade zbrajanjem ukupnih projektnih toplinskih gubitaka svih prostorija te dodatnog toplinskog kapaciteta za zagrijavanje prostorija.

Prva tri koraka odnose se na definiranje početnih uvjeta te ulaznih veličina za daljnji dio proračuna. Vanjska projektna temperatura, srednja godišnja vanjska temperatura, stanja pojedinih prostorija i njihove pripadajuće temperature, te toplinske značajke i svojstva svih građevnih elemenata svake prostorije ranije su definirani u opisu zgrade.

U nastavku su detaljnije razrađeni preostali koraci za proračun ukupnih projektnih toplinskih gubitaka zgrade prema normi HRN EN 12831.

Projektni toplinski gubici grijane prostorije računaju se prema sljedećoj formuli:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} [W] \quad (1)$$

gdje je:

Φ_i – projektno toplinsko opterećenje prostorije [W],

$\Phi_{T,i}$ – projektno transmisijsko toplinsko opterećenje prostorije [W],

$\Phi_{V,i}$ – projektno ventilacijsko toplinsko opterećenje prostorije [W],

$\Phi_{RH,i}$ – toplinsko opterećenje uslijed prekida grijanja prostorije [W].

Nakon što je izračunato projektno toplinsko opterećenje za sve grijane prostorije, moguće je izračunati projektno toplinsko opterećenje za cijelu zgradu prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{HL} = \sum_i \Phi_i = \sum_i \Phi_{T,i} + \sum_i \Phi_{V,i} + \sum_i \Phi_{RH,i} [W] \quad (2)$$

gdje je:

Φ_{HL} – projektno toplinsko opterećenje zgrade [W],

$\sum_i \Phi_i$ – suma projektnih toplinskih opterećenja svih prostorija [W],

$\sum_i \Phi_{T,i}$ – suma projektnih transmisijskih toplinskih opterećenja svih prostorija isključujući toplinu koja se izmjenjuje između dijelova zgrade ili prostorija [W],

$\sum_i \Phi_{V,i}$ – suma projektnih ventilacijskih toplinskih opterećenja svih prostorija isključujući toplinu koja se izmjenjuje između dijelova zgrade ili prostorija [W],

$\sum_i \Phi_{RH,i}$ – suma projektnih toplinskih opterećenja uslijed prekida grijanja svih prostorija [W].

Projektno toplinsko opterećenje za svaku prostoriju, kao i za cijelu zgradu, koristi se za dimenzioniranje sustava grijanja. Cilj sustava grijanja je pokriti sva toplinska opterećenja kako bi se osigurali odgovarajući uvjeti u grijanim prostorijama onda kada je to potrebno.

3.2.1. Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja prostorije

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja prostorije računa se za svaku prostoriju, a njegov iznos ovisi o tome koje sve oblike transmisijskih toplinskih opterećenja promatrana prostorija ima. Tako koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja može biti od grijane

prostorije prema vanjskom okolišu, od grijane prostorije kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu, od grijane prostorije prema tlu, te od grijane prostorije prema susjednoj prostoriji grijanoj na različitu temperaturu. Osim za navedene slučajeve, ukupni koeficijent transmisijskih toplinskih opterećenja može se sastojati i od njihove kombinacije, pa se u tom slučaju koeficijenti transmisijskih toplinskih opterećenja pojedinih članova zbrajaju, kako je prikazano u sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) [W] \quad (3)$$

gdje je:

$\Phi_{T,i}$ – projektno transmisijsko toplinsko opterećenje prostorije [W],

$H_{T,ie}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema vanjskom okolišu [W/K],

$H_{T,iue}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu [W/K],

$H_{T,ig}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema tlu [W/K],

$H_{T,ij}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema susjednoj prostoriji grijanoj na različitu temperaturu [W/K],

$\theta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijane prostorije [°C],

θ_e – vanjska projektna temperatura [°C].

Iz gornje jednadžbe se može zaključiti da su svi koeficijenti transmisijskih toplinskih opterećenja grijanih prostorija svedeni na razliku unutarnje i vanjske projektne temperature promatrane prostorije. Uz to, valja napomenuti da prilikom proračuna treba paziti na iznos unutarnje projektne temperature promatrane prostorije u slučaju da postoje grijane prostorije s različitim unutarnjim projektnim temperaturama.

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema vanjskom okolišu

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema vanjskom okolišu računa se prema sljedećoj formule:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k U_k e_k + \sum_l \Psi_l l_l e_l \quad [W/K] \quad (4)$$

gdje je:

A_k – površina plohe "k" (zid, prozor, vrata, strop, pod) kroz koju prolazi toplina [m^2],

U_k – koeficijent prolaza topline građevnog elementa "k" [$W/(m^2K)$],

e_k , e_l – korekcijski faktori izloženosti koji uzimaju u obzir klimatske utjecaje kao vlažnost, temperaturu, brzina vjetra i dr. Određuju se na nacionalnoj razini. Ako vrijednosti nisu određene na nacionalnoj razini uzeti vrijednost 1,

Ψ_l – linijski koeficijent prolaza topline linijskog toplinskog mosta "l" [$W/(mK)$],

l_l – dužina linijskog toplinskog mosta između vanjskog okoliša i prostorije [m].

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije kroz negrijane prostore prema vanjskom okolišu

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije kroz negrijane prostore prema vanjskom okolišu računa se prema sljedećem izrazu:

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k U_k b_u + \sum_l \Psi_l l_l b_u \quad [W/K] \quad (5)$$

gdje je:

b_u – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektnu temperaturu. Vrijednost faktora smanjenja temperaturne razlike određuje se na sljedeći način:

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (6)$$

θ_u – temperatura negrijanog prostora. Jedna od metoda određivanja temperature negrijanog prostora je prema DIN 4107 iz 1959. godine. Druga opcija je, ako je temperatura negrijanog prostora nepoznata, očitavanje faktora smanjenja temperaturne razlike iz tablica s preporučenim vrijednostima.

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema tlu

Koeficijent transmisijskog toplinskog opterećenja od grijane prostorije prema tlu računa se na sljedeći način:

$$H_{T,ig} = f_{g1} f_{g2} \left(\sum_k A_k U_{equiv,k} \right) G_w [W/K] \quad (7)$$

gdje je:

f_{g1} – korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature, a njegova predložena vrijednost je 1,45,

f_{g2} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske temperature i vanjske projektne temperature, a računa se prema sljedećem izrazu:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (8)$$

$\theta_{m,e}$ – godišnja srednja vanjska temperatura,

$U_{equiv,k}$ – ekvivalentni koeficijent prolaza topline iz tablica i dijagrama prema tipologiji poda, a ovisi o dubini poda ispod površine tla, o koeficijentu prolaza topline poda U_{pod} , karakterističnom parametru B' , ... [W/m²K],

G_w – korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode, čija se vrijednost uzima 1,15 za udaljenost od poda do vode ≤ 1 m, a 1 za udaljenost poda od vode > 1 m.

Karakteristični parametar B' određuje se prema jednadžbi:

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P} [m] \quad (9)$$

gdje je:

A_g – površina poda [m²],

P – ukupna dužina vanjski zidova koji odvajaju grijani prostor od vanjskog okoliša [m].

Parametar B' računa se za svaku grijanu prostoriju zasebno na jedan od sljedećih načina:

- za sve prostorije bez vanjskih zidova koji odvajaju grijani prostor od vanjskog okoliša, koristiti B' izračunat za građevinu u cjelini,
- za sve prostorije sa dobro izoliranim podom ($U_{pod} \leq 0,25$ W/m²K), koristiti B' izračunat za građevinu u cjelini,
- za sve ostale prostorije, izračunati B' za svaku prostoriju posebno.

Koeficijent transmisivskih toplinskih opterećenja prostorije prema susjednim prostorijama grijanim na različitu temperaturu

Koeficijent transmisivskih toplinskih opterećenja prostorije prema susjednim prostorijama grijanim na različitu temperaturu računa se na sljedeći način:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} A_k U_k \quad [W/K] \quad (10)$$

gdje je:

f_{ij} faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između temperature susjednog prostora i vanjske projektne temperature, a računa se na sljedeći način:

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{int,j}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (11)$$

$\theta_{int,j}$ – projektna temperatura susjedne prostorije grijane na nižu temperaturu.

3.2.2. Projektno ventilacijsko toplinsko opterećenje prostorije

Projektno ventilacijsko toplinsko opterećenje prostorije predstavlja toplinsko opterećenje uslijed strujanja vanjskog zraka kroz ovojnicu grijanog prostora a jednaki su umnošku koeficijenta ventilacijskih toplinskih opterećenja prostorije i temperaturne razlike između unutarnje i vanjske projektne temperature.

Projektno ventilacijsko toplinsko opterećenje grijane prostorije jednako je:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (12)$$

gdje je:

$\Phi_{V,i}$ – projektno ventilacijsko toplinsko opterećenje prostorije [W],

$H_{V,i}$ – koeficijent ventilacijskog toplinskog opterećenja prostorije [W/K],

$\theta_{int,i}$ – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [°C],

θ_e – vanjska projektna temperatura [°C].

Koeficijent ventilacijskog toplinskog opterećenja prostorije računa se prema sljedećem izrazu:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho_{zr} \cdot c_{p,zr} = 0,34 \cdot \dot{V}_i \quad (13)$$

gdje je:

\dot{V}_i – protok vanjskog zraka u grijani prostor [m³/h],

ρ_{zr} – gustoća zraka [kg/m^3],

$c_{p,zr}$ – specifični toplinski kapacitet zraka [J/kgK].

Radi jednostavnosti proračuna, može se uzeti u obzir da je umnožak gustoće zraka i specifičnog toplinskog kapaciteta zraka jednak približno $1,224 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$, odnosno $0,34 \text{ Wh}/(\text{m}^3\text{K})$.

Protok vanjskog zraka bez sustava ventilacije

Protok vanjskog zraka u grijanu prostoriju ovisi o tome je li sustav izveden s ventilacijskim sustavom ili nije. U slučaju da nije, protok vanjskog zraka bez ventilacijskog sustava odabire se kao maksimalna vrijednost između maksimalnog protoka vanjskog zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zazor, te minimalnog higijenskog protoka vanjskog zraka. Izračun protoka vanjskog zraka bez ventilacijskog sustava vrši se prema sljedećoj jednadžbi:

$$V_i = \max(V_{min,i}; V_{inf,i}) [m^3/h] \quad (14)$$

gdje je:

\dot{V}_i – protok vanjskog zraka u prostoriju bez sustava ventilacije [m^3/h],

$\dot{V}_{min,i}$ – minimalni higijenski protok vanjskog zraka [m^3/h], a računa se na sljedeći način:

$$\dot{V}_{min,i} = n_{min} \cdot V_{pr,i} [m^3/h] \quad (15)$$

$V_{pr,i}$ – volumen prostorije izračunat prema unutarnjim dimenzijama (volumen zraka) [m^3],

n_{min} – minimalni broj izmjena zraka [h^{-1}]. Njegova vrijednost iščitava se iz tablice,

$\dot{V}_{inf,i}$ – maksimalni protok vanjskog zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zazor [m^3/h], uzima se u obzir samo kod prostorija koje imaju jedan ili više otvora prema vanjskom okolišu, a on iznosi:

$$\dot{V}_{inf,i} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i [m^3/h] \quad (16)$$

n_{50} – broj izmjena zraka u prostoriji [h^{-1}] pri razlici tlaka 50 Pa između prostorije i vanjskog okoliša. Njegova vrijednost iščitava se iz tablice, a ovisi o tipu građevine, te stupnju zabrtvljenosti,

e_i – koeficijent zaštićenosti, uzima u obzir utjecaj vjetra odnosno zaštićenost zgrade i broj otvora prema okolišu, a njegova vrijednost iščitava se iz tablice,

ε_i – korekcijski faktor za visinu, uzima u obzir različit odnos tlakova sa povećanjem visine iznad okolnog tla, a njegova vrijednost iščitava se iz tablice.

Protok vanjskog zraka s ventilacijskim sustavom

U slučaju da postoji ventilacijski sustav, protok vanjskog zraka u prostoriji računa se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{inf,i} + \dot{V}_{su,i} \cdot f_{V,i} + \dot{V}_{mech,inf,i} \quad [m^3/h] \quad (17)$$

gdje je:

\dot{V}_i – protok vanjskog zraka u prostoriju sa sustavom ventilacije [m^3/h],

$\dot{V}_{inf,i}$ – protok vanjskog zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zazor [m^3/h],

$\dot{V}_{su,i}$ – količina vanjskog zraka dovođena mehaničkim sustavom ventilacije u prostoriju [m^3/h],

$f_{V,i}$ – faktor smanjenja temperaturne razlike, a računa se na sljedeći način:

$$f_{V,i} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{su,i}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (18)$$

$\theta_{su,i}$ – temperatura dobavnog zraka (može biti viša od temperature u prostoriji) [$^{\circ}C$],

$\dot{V}_{mech,inf,i}$ – višak odvedenog zraka iz prostorije [m^3/h].

Višak odvedenog zraka određuje se na sljedeći način:

- za cijelu zgradu:

$$\dot{V}_{mech,inf,i} = \max(\dot{V}_{ex} - \dot{V}_{su}; 0) \quad [m^3/h] \quad (19)$$

- za prostoriju:

$$\dot{V}_{mech,inf,i} = V_{mech,inf} \cdot \frac{V_i}{\sum V_i} \quad [m^3/h] \quad (20)$$

gdje je:

\dot{V}_{su} – ukupna količina zraka dovođena mehaničkim sustavom ventilacije [m^3/h],

\dot{V}_{ex} – ukupna količina zraka odvedena mehaničkim sustavom ventilacije [m^3/h].

3.2.3. Toplinsko opterećenje zbog prekida grijanja

Kod prostora s prekidima grijanja potrebno je proračunom obuhvatiti dodatnu toplinu za zagrijavanje prostorije. Kada postoji prekid grijanja, osim temperature zraka u prostoriji, pada

i temperatura građevnih elemenata zgrade, te je u proračunu potrebno uzeti u obzir dodatnu toplinu kako bi se pri ponovnom radu sustava zgrada mogla zagrijati u razumnom vremenu. Toplina za ponovno zagrijavanje ovisi o toplinskom kapacitetu građevnih elemenata, vremenu zagrijavanja, temperaturnom padu tijekom prekida, te svojstvima sustava regulacije, a računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} [W] \quad (21)$$

gdje je:

A_i – površina poda grijanog prostora sa pola debljine zidova [m^2],

f_{RH} – korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu unutarnje temperature za vrijeme prekida rada sustava grijanja [W/m^2]. Njegova vrijednost iščitava se iz tablica, a osim navedenoga, ovisi i o tipu i masi zgrade.

3.2.4. Rezultati proračuna toplinskog opterećenja prema normi HRN EN 12831

Za proračun toplinskog opterećenja svake prostorije te cijele zgrade, korišten je računalni program Microsoft Excel. Prema ranije opisanom postupku proračuna toplinskog opterećenja po normi HRN EN 12831, složena je proračunska tablica. Uz poznate meteorološke podatke, mjere za svaku od prostorija, te koeficijente prolaza topline, definirane su i projektne temperature za svaku prostoriju. Potom su za svaku prostoriju redom izračunata transmisivna toplinska opterećenja, ventilacijska toplinska opterećenja i toplinska opterećenja zbog prekida grijanja. Konačno, sumiranjem toplinskih opterećenja dobiveno je ukupno toplinsko opterećenje za svaku prostoriju te zgradu kao cjelinu. Rezultati proračuna dani su u Tablica 2.

Tablica 2 Rezultati proračuna toplinskog opterećenja prema HRN EN 12831

Prizemlje								
Oznaka	Prostorija	A [m^2]	θ_{gr} [$^{\circ}C$]	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_{RH,i}$ [W]	$\Phi_{HL,i}$ [W]	$q_{HL,i}$ [W/m^2]
P001	Pogon tiskare	303,23	20	4888	1349	6671	12908	43
P002	Garderoba M 1	18,86	20	639	350	415	1404	74
P003	Hidrostanica	8,24	10	-422	0	181	0	0
P004	Pomoćna prostorija 1	5,28	20	447	16	116	579	110
P005	Hodnik 1	8,12	18	-178	0	178	0	0
P006	Pomoćna prostorija 2	7,5	10	-471	0	165	0	0
P007	Strojarnica dizala	2,85	15	199	0	63	0	0

Nastavak Tablice 2								
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_{gr} [°C]	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_{RH,i}$ [W]	$\Phi_{HL,i}$ [W]	$q_{HL,i}$ [W/m ²]
P008	Teretno dizalo	6,34	18	-178	110	139	0	0
P009	Ulazni hall i stubište	126,49	20	8560	544	2783	11887	94
P010	Ured 1	24,57	20	680	456	541	1676	68
P011	Ured 2	15,1	20	387	280	332	1000	66
P012	Hodnik 2	6,77	18	-172	0	149	0	0
P013	Ulazni prostor pogona	66,62	20	1015	198	1466	2679	40
P014	Pomoćna prostorija 3	3,79	10	-196	7	83	0	0
Prvi kat								
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_{gr} [°C]	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_{RH,i}$ [W]	$\Phi_{HL,i}$ [W]	$q_{HL,i}$ [W/m ²]
P101	Slagaona	315,56	20	6161	1070	6942	14191	45
P102	Garderoba Ž	22,83	20	554	323	502	1379	60
P103	Čajna kuhinja	24,28	20	777	1030	534	2340	96
P104	Garderoba M 2	10,21	20	44	144	225	413	40
P105	Ured 3	27,47	20	770	93	604	1467	53
P106	Ured 4	19,01	20	461	43	418	922	48
P107	Pomoćna prostorija 4	3,85	10	-73	6	85	0	0
P108	Strojarnica 1	47,22	10	-116	71	1039	994	21
Potkrovlje								
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_{gr} [°C]	$\Phi_{T,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]	$\Phi_{RH,i}$ [W]	$\Phi_{HL,i}$ [W]	$q_{HL,i}$ [W/m ²]
P201	Strojarnica 2	47,25	10	498	124	1040	1661	35
P202	Pomoćni uredski prostor	10,77	20	190	0	237	427	40
P203	Ured 5	21,62	20	408	296	476	1179	55
P204	Prijem stranaka	38,54	20	1188	527	848	2563	67
P205	Konferencijska sala	44,9	20	989	2457	988	4434	99
P206	Ured 6	16,17	20	450	221	356	1027	64
P207	Kuhinja	6,89	20	120	283	152	555	81
P208	WC Ž	2,88	18	-37	37	0	0	0
P209	WC M 2	5,17	18	-66	66	0	0	0
P210	Evakuacijsko stubište	28,96	10	-421	51	370	0	0
Ukupni projektni toplinski gubici zgrade Φ_{HL} [W] i q_{HL} [W/m ²]							65685	50,6

3.3. Proračun toplinskog opterećenja kod hlađenja prema VDI 2078

Proračun toplinskog opterećenja projektne zgrade za ljetni period proveden je prema normi VDI 2078 [9]. Toplinsko opterećenje kod hlađenja za jednu prostoriju računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{KR}(t) = \Phi_I(t) + \Phi_A(t) [W] \quad (22)$$

gdje je:

$\Phi_{KR}(t)$ – toplinsko opterećenje prostorije za trenutak t [W],

$\Phi_I(t)$ – toplinsko opterećenje prostorije od unutarnjih izvora topline za trenutak t [W],

$\Phi_A(t)$ – toplinsko opterećenje prostorije od vanjskih izvora topline za trenutak t [W].

Kada su poznata toplinska opterećenja svih prostorija zgrade u ljetnom periodu, moguće je izračunati toplinsko opterećenje zgrade za svaki trenutak prema sljedećem izrazu:

$$\Phi_{KG}(t) = \sum_i \Phi_{KR,i}(t) [W] \quad (23)$$

gdje je:

$\Phi_{KG}(t)$ – toplinsko opterećenje zgrade za trenutak t [W],

$\sum_i \Phi_{KR,i}(t)$ – suma toplinskih opterećenja svih prostorija za trenutak t [W].

Za poznata toplinska opterećenja zgrade za svaki vremenski trenutak, maksimalni iznos toplinskog opterećenja u nekom vremenskom trenutku je ujedno i maksimalno toplinsko opterećenje zgrade.

3.3.1. Unutarnji izvori topline

Toplinsko opterećenje prostorije od unutarnjih izvora topline u ljetnom periodu računa se na sljedeći način:

$$\Phi_I = \Phi_P + \Phi_B + \Phi_M + \Phi_G + \Phi_R + \Phi_C [W] \quad (24)$$

gdje je:

Φ_P – toplinski tok od ljudi [W],

Φ_B – toplinski tok od rasvjete [W],

Φ_M – toplinski tok od strojeva, uređaja i ostale opreme [W],

Φ_G – toplinski tok od predmeta pri prolasku kroz prostoriju [W],

Φ_R – toplinski tok iz susjednih prostorija više temperature [W],

Φ_C – toplinski tok od ostalih izvora [W].

Toplinski tok od ljudi

Toplinski tok kojeg odaju ljudi računa se na sljedeći način:

$$\Phi_P = n \cdot q_P \cdot S_i [W] \quad (25)$$

gdje je:

n – broj osoba,

q_P – toplinski tok od jedne osobe [W] koji ovisi o fizičkoj aktivnosti osobe te temperaturi u prostoru. Njegova vrijednost iščitava se iz tablice,

S_i – faktor toplinskog opterećenja za unutarnje dobitke. Osjetna toplina koju osobe predaju u prostoriju može se pretpostaviti da je 50% predana konvekcijom i 50% zračenjem, te se prema tome iz tablice odabire faktor toplinskog opterećenja.

Toplinski tok od rasvjete

Za poznatu instaliranu snagu rasvjete vrijedi sljedeći izraz za izračun toplinskog toka od rasvjete:

$$\Phi_B = P \cdot l \cdot \mu_B \cdot S_i [W] \quad (26)$$

gdje je:

P – ukupna instalirana snaga rasvjete [W],

l – faktor istovremenosti rada rasvjete za promatrani trenutak,

μ_B – faktor opterećenja prostorije zbog osvjetljenja, a predstavlja udio topline od rasvjete koji ulazi u prostoriju. Njegova vrijednost ovisi o vrsti rasvjete, te izvedbi odsisa zraka iz prostorije preko rasvjete ako odsis postoji.

S_i – faktor toplinskog opterećenja za unutarnje dobitke, a ovisi o iznosu konvektivne topline koju prostoru predaje rasvjeta.

Ako točan iznos instalirane snage rasvjete nije poznat, moguće je za proračun koristiti sljedeću aproksimaciju:

$$P = E_N \cdot p \cdot A [W] \quad (27)$$

gdje je:

E_N – nominalni intenzitet svjetlosti [klux],

p – specifična instalirana snaga rasvjete [W/m^2 klux],

A – površina prostorije [m^2].

Za prostorije čija je namjena poznata, iz tablica se može očitati preporučena vrijednost nominalnog intenziteta svjetlosti. Na temelju odabranog nominalnog intenziteta svjetlosti, površine prostorije i vrste žarulje, moguće je iz tablica očitati preporučenu vrijednost specifične instalirane snage rasvjete.

Ako pak imamo poznate podatke poput svjetlosne efikasnosti rasvjete, radne učinkovitosti rasvjete i faktora iskorištenja prostorije, moguće je izračunati specifičnu instaliranu snagu rasvjete prema sljedećoj jednadžbi:

$$p = \frac{1,25 \cdot 1000 \cdot \text{lux/klux}}{\eta \cdot \eta_{LB} \cdot \eta_R} [W/m^2] \quad (28)$$

gdje je:

1,25 – faktor koji uzima u obzir starenje i prljanje rasvjetnog tijela,

η – svjetlosna efikasnost rasvjete [lm/W], ($1 \text{ lux} = 1 \text{ lm/m}^2$), a ovisi o vrsti rasvjete,

η_{LB} – radna učinkovitost rasvjete,

η_R – faktor iskorištenja prostorije.

Umnožak radne učinkovitosti rasvjete i faktora iskorištenja prostorije još se naziva i efikasnošću osvjetljenja.

$$\eta_B = \eta_{LB} \cdot \eta_R \quad (29)$$

Toplinski tok od strojeva, uređaja i ostale opreme

Za toplinski tok koji odaju strojevi, uređaji i ostala oprema, u slučaju da nije poznato, pretpostavlja se da se sva energija otpušta konvekcijom u prostor kao toplinska energija. Ako se dio oslobođene toplinske energije direktno odvodi iz prostorije pomoću lokalnog odsisnog sustava, tada se taj dio može zanemariti u proračunu toplinskog opterećenja. Toplinski tok koji odaju strojevi, uređaji i ostala oprema računa se na sljedeći način:

$$\Phi_M = \sum_i \left(\frac{P_i}{\eta} \cdot \mu_{ai} \right) \cdot l \cdot S_i [W] \quad (30)$$

gdje je:

P_i – nazivna snaga stroja, uređaja ili ostale opreme,

η – osrednjena učinkovitost stroja, uređaja ili ostale opreme,

μ_{ai} – faktor opterećenja stroja, uređaja ili ostale opreme u promatranom trenutku. Pošto su strojevi, uređaji ili ostala oprema često predimenzionirani, faktor opterećenja je gotovo uvijek manji od 1, čak i kada stroj radi pri punom opterećenju.

l – faktor istovremenosti,

S_i – faktor toplinskog opterećenja za unutarnje dobitke, funkcija je konvektivne komponente toplinskog toka. Ako je konvektivna komponenta jednaka 100%, tada je vrijednost faktora toplinskog opterećenja jednaka 1.

Toplinski tok od materijala koji prolaze kroz prostoriju

U slučaju da se temperatura materijala, koji je unesen ili iznesen iz prostorije, zbog kontakta s prostorijom promjeni, potrebno je u proračunu uračunati toplinski tok između materijala i prostorije pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\Phi_M = \dot{m} \cdot c \cdot (\theta_E - \theta_A) \cdot S_i [W] \quad (31)$$

gdje je:

\dot{m} - masa materijala koji se unosi ili iznosi iz prostorije u jedinici vremena [kg/s],

c – osrednjen specifični toplinski kapacitet materijala [J/kgK],

θ_E – temperatura materijala na ulazu u prostoriju,

θ_A – temperatura materijala na izlazu iz prostorije,

S_i – faktor toplinskog opterećenja za unutarnje dobitke. Kao i kod strojeva, uređaja i ostale opreme, ako je konvektivna komponenta toplinskog toka jednaka 100%, tada je vrijednost faktora toplinskog opterećenja jednaka 1.

Toplinski tok od susjednih prostorija

Toplinski tok iz susjednih prostorija računa se na sljedeći način:

$$\Phi_R = U \cdot A \cdot \Delta\theta [W] \quad (32)$$

gdje je:

U – koeficijent prolaza topline [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$],

A – površina između prostorija [m^2],

$\Delta\theta$ – temperaturna razlika između prostorija [$^{\circ}\text{C}$].

Toplinski tok od ostalih izvora

Toplinske tokove od ostalih izvora treba uzeti u obzir samo ako su značajnog iznosa. Također, ako je potrebno, trebaju biti podijeljeni na osjetnu i latentnu toplinu. Ako je komponenta zračenja poznata, toplinsko opterećenje moguće je izračunati korištenjem funkcija akumulacije.

3.3.2. Vanjski izvori topline

Toplinsko opterećenje prostorije od vanjskih izvora topline u ljetnom periodu računa se na sljedeći način:

$$\Phi_A = \Phi_W + \Phi_T + \Phi_S + \Phi_{FL} [W] \quad (33)$$

gdje je:

Φ_A – toplinski tok od vanjskih izvora [W],

Φ_W – toplinski tok transmisijom kroz vanjski zid ili krov od okoliša [W],

Φ_T – toplinski tok transmisijom kroz staklo od okoliša [W],

Φ_S – toplinski tok zračenjem kroz staklo [W],

Φ_{FL} – toplinski tok uslijed ventilacije [W].

Toplinski tok transmisijom kroz vanjske zidove ili krov od okoliša

Pristup proračunu toplinskog toka transmisijom drugačiji je kod proračuna prema VDI 2078 nego kod HRN EN 12831. Toplinski tok provođenjem i konvekcijom kroz vanjski zid ili krov od okoliša računa se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\Phi_W = U \cdot A \cdot \Delta\theta_{eq} [W] \quad (34)$$

gdje je:

U – koeficijent prolaza topline [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$],

A – površina zida ili krova [m^2],

$\Delta\theta_{eq}$ – ekvivalentna temperaturna razlika [$^{\circ}\text{C}$].

Ekvivalentna temperaturna razlika ovisi o klasi konstrukcije zida ili krova, faktorima emisivnosti i apsorpcije površine, orijentaciji površine i periodu dana. Obično je dana tablično u ovisnosti o klasi konstrukcije zida ili krova, orijentaciji površine i periodu dana. Prilikom određivanja ekvivalentne temperaturne razlike potrebno je uzeti u obzir i pojavu kašnjenja.

Formule za izračun ekvivalentne temperature su sljedeće:

$$\Delta\theta_{eq}(z) = \Delta\theta_{eq,Table}(z + \Delta z) [W] \quad (35)$$

gdje je:

z – period dana [h],

Δz – prilagodba vremena [h],

$\Delta\theta_{eq,Table}$ – tablična ekvivalentna temperaturna razlika [$^{\circ}\text{C}$],

$$\Delta\theta_{eq,l}(z) = \Delta\theta_{eq}(z) + (\theta_{La,m} - 24,5^{\circ}\text{C}) + (22^{\circ}\text{C} - \theta_{LR}) [W] \quad (36)$$

gdje je:

$\Delta\theta_{eq,l}$ – korigirana ekvivalentna temperaturna razlika [$^{\circ}\text{C}$],

$\theta_{La,m}$ – stvarna osrednjena vanjska temperatura [$^{\circ}\text{C}$],

θ_{LR} – stvarna temperatura prostorije [$^{\circ}\text{C}$],

Postupak određivanja ekvivalentne temperaturne razlike je sljedeći:

- u tablici s popisom konstrukcijskih rješenja traži se ono rješenje koje je isto ili najbližije našem promatranom.
- Potom se za njega očitava razred konstrukcije i prilagodba vremena. Prema VDI 2078 definirano je 6 konstrukcijskih razreda, a za svaki konstrukcijski razred i orijentaciju površine tablično su dane ekvivalentne temperaturne razlike. O prilagodbi vremena ovisi koju ćemo tabličnu ekvivalentnu temperaturnu razliku uzeti kao trenutnu proračunsku ekvivalentnu temperaturu.
- Nakon što je određena ekvivalentna temperaturna razlika za promatrani period dana, potrebno je izvršiti korekciju ako se temperatura zraka prostorije i vanjska temperatura zraka za promatrani period dana različite od navedenih temperatura za koje su dobivene tablične ekvivalentne temperaturne razlike.

- Ako promatrano konstrukcijsko rješenje ima površinu čiji apsorpcijski faktor i faktor emisivnosti imaju drukčije vrijednosti od osnovnih (blijeda nijansa za zidove, tamni krov), onda je potrebno izvršiti još dodatnu korekcije ekvivalentne temperaturne razlike ovisno o faktorima apsorpcije i emisivnosti.

Toplinski tok transmisijom kroz staklo od okoliša

Toplinski tok provođenjem i konvekcijom kroz staklo od okoliša računa se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\Phi_T = U_F \cdot A_M \cdot (\theta_{La} - \theta_{LR}) [W] \quad (37)$$

gdje je:

U_F – koeficijent prolaza topline prozora [W/m^2K],

A_M – totalna površina prozora (površina otvora u zidu) [m^2],

θ_{La} – trenutna vanjska temperatura zraka [$^{\circ}C$],

θ_{LR} – temperatura zraka prostorije [$^{\circ}C$].

Toplinski tok zračenjem kroz staklo

Toplinski tok zračenjem kroz staklo računa se pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\Phi_S = [A_l \cdot I_{max} + (A - A_l) \cdot I_{diff,max}] \cdot b \cdot S_a [W] \quad (38)$$

gdje je:

A_l – suncu izložena površina stakla,

$A \approx g_V \cdot A_M$ – totalna površina stakla,

g_V – udio ostakljene površine prozora,

I_{max} – maksimalna vrijednost totalnog zračenja za projektni mjesec,

$I_{diff,max}$ – maksimalna vrijednost difuznog zračenja za projektni mjesec,

b – koeficijent propuštanja zračenja prozora,

S_a – faktor toplinskog opterećenja za vanjske dobitke.

Toplinski tok uslijed infiltracije

Toplinski tok uslijed infiltracije računa se na isti način kao i kod toplinskih gubitaka prema normi HRN EN 12831, osim što u ovom slučaju imamo toplinske dobitke uslijed infiltracije pri vanjskoj temperaturi višoj od unutarnje projektne temperature. Također, infiltracija se uzima u obzir isključivo kod prostorija s otvorima prema vanjskom okolišu.

3.3.3. Rezultati proračuna toplinskog opterećenja u ljetnom periodu prema normi VDI 2078

Za proračun toplinskog opterećenja svake prostorije te cijele zgrade u ljetnom periodu korišten je računalni program Microsoft Excel. Prema ranije opisanom postupku proračuna toplinskog opterećenja po normi VDI 2078 složena je proračunska tablica. Uz poznate meteorološke podatke, poput vanjske temperature i zračenja Sunca na horizontalnu plohu za područje grada Zagreba, te podatke vezane uz zgradu poput mjera svakog elementa i koeficijenata prolaza topline, definirane su i projektne temperature za svaku prostoriju. Potom su izračunati unutarnji i vanjski toplinski dobici za svaku prostoriju za svaki vremenski trenutak, s korakom od 1 h. Konačno, sumirani su toplinski dobici za svaku prostoriju za svaki vremenski trenutak, te su sumirani toplinski dobici za cijelu zgradu za svaki vremenski trenutak. Pošto su latentni toplinski dobici zanemarivi, tablično su prikazani samo ukupni toplinski dobici. Rezultati proračuna dani su u Tablica 3 i Tablica 4. U Tablica 3 prikazana su maksimalna toplinska opterećenja za svaku prostoriju te sat u kojem se maksimalna opterećenja javljaju. U Tablica 4 prikazano je ukupno toplinsko opterećenje zgrade za svaki sat.

Tablica 3 Maksimalno toplinsko opterećenje za svaku prostoriju prema VDI 2078

Prizemlje						
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_u [°C]	$\Phi_{KR,i}$ [W]	q_{KR} [W/m ²]	t [h]
P001	Pogon tiskare	303,23	26	37610	124	14
P002	Garderoba M 1	18,86	26	642	34	16
P003	Hidrostanica	8,24	30	0	0	0
P004	Pomoćna prostorija 1	5,28	26	333	63	12
P005	Hodnik 1	8,12	28	0	0	0
P006	Pomoćna prostorija 2	7,5	28	0	0	0

Nastavak Tablice 3						
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_u [°C]	$\Phi_{KR,i}$ [W]	q_{KR} [W/m ²]	t [h]
P007	Strojarnica lifta	2,85	30	0	0	0
P008	Teretno dizalo	6,34	30	0	0	0
P009	Ulazni hall, stubište i predvorje	126,49	26	7327	58	12
P010	Ured 1	24,57	26	1103	45	13
P011	Ured 2	15,1	26	918	61	8
P012	Hodnik 2	6,77	28	0	0	0
P013	Ulazni prostor pogona	66,62	26	785	12	15
P014	Pomoćna prostorija 3	3,79	30	0	0	0
Prvi kat						
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_u [°C]	$\Phi_{KR,i}$ [W]	q_{KR} [W/m ²]	t [h]
P101	Slagaona	315,56	26	9069	29	14
P102	Garderoba Ž	22,83	26	864	38	15
P103	Čajna kuhinja	24,28	26	3210	132	13
P104	Garderoba M 2	10,21	26	0	0	0
P105	Ured 3	27,47	26	1105	40	13
P106	Ured 4	19,01	26	900	47	8
P107	Pomoćna prostorija 4	3,85	30	0	0	0
P108	Strojarnica 1	47,22	30	0	0	0
Potkrovlje						
Oznaka	Prostorija	A [m ²]	θ_u [°C]	$\Phi_{KR,i}$ [W]	q_{KR} [W/m ²]	t [h]
P201	Strojarnica 2	47,25	30	0	0	0
P202	Pomoćni uredski prostor	10,77	26	337	31	15
P203	Ured 5	21,62	26	1522	70	15
P204	Prijem stranaka	38,54	26	1620	42	15
P205	Konferencijska sala	44,90	26	3710	83	10
P206	Ured 6	16,17	26	1397	86	8
P207	Kuhinja	6,89	26	1538	223	13
P208	WC Ž	2,88	28	0	0	0
P209	WC M 2	5,17	28	0	0	0
P210	Evakuacijsko stubište	28,96	30	0	0	0

Tablica 4 Toplinsko opterećenje zgrade u ljetnom periodu prema VDI 2078

t [h]	Φ_{KG} [W]	q_{KG} [W/m ²]
0	-8446,54	-6,51
1	-9326,46	-7,19
2	-10462,60	-8,06
3	-10887,09	-8,39
4	-10122,53	-7,80
5	-6984,02	-5,38
6	341,04	0,26
7	7741,20	5,97
8	51064,04	39,36
9	55758,14	42,98
10	59646,89	45,98
11	60898,73	46,94
12	62533,80	48,20
13	66805,55	51,49
14	65790,27	50,71
15	63438,38	48,90
16	20979,17	16,17
17	13363,03	10,30
18	8617,13	6,64
19	3965,88	3,06
20	584,64	0,45
21	-1433,68	-1,11
22	-3030,28	-2,34
23	-4677,92	-3,61
t [h]	$\Phi_{KG,max}$ [W]	$q_{KG,max}$ [W/m ²]
13	66805,55	51,49

4. DIMENZIONIRANJE ZRAČNIH SUSTAVA

4.1. Proračun ventilacijskih zahtjeva prema emisiji VOC

VOC (*eng. Volatile Organic Compounds*) su hlapljive organske tvari koje uključuju čitav niz različitih kemijskih spojeva koji mogu biti štetni za ljudsko zdravlje. Protok vanjskog zraka za ventilaciju pogonskog dijela tiskare potrebno je proračunati prema emisiji VOC-a koja predstavlja kritični dio ugroze kvalitete zraka zbog relativno velike emisije koja je u našem slučaju procijenjena na 6 g/min. Prema Njemačkoj federalnoj agenciji za okoliš preporučene koncentracije VOC-a u prostorijama, s obzirom na dugoročni utjecaj na zdravlje, prikazane su u tablici x.

Tablica 5 Preporučene koncentracije VOC-a

Razina utjecaja na zdravlje	Higijenska razina	Preporuka	VOC [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]
5 Jako loše za zdravlje	Ne prihvatljivo stanje	Potrebna intenzivna ventilacija	10.000-25.000
4 Loše zdravlje	Glavni prigovori	Potrebna pojačana ventilacija ili prozračivanje	3000-10.000
3 Umjeren loše	Poneki prigovori	Pojačana ventilacija preporučena	1000-3000
2 Dobro	Bez relevantnih prigovora	Ventilacija ili prozračivanje preporučeno	300-1000
1 Izvršno	Bez prigovora	Ciljano stanje postignuto	<300

Odabrana je dozvoljena koncentracija od 1000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$. Ako se pretpostavi da je koncentracija VOC-a u vanjskom zraku približno jednaka nuli tada se proračun potrebnog volumenskog protoka zraka za ventilaciju provodi prema:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{VOC}}{VOC_{DOZ} - VOC_{VZ}} [m^3/h] \quad (39)$$

gdje su:

\dot{m}_{VOC} – emisija VOC-a u prostoriji, procijenjena na 6 g/min,

VOC_{DOZ} – dozvoljena koncentracija VOC-a u prostoriji, odabrana 1000 $\mu\text{g}/\text{m}^3$,

VOC_{VZ} – koncentracija VOC-a u vanjskom zraku, odabrano 0 $\mu\text{g}/\text{m}^3$.

Prema gornjoj jednadžbi dobiva se potrebni protok vanjskog zraka za ventilaciju od 360.000 m³/h. Ovaj protočni volumen zraka bi davao približno 300 izmjena zraka u prostoriji na sat, što je tehnički neizvedivo. Drugim riječima, potrebno je odvoditi emisiju štetnih tvari lokalizirano, odnosno u blizini mjesta gdje nastaju, što je u našem slučaju u blizini strojeva za tisak. S obzirom na ovo, napravljeno je projektno rješenje dovoda vanjskog zraka potisnom ventilacijom u blizini strojeva a odsis iznad strojeva čime će se emisija VOC-a odvoditi lokalizirano. Odabrani broj izmjena je 7 h⁻¹ za pogon tiskare, i 5 h⁻¹ za slagaonu tiskare.

4.2. Odabir distribucijskih elemenata

Za dovođenje zraka u prostoriju te odvođenje zraka iz prostorije, potrebno je odabrati dobavne i odsisne otvore, te ih pravilno smjestiti u prostoriji kako bi se osigurala kvalitetna distribucija zraka. Prilikom odabira otvora, potrebno je u obzir uzeti željeni princip ventilacije koji želimo postići, protok zraka, brzinu strujanja zraka kroz otvor, te proizvedenu buku.

Za dovođenje zraka u pogon i slagaonu odabrani su podni difuzori tipa QL-BE-RO proizvođača Trox pomoću računalnog programa Trox Easy Product Finder [10]. Dimenzije odabranog difuzora su 600x600 mm. Odabir difuzora proveden je na temelju projektnih podataka i preporukama proizvođača. U programu se kao parametri za odabir difuzora unose volumni protok zraka, visina prostorije, temperatura prostorije i temperatura dobavnog zraka. Odabrani su difuzori visine 40 cm s kružnim priključkom sa strane. Na temelju unesenih podataka, program izbacuje tehničke karakteristike za odabrani tip difuzora poput temperature zraka pri vrhu prostorije, geometrijsku brzinu zraka, blisku zonu, toplinski učin, razne kriterije komfora, pad tlaka i zvučnu snagu.

Tablica 6 Karakteristike odabranih difuzora

Veličina	Pogon	Slagaona	Veličina	Pogon	Slagaona
h_{pr}	3,7 m	2,79 m	v_{geo}	0,34 m/s	0,33 m/s
q_v	353 m ³ /h	366 m ³ /h	$L_{0,2}$	2,3 m	1,8 m
θ_{pr}	26°C	26°C	Φ_C	-709 W	-492 W
θ_{su}	20°C	21,84°C	$\Phi_{C,tot}$	-1116 W	-725 W
$\Delta\theta_{pod}$	-3,2 K	-1,6 K	Δp	18 Pa	18 Pa
θ_{ex}	29,4°C	28,0°C	L	32 dB(A)	32 dB(A)

Dobivene vrijednosti za temperaturu zraka pri vrhu prostorije korištene su u daljnjem proračunu za odabir komponenti klimatizacijskih jedinica, iz razloga što su odsisni otvori smješteni u stropu.

Position.01: Order code
QL-BE-RO / 600x600x40-1x200 / 0

Product selection Order details

Input

Strategy
Calculation of a single diffuser

Room data
Room height h_r 3,7 m 2,3...4

Volume flow
Volume flow q_v 307 m3/h 105...524

Temperature
Room temperature $t_{r,c}$ 26,0 °C 18...35
Supply air temperature $t_{sup,c}$ 20,0 °C 20...25

Application/Photo/Video

Functional diagram

Results

Temperature
Extract air temperature t_{ETA} 29,4 °C

Aerodynamic results – Cooling mode
Geometric air velocity v_{geo} 0,29 m/s
Near zone $L_{0.2}$ 2,0 m

Thermal results
Thermal output – cooling Φ_c -616 W
Total thermal output – cooling $\Phi_{t,c}$ -971 W

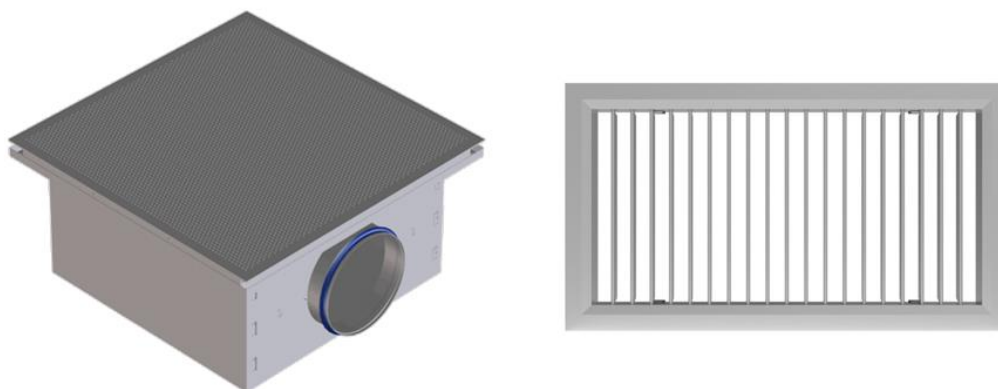
Comfort criteria

Sound power level/Pressure drop

	Δp_t	Lw A	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz
General	14	28	36	33	33	27

Slika 6 Korisničko sučelje programa Trox Easy Product Finder [10]

Za odsis zraka iz prostorija prema klimatizacijskim jedinicama odabrane su ventilacijske rešetke OAV–1–525x225 proizvođača Klimaoprema [11]. Ventilacijske rešetke pomoću vijaka se ugrađuju u strop, a predviđena je ugradnja s priključnom kutijom s horizontalnim priključkom PK3 istog proizvođača. Tehničke karakteristike jednake su kod rešetka u obje prostore. Pad tlaka Δp na rešetkama iznosi 9 Pa, dok je zvučna snaga L_w jednaka 26 dB(A).



Slika 7 Podni difuzor QL-BE-RO [10] i ventilacijska rešetka OAV [11]

Za vanjske kanale obje klima komore, kako bi se sustav zaštitio od kiše i nečistoća iz okoliša, odabrane su protukišne rešetke sa zaštitnom mrežicom tipa FZ proizvođača Klimaoprena, dimenzija 585x450 mm.

4.3. Dimenzioniranje kanala i proračun kritičnih dionica

Za oba zračna sustava odabrana je kombinacija kanala kružnih i pravokutnih poprečnih presjeka. Kanali kružnog poprečnog presjeka odabrani su na mjestima gdje ih je bilo moguće fizički smjestiti, dok su ostali kanali pravokutnog presjeka. Projektni zračni sustavi zamišljeni su kao niskotlačni, odnosno da brzina strujanja zraka unutar sustava ne bude veća od 10 m/s. Kanali su dimenzionirani metodom konstantne brzine, a pretpostavljena početna vrijednost brzine je 8 m/s koja se snižava prema distribucijskim elementima. Jedinica za pripremu zraka pogona smještena je u strojarnici na prvom katu, dok je jedinica za pripremu zraka slagaone smještena u strojarnici u potkrovlju. Kanali su unutar prostorija do istrujnih i odsisnih otvora razvedeni kroz podignuti pod i spušteni strop. Za proračun koeficijenta trenja korištena je Sylvesterova jednadžba:

$$\lambda = \left(-2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7} - \frac{5,02}{Re} \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,77} - \frac{5,02}{Re} \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,77} + \frac{13}{Re} \right) \right) \right) \right)^{-2} \quad (40)$$

gdje je:

ε – relativna hrapavost kanala:

$$\varepsilon = \frac{k}{d_u} \quad (41)$$

k – apsolutna hrapavost kanala, $k = 0,09 \text{ mm}$,

Re – Reynoldsov broj:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot w \cdot d_u}{\mu} \quad (42)$$

ρ – gustoća zraka, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$,

w – srednja brzina strujanja zraka kroz kanal [m/s],

μ – dinamička viskoznost zraka, $\mu = 1,71 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,

d_u – unutarnji promjer kanala [mm] (u slučaju pravokutnih kanala, koristi se vrijednost ekvivalentnog promjera):

$$d_{ekv} = 1,3 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}} \text{ [mm]} \quad (43)$$

a, b – dimenzije pravokutnog kanala, odnosno visina i širina [mm].

Proračun dimenzioniranja kanala proveden je u programu Microsoft Excel. Rezultati proračuna dimenzioniranja kanala dani su u Tablica 7.

Tablica 7 Dimenzioniranje kanala

	br	qv [m ³ /h]	axb, DN [mm]	d _{ekv} , d [mm]	w [m/s]	ε	Re	λ	R [Pa/m]
Pogon - dobava	101	7768,75	550x500	573	7,85	1,57E-04	2,98E+05	0,016	1,03
	102	3531,25	450x350	433	6,23	2,08E-04	1,79E+05	0,017	0,94
	103	2825,00	400x350	409	5,61	2,20E-04	1,52E+05	0,018	0,82
	104	2118,75	300x350	354	5,61	2,54E-04	1,31E+05	0,018	0,98
	105	1412,50	300	300	5,55	3,00E-04	1,10E+05	0,019	1,18
	106	706,25	250	250	4,00	3,60E-04	6,62E+04	0,021	0,81
	107	353,13	200	200	3,12	4,50E-04	4,14E+04	0,023	0,68
	108	4237,50	500x350	455	6,73	1,98E-04	2,03E+05	0,017	1,02
Pogon - odsis	201	7768,75	550x500	573	7,85	1,57E-04	2,98E+05	0,016	1,03
	202	7768,75	600x450	567	7,99	1,59E-04	3,00E+05	0,016	1,08
	203	3884,38	450x400	464	5,99	1,94E-04	1,84E+05	0,017	0,80
	204	3107,50	400x400	437	5,39	2,06E-04	1,56E+05	0,018	0,71
	205	2330,63	400	400	5,15	2,25E-04	1,36E+05	0,018	0,72

	Nastavak Tablice 7								
	br	qv [m ³ /h]	axb, DN [mm]	d _{ekv} , d [mm]	w [m/s]	ε	Re	λ	R [Pa/m]
	206	1553,75	350	350	4,49	2,57E-04	1,04E+05	0,019	0,66
	207	776,88	250	250	4,40	3,60E-04	7,28E+04	0,021	0,96
Slagaona – dobava	301	4397,88	400x400	437	7,64	2,06E-04	2,21E+05	0,017	1,35
	302	2198,94	350	350	6,35	2,57E-04	1,47E+05	0,018	1,26
	303	1465,96	300	300	5,76	3,00E-04	1,14E+05	0,019	1,27
	304	732,98	250	250	4,15	3,60E-04	6,87E+04	0,021	0,86
	305	366,49	200	200	3,24	4,50E-04	4,29E+04	0,023	0,73
Slagaona – odsis	401	4397,88	400x400	437	7,64	2,06E-04	2,21E+05	0,02	1,35
	402	2198,94	350	350	6,35	2,57E-04	1,47E+05	0,02	1,26
	403	1465,96	300	300	5,76	3,00E-04	1,14E+05	0,02	1,27
	404	732,98	250	250	4,15	3,60E-04	6,87E+04	0,02	0,86

Nakon što su odabrane standardne dimenzije kanala takve da je linijski pad tlaka u preporučenim granicama, a kanale je moguće provesti kroz spuštenu strop i/ili podignuti pod, potrebno je provesti proračun kritične dionice. Kritična dionica zračnog sustava je ona dionica kroz koju je pad tlaka najveći. Prema padu tlaka kritične dionice, te padu tlaka kroz jedinicu za pripremu zraka odabire se ventilator koji se kasnije odabire za klimatizacijsku jedinicu. Pad tlaka kritične dionice računa se prema sljedećem izrazu:

$$\Delta p = \sum (R \cdot L + Z) \quad (44)$$

gdje je:

Δp – ukupni pad tlaka kritične dionice [Pa],

L – duljina jedne dionice koja čini kritičnu dionicu [m],

R – linijski pad tlaka jedne dionice koja čini kritičnu dionice [Pa/m]:

$$R = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ [Pa/m]} \quad (45)$$

Z – lokalni gubici jedne dionice koja čini kritičnu dionicu [Pa]:

$$Z = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ [Pa/m]} \quad (46)$$

ζ – faktor lokalnih gubitaka, određuje se iz tablica.

Nakon što su sve potrebne jednadžbe definirane, moguće je napraviti proračun kritičnih dionica za svaki od sustava. Osim linijskih i lokalnih padova tlaka, u obzir su uzeti i padovi tlaka kroz difuzore i rešetke, kako bi se konačno dobio pad tlaka prema kojem se odabire ventilator za klimatizacijsku jedinicu. Rezultati proračuna pada tlaka kritičnih dionica dani su u Tablica 8.

Tablica 8 Proračun kritičnih dionica - kanali

		br	L [m]	qv [m ³ /h]	axb, DN [mm]	d _{ekv} , d [mm]	w [m/s]	R [Pa/m]	∑ζ	Z [Pa]	R·L+Z [Pa]
Pogon - dobava	Dionica 1	101	5	7768,75	550x500	573	7,85	1,0	1,75	64,5	69,61
		102	11,205	3531,25	450x350	433	6,23	0,9	1,63	37,9	48,42
		103	2,755	2825,00	400x350	409	5,61	0,8	1,15	21,7	23,95
		104	2,755	2118,75	300x350	354	5,61	1,0	1,15	21,7	24,39
		105	2,755	1412,50	300	300	5,55	1,2	1,15	21,3	24,52
		106	5,3	706,25	250	250	4,00	0,8	1,36	13,0	17,31
		107	3,23	353,13	200	200	3,12	0,7	1,15	6,7	8,92
	Dionica 2	101	5	7768,75	550x500	573	7,85	1,0	1,75	64,5	69,61
		108	8,18	4237,50	500x350	455	6,73	1,0	1,42	38,5	46,87
		109	8,18	3531,25	450x350	433	6,23	0,9	1,42	33,0	40,70
		110	2,755	2825,00	400x350	409	5,61	0,8	1,15	21,7	23,95
		111	2,755	2118,75	300x350	354	5,61	1,0	1,15	21,7	24,39
		112	2,755	1412,50	300	300	5,55	1,2	1,15	21,3	24,52
		113	2,755	706,25	250	250	4,00	0,8	1,15	11,0	13,24
Ukupni pad tlaka dionice 1 Δp ₁ [Pa]											252
Ukupni pad tlaka dionice 2 Δp ₂ [Pa]											217
Pad tlaka na difuzor i ostalim elementima Δp _{ostalo} [Pa]											58
Ukupni pad tlaka kritične dionice Δp _{uk} [Pa]											310
Pogon - odsis	Dionica 1	201	5	7768,75	550x500	573	7,85	1,0	0,68	25,1	30,26
		202	5	7768,75	600x450	567	7,99	1,1	2,07	79,1	84,53
		203	2,455	3884,38	450x400	464	5,99	0,8	1,15	24,8	26,76
		204	2,455	3107,50	400x400	437	5,39	0,7	1,15	20,1	21,82
		205	6,45	2330,63	400	400	5,15	0,7	1,36	21,7	26,33
		206	1,65	1553,75	350	350	4,49	0,7	1,15	13,9	14,98
		207	3,155	776,88	250	250	4,40	1,0	1,15	13,3	16,37
	Dionica 2	201	5	7768,75	550x500	573	7,85	1,0	0,68	25,1	30,26
		202	5	7768,75	600x450	567	7,99	1,1	2,07	79,1	84,53
		208	3,155	3884,38	450x400	464	5,99	0,8	1,15	24,8	27,32
		209	3,155	3107,50	400x400	437	5,39	0,7	1,15	20,1	22,32
		210	3,155	2330,63	400	400	5,15	0,7	1,15	18,3	20,60
		211	3,155	1553,75	350	350	4,49	0,7	1,15	13,9	15,97
		212	1,2	776,88	250	250	4,40	1,0	1,15	13,3	14,49

Nastavak Tablice 8												
										Ukupni pad tlaka dionice 1 Δp_1 [Pa]	232	
										Ukupni pad tlaka dionice 2 Δp_2 [Pa]	205	
										Pad tlaka na difuzor i ostalim elementima Δp_{ostalo} [Pa]	53	
										Ukupni pad tlaka kritične dionice Δp_{uk} [Pa]	285	
		br	L [m]	q_v [m ³ /h]	axb, DN [mm]	d_{ekv} , d [mm]	w [m/s]	R [Pa/m]	$\sum \zeta$	Z [Pa]	R·L+Z [Pa]	
Slaaona - dobava	Dionica 1	301	7,25	4397,88	400x400	437	7,64	1,4	2,79	97,4	107,23	
		302	3,1	2198,94	350	350	6,35	1,3	1,15	27,8	31,71	
		303	3,1	1465,96	300	300	5,76	1,3	2,15	42,8	46,74	
		304	3,1	732,98	250	250	4,15	0,9	1,15	11,9	14,55	
		305	1,68	366,49	200	200	3,24	0,7	1,15	7,2	8,46	
	Dionica 2	301	7,25	5242,17	450x400	464	8,09	1,4	2,79	109,4	119,53	
		306	1,25	2198,94	350	350	6,35	1,3	1,36	32,9	34,46	
		307	3,1	1465,96	300	300	5,76	1,3	1,15	22,9	26,82	
		308	3,1	732,98	250	250	4,15	0,9	1,15	11,9	14,55	
		309	1,68	366,49	200	200	3,24	0,7	1,15	7,2	8,46	
											Ukupni pad tlaka dionice 1 Δp_1 [Pa]	209
											Ukupni pad tlaka dionice 2 Δp_2 [Pa]	192
											Pad tlaka na difuzor i ostalim elementima Δp_{ostalo} [Pa]	52
											Ukupni pad tlaka kritične dionice Δp_{uk} [Pa]	267
Slaaona – odsis	Dionica 1	401	5	4397,88	400x400	437	7,64	1,4	2,77	96,7	103,48	
		402	3,1	2198,94	350	350	6,35	1,3	1,32	31,9	35,82	
		403	3,1	1465,96	300	300	5,76	1,3	0,65	12,9	16,87	
		404	1,8	732,98	250	250	4,15	0,9	0,37	3,8	5,37	
	Dionica 2	401	5	4397,88	400x400	437	7,64	1,4	2,77	96,7	103,48	
		405	3,15	2198,94	350	350	6,35	1,3	1,54	37,2	41,20	
		406	3,1	1465,96	300	300	5,76	1,3	0,65	12,9	16,87	
		407	1,8	732,98	250	250	4,15	0,9	0,37	3,8	5,37	
											Ukupni pad tlaka dionice 1 Δp_1 [Pa]	162
											Ukupni pad tlaka dionice 2 Δp_2 [Pa]	167
											Pad tlaka na difuzor i ostalim elementima Δp_{ostalo} [Pa]	53
											Ukupni pad tlaka kritične dionice Δp_{uk} [Pa]	220

4.4. Dimenzioniranje klimatizacijskih jedinica

Pošto postoje nešto drukčiji zahtjevi za ventilacijom pogona i slaaone, za pogon i slaaonu projektiraju se odvojeni zračni sustavi, a time se i proračun pripreme zraka za obje prostorije vrši odvojeno. Također, kako razlikujemo dva režima rada, kada strojevi rade i kada strojevi ne rade, ukupno imamo četiri različita slučaja za svaku od prostorija koja moramo razmotriti prilikom odabira komponenata klima komore. Prilikom proračuna dimenzioniranja komponenti klimatizacijskih jedinica korištene su sljedeće jednadžbe:

Regenerator

Jednadžba za izračun temperature vanjskog zraka na izlazu iz regeneratora;

$$\Phi_2 = \frac{\theta_{22} - \theta_{21}}{\theta_{11} - \theta_{21}} \quad (47)$$

gdje je:

Φ_2 – stupanj povrata topline regeneratora,

θ_{22} – temperatura vanjskog zraka na izlazu iz regeneratora [°C],

θ_{21} – temperatura vanjskog zraka na ulazu u regenerator [°C],

θ_{11} – temperatura istrošenog zraka na ulazu iz regeneratora [°C].

Jednadžba za izračun sadržaja vlage vanjskog zraka na izlazu iz regeneratora:

$$\Psi_2 = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}} \quad (48)$$

gdje je:

Ψ_2 – stupanj povrata vlage regeneratora,

x_{22} – sadržaj vlage vanjskog zraka na izlazu iz regeneratora [g/kg],

x_{21} – sadržaj vlage vanjskog zraka na ulazu u regenerator [g/kg],

x_{11} – sadržaj vlage istrošenog zraka na ulazu iz regeneratora [g/kg].

Miješalište

Jednadžba za izračun sadržaja vlage zraka na izlazu iz miješališta (uz pretpostavku konstantne gustoće zraka):

$$x_M = \frac{x_1 \cdot V_1 + x_2 \cdot V_2}{V_1 + V_2} \text{ [g/kg]} \quad (49)$$

gdje je:

x_M – sadržaj vlage na izlazu iz miješališta [g/kg],

x_1 – sadržaj vlage struje 1 na ulazu u miješalište [g/kg],

V_1 – volumni protok zraka struje 1 na ulazu u miješalište [m³/h],

x_2 – sadržaj vlage struje 2 na ulazu u miješalište [g/kg],

V_2 – volumni protok zraka struje 2 na ulazu u miješalište [m³/h].

Jednadžba za izračun specifične entalpije zraka na izlazu iz miješališta (uz pretpostavku konstantne gustoće zraka):

$$h_M = \frac{h_1 \cdot V_1 + h_2 \cdot V_2}{V_1 + V_2} \text{ [kJ/kg]} \quad (50)$$

gdje je:

h_M – specifična entalpija zraka na izlazu iz miješališta [kJ/kg],

h_1 – specifična entalpija zraka struje 1 na ulazu u miješalište [kJ/kg],

h_2 – specifična entalpija zraka struje 2 na ulazu u miješalište [kJ/kg].

Hladnjak

Entalpija zraka na izlazu iz hladnjaka dobivena je proračunom preko učinkovitosti hladnjaka:

$$\beta = 1 - b \quad (51)$$

gdje je:

b – bypass faktor, pretpostavljena vrijednost 0,2,

β – učinkovitost hladnjaka:

$$\beta = \frac{x_1 - x_2}{x_1 - x_5} \quad (52)$$

gdje je:

x_5 – sadržaj vlage zraka u neposrednom kontaktu sa stijenkom hladnjaka (100% relativna vlažnost) [g/kg],

x_1 – sadržaj vlage zraka na ulazu u hladnjak [g/kg],

x_2 – sadržaj vlage na izlazu iz hladnjaka [g/kg].

Entalpija zraka na izlazu iz hladnjaka jednaka je:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_2 - h_5}{x_2 - x_5} \cdot (x_1 - x_2) \text{ [kJ/kg]} \quad (53)$$

gdje je:

h_2 – specifična entalpija zraka na izlazu iz hladnjaka [kJ/kg],

h_1 – specifična entalpija zraka na ulazu u hladnjak [kJ/kg],

h_5 – specifična entalpija zraka u neposrednom kontaktu sa stijenkom (100% relativna vlažnost) [kJ/kg].

Jednadžba za izračun potrebnog rashladnog učina hladnjaka:

$$\Phi_{HL} = \rho_{zr} \cdot V_{zr} \cdot \Delta h_{zr,HL} [W] \quad (54)$$

gdje je:

Φ_{HL} – rashladni učin hladnjaka [W],

ρ_{zr} – gustoća zraka [kg/m^3], pretpostavljeno je da je konstantna vrijednost u iznosu $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$,

V_{zr} – volumni protok zraka kroz promatrani element [m^3/s],

$\Delta h_{zr,HL}$ – razlika entalpija zraka na ulazu i izlazu iz hladnjaka [kJ/kg].

Grijač

Jednadžba za izračun potrebnog toplinskog učina grijača:

$$\Phi_G = \rho_{zr} \cdot V_{zr} \cdot \Delta h_{zr,G} [W] \quad (55)$$

gdje je:

Φ_G – toplinski učin grijača [W],

$\Delta h_{zr,G}$ – razlika entalpija zraka na ulazu i izlazu iz grijača [kJ/kg].

Parni ovlaživač

Jednadžba za izračun vlage koju parni ovlaživač treba predati dobavnom zraku:

$$\Delta x_{PO} = x_2 - x_1 [g/kg] \quad (56)$$

gdje je:

Δx_{PO} – razlika sadržaja vlage koju parni ovlaživač treba pokriti [g/kg],

x_2 – sadržaj vlage zraka nakon parnog ovlaživača [g/kg],

x_1 – sadržaj vlage zraka prije parnog ovlaživača [g/kg].

Masa vodene pare koju parni ovlaživač treba predati dobavnom zraku:

$$m_{para} = \Delta x_{PO} \cdot \rho_{zr} \cdot V_{zr} [g/s] \quad (57)$$

gdje je:

m_{para} – masa pare koju parni ovlaživač treba predati dobavnom zraku [g/s]

4.4.1. Proračun klimatizacijske jedinice pogona tiskare

Ulazni podaci za proračun su sljedeći:

Unutarnji projektni uvjeti:

- zima: $\theta_{PR} = 20^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{PR} = 40\%$,
- ljeto: $\theta_{PR} = 26^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{PR} = 40\%$.

Vanjski projektni uvjeti:

- zima: $\theta_{VZ} = -10^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{VZ} = 81\%$,
- ljeto: $\theta_{VZ} = 31^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{VZ} = 63\%$.

Slučaj kada strojevi rade:

- protok vanjskog zraka $V_{VZ} = 7770 \text{ m}^3/\text{h}$,
- nema miješanja zraka u miješalištu,
- temperatura zraka ubacivanja zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 15,83^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 22,4^{\circ}\text{C}$,
- temperatura zraka ubacivanja ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 20^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 29,4^{\circ}\text{C}$.

Slučaj kada strojevi ne rade:

- protok vanjskog zraka $V_{VZ} = 3330 \text{ m}^3/\text{h}$,
- ima miješanja zraka u miješalištu,
- temperatura zraka ubacivanja zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 24,96^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 20^{\circ}\text{C}$,
- temperatura zraka ubacivanja ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 23,18^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 27^{\circ}\text{C}$.

Prema navedenim ulaznim podacima i zahtjevima za klimatizaciju pogona tiskare, uz pomoć ranije prikazanim formulama, proveden je inicijalni proračun pripreme zraka. Proračunom su definirane točke stanja za četiri različita slučaja:

- a) zima kada strojevi rade,
- b) zima kada strojevi ne rade,
- c) ljeto kada strojevi rade i

d) ljetno kada strojevi ne rade.

U nastavku su opisani postupci pripreme zraka za svaki od četiri slučaja.

Ljetno razdoblje kada strojevi rade

Vanjski zrak volumnog protoka 7770 m³/h, temperature 31°C i relativne vlažnosti 63% ulazi u klimatizacijsku jedinicu, a zatim u regenerator. Unutar regeneratora on izmjenjuje toplinu i vlagu s povratnim zrakom iz pogona temperature $\theta_{ex} = 29,4^{\circ}\text{C}$ i sadržaja vlage 8,37 g/kg. Pretpostavljeni su stupanj povrata topline i povrata vlage 75%. Iz toga slijedi da zrak na izlazu iz regeneratora ima temperaturu 29,8°C i sadržaj vlage 10,75 g/kg. Zbog toga što strojevi rade, nema miješanja struje vanjskog zraka sa strujom povratnog zraka u miješalištu. Potom dobavni zrak struji preko hladnjaka, gdje se hladi i gdje mu se odvodi vlaga. Stanje zraka nakon hladnjaka dobiveno je pomoću jednadžbe s učinkovitošću hladnjaka, a ono je definirano temperaturom zraka 14,2°C i sadržajem vlage 8,37 g/kg. Nakon hladnjaka, zrak dolazi do dogrijača, gdje se zagrijava na temperaturu ubacivanja, koja je u ovom slučaju 20°C. Pošto se navedenim procesom ne može pokriti svo toplinsko opterećenje, za pogon je potrebno uz zračni sustav dimenzionirati i vodeni sustav.

Ljetno razdoblje kada strojevi ne rade

U slučaju kada strojevi ne rade, volumni protok vanjskog zraka iznosi 3330 m³/h. Temperatura zraka pri vrhu prostorije sada je 27°C, a nakon regeneratora je 28°C. Sadržaj vlage nakon regeneratora iznosi 10,75 g/kg. Potom dolazi do miješanja vanjskog zraka s povratnom strujom zraka. Temperatura zraka nakon miješališta iznosi 27,4°C, a sadržaj vlage 9,39 g/kg. Zatim je pomoću učinkovitosti hladnjaka dobivena temperatura zraka nakon hladnjaka 14,2°C. Konačno, zrak se zagrijava na dogrijaču na temperaturu ubacivanja od 23,18°C.

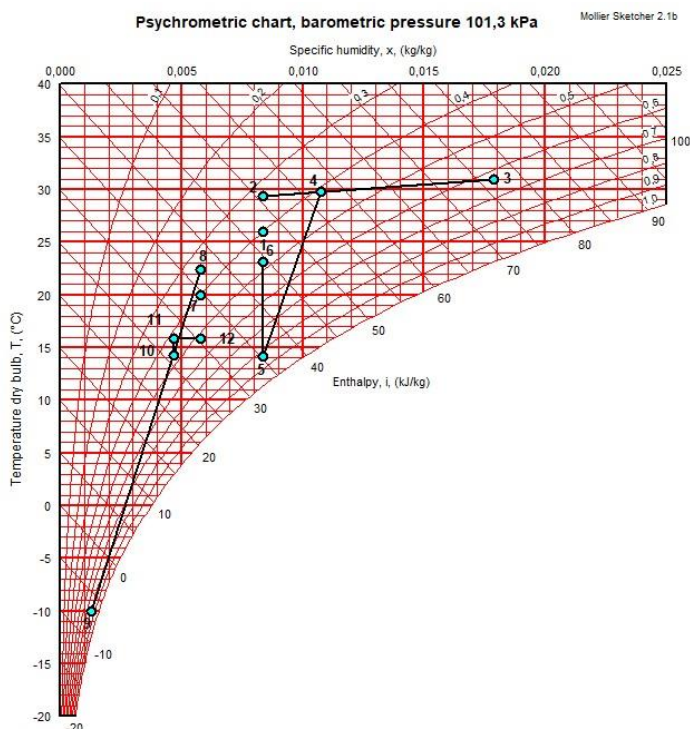
Zimsko razdoblje kada strojevi rade

Vanjski zrak volumnog protoka 7770 m³/h, temperature -10°C i relativne vlažnosti 81% ulazi u klimatizacijsku jedinicu, a zatim u regenerator. Unutar regeneratora on izmjenjuje toplinu i vlagu s povratnim zrakom iz pogona temperature $\theta_{ex} = 22,4^{\circ}\text{C}$ i sadržaja vlage 5,79 g/kg. Zrak na izlazu iz regeneratora, uz ranije navedenu učinkovitost regeneratora, ima temperaturu 14,3°C i sadržaj vlage 4,67 g/kg. Zatim zrak struji preko hladnjaka prema dogrijaču, gdje se zagrijava na temperaturu od 15,83°C. Kako je ovom zraku sadržaj vlage prenizak, potrebno ga je ovlažiti prije no što se ubaci u prostor. Zrak se ovlažuje parom iz parnog ovlaživača dok ne postigne sadržaj vlage jednak sadržaju vlage zraka u prostoriji. Nakon što zrak prođe ovlaživač, ubacuje se u prostor. Zanimljivo je uočiti da kada strojevi rade, po

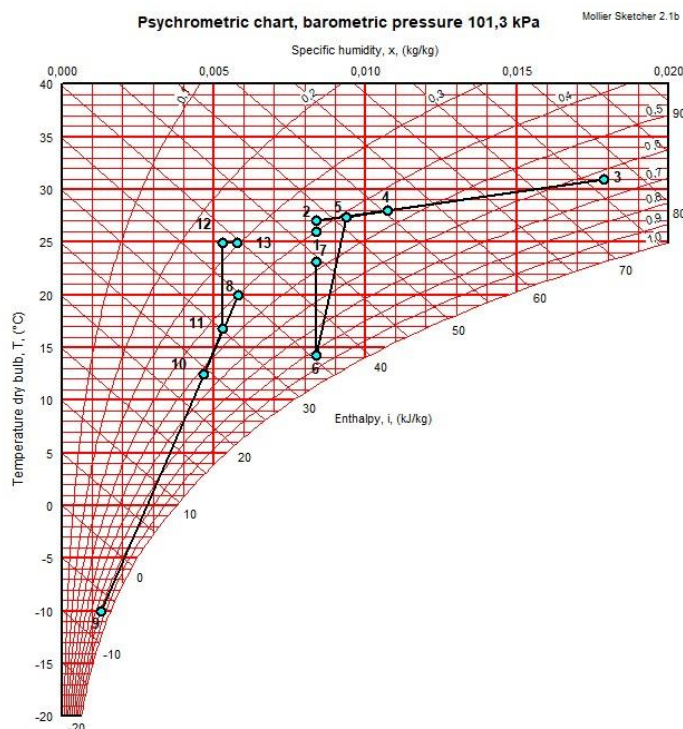
zimi imamo zapravo hlađenje prostora pogona, odnosno ubacuje se zrak niže temperature nego što je temperatura zraka pogona tiskare.

Zimsko razdoblje kada strojevi ne rade

U slučaju da strojevi ne rade, protok zraka jednak je kao i kod ljetnog razdoblja gdje strojevi ne rade. Sustavi s potisnom ventilacijom, u slučaju gdje postoji grijanje, sa stajališta temperaturnog profila ponašaju se gotovo isto kao i sustavi s miješajućom ventilacijom. Kako strojevi ne rade, prostoriju je potrebno grijati, te se ubacuje zrak temperature $24,96^{\circ}\text{C}$. Prilikom podizanja struje zraka kroz prostoriju, ona se hladi, te na izlazu postiže temperaturu jednaku projektnoj. U regeneratoru se izmjenjuje toplina i vlaga između struje vanjskog zraka temperature -10 i relativne vlažnosti 81% , te struje povratnog zraka temperature 20°C i sadržaja vlage $5,79$ g/kg. Stanje zraka na izlazu iz regeneratora definirano je temperaturom zraka od $12,5^{\circ}\text{C}$ i sadržajem vlage $4,67$ g/kg. Potom dobavni zrak ulazi u miješalište, gdje se miješa sa zrakom iz prostorije. Na izlazu iz miješališta temperatura zraka je $16,8^{\circ}\text{C}$, a sadržaj vlage je $5,31$ g/kg. Potom se zrak zagrijava na dogrijaču na temperaturu ubacivanja, da bi se konačno ovlažio parom kako bi mu se podigao sadržaj pare na iznos jednak kao i u pogonu. U nastavku su prikazani Mollierovi dijagrami za ljeto i zimu kada strojevi rade, te ljeto i zimu kada strojevi ne rade. Dijagrami su nacrtani u programu Mollier Sketcher [12].



Slika 8 h,x – dijagram za pogon tiskare kada strojevi rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]



Slika 9 h,x – dijagram za pogon tiskare kada strojevi ne rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]

Na temelju dobivenih točki stanja prilikom procesa pripreme zraka, izračunati su potrebni učini za hladnjak i dogrijač za svaki od slučajeva. Konačno, za dimenzioniranje klima komore odabrane su maksimalne vrijednosti, koje su:

- učin dogrijača $\Phi_{DG} = 23,75$ kW,
- učin hladnjaka $\Phi_{HL} = 56,97$ kW.

Za odabir ventilatora polaza i povrata iskorištene su ranije dobivene vrijednosti za pad tlaka kritičnih dionica kanala, koje su:

- pad tlaka kritične dionice dobave zraka $\Delta p_D = 310$ Pa,
- pad tlaka kritične dionice povrata zraka $\Delta p_P = 285$ Pa.

4.4.2. Odabrane komponente klimatizacijske jedinice za pogon tiskare

Model odabrane klimatizacijske jedinice je modularna AHU KG Flex jedinica u dvoetažnoj izvedbi za unutarnju ugradnju. Vanjska opata kućišta debljine je 50 mm, a izrađena je od pocinčanog plastificiranog aluminija. Kao izolacijski materijal oplate korištena je kamena vuna.

Energetska učinkovitost odabrane klima jedinice prema Euroventu je A (2016), dok je klasa rekuperacije H1. U nastavku su napisane karakteristike komponenti odabrane klimatizacijske jedinice.

Regulacijska zaklopka – usisna/odvodna jedinica

- Tip: SER100AL02RD,
- Vrsta pogona: pogon polugom,
- Brzina strujanja zraka: 1,82 m/s.

Vrećasti filter klase M5

- Tip: BasicFlo 380 M5 Cam,
- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Površina filtra: 15,49 m²,
- Početni pad tlaka: 40 Pa,
- Preporučeni konačni pad tlaka: 120 Pa,
- Stupanj učinkovitosti: ePM10 50%,
- Energetska klasa filtra: D,
- Potrošnja energije: 970 kWh/god,
- Duljina vreće: 380 mm,
- Materijal filtra: sintetski.

Rotacijski regeneratorski u kućištu

- Tip: HM1-SL-WV-1450-SM-V7-A1-0,W1500,H1500,
- Izvedba rotora: u komadu, adsorpcija,
- Vrsta regulacije: MRHX-04N, DRHX-1220,
- Temperaturna učinkovitost: 78,3%,
- Energetska učinkovitost: 75,6%,
- Klasa rekuperacije: H1.

Grijanje

- Odsis: 7770 m³/h,
- Ulazna temperatura odsisnog zraka u regeneratorski: 22°C,

- Izlazna temperatura odsisnog zraka iz regeneratora: -3°C ,
- Pad tlaka: 200 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost odsisnog zraka u regenerator: 30%,
- Izlazna relativna vlažnost odsisnog zraka iz regeneratora: 69,4%,
- Dobava: $7770\text{ m}^3/\text{h}$,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u regenerator: -10°C ,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka kroz regenerator: 15°C ,
- Pad tlaka: 178 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka u regenerator: 81%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka iz regeneratora: 39,5%,
- Temperaturna učinkovitost: 78,3%,
- Učinkovitost povrata vlage: 79,7%,
- Ukupni učin rekuperacije: 87 kW,
- Osjetni povrat topline: 67,3 kW.

Hlađenje

- Odsis: $7770\text{ m}^3/\text{h}$,
- Ulazna temperatura odsisnog zraka u regenerator: 26°C ,
- Izlazna temperatura odsisnog zraka kroz regenerator: $29,9^{\circ}\text{C}$,
- Pad tlaka: 203 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost odsisnog zraka u regenerator: 50%,
- Izlazna temperatura odsisnog zraka iz regeneratora: 60,5%,
- Dobava: $7770\text{ m}^3/\text{h}$,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u regenerator: 31°C ,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka kroz regenerator: $27,1^{\circ}\text{C}$,
- Pad tlaka: 208 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka u regenerator: 63%,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka iz regeneratora: 54,7%,
- Temperaturna učinkovitost: 78,3%,

- Učinkovitost povrata vlage: 75,8%,
- Ukupni učin rekuperacije: 49 kW,
- Osjetni povrat topline: 10,5 kW.

Regulacijska zaklopka – optočni zrak

- Vrsta pogona: pogon polugom,
- Brzina strujanja zraka: 7,02 m/s.

Ventilator bez spiralnog kućišta

- EC ventilator: K3G450-PB24-06,
- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Eksterni pad tlaka: 400 Pa,
- Interni pad tlaka: 673 Pa,
- Statički tlak: 1073 Pa,
- Dinamički tlak: 62 Pa,
- Totalni pad tlaka: 1135 Pa,
- Učinkovitost sustava: 66,6%,
- Motor: M3G150IF,
- Snaga: 5,25 kW.

Hladnjak

- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Brzina zraka: 2,17 m/s,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u hladnjak: 28,6°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka iz hladnjaka: 14,17°C,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka u hladnjak: 50,1%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka iz hladnjaka: 94,1%,
- Pad tlaka na strani zraka: 158 Pa,
- Ukupni učin: 58,69 kW,
- Osjetni učin: 39,32 kW,
- Medij: voda,

- Protok medija: 2,8 L/s,
- Temperatura medija na ulazu u hladnjak: 7°C,
- Temperatura medija na izlazu iz hladnjaka: 12°C,
- Pad tlaka medija: 17,04 kPa,
- Količina kondenzata: 27 kg/h.

Grijač

- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Brzina zraka: 2,13 m/s,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u grijač: 13,5°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka iz grijača: 22,31°C,
- Pad tlaka na strani zraka: 16 Pa,
- Ukupni učin: 23,78 kW,
- Medij: voda,
- Protok medija: 0,58 L/s,
- Temperatura medija na ulazu u grijač: 70°C,
- Temperatura medija na izlazu iz grijača: 60°C,
- Pad tlaka medija: 7,96 kPa.

Vrećasti filter klase F7

- Tip: StandFlo 380 F7 Cam,
- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Površina filtra: 18,88 m²,
- Početni pad tlaka: 75 Pa,
- Preporučeni konačni pad tlaka: 175 Pa,
- Stupanj učinkovitosti: ePM1 50%,
- Energetska klasa filtra: C,
- Potrošnja energije: 1660 kWh/god,
- Duljina vreće: 380 mm,
- Materijal filtra: stakleno vlakno.

Parni ovlaživač - modulirajući

- Tip: UR013HL004-1xDP125D30R0,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka: 22,31°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka: 22,31°C,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka: 24,9%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka: 32%,
- Kapacitet ovlaživača: 11,01 kg/h,
- Broj distributora: 1,
- Nazivna snaga: 10 kW.

Vrećasti filter klase M5

- Tip: M1 France 380 M5 Cam,
- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Površina filtra: 9,73 m²,
- Početni pad tlaka: 59 Pa,
- Preporučeni konačni pad tlaka: 159 Pa,
- Stupanj učinkovitosti: ePM10 60%,
- Duljina vreće: 380 mm,
- Materijal filtra: stakleno vlakno.

Ventilator bez spiralnog kućišta

- EC ventilator: K3G400-PA27-76,
- Protok zraka: 7770 m³/h,
- Eksterni pad tlaka: 400 Pa,
- Interni pad tlaka: 316 Pa,
- Statički tlak: 716 Pa,
- Dinamički tlak: 97 Pa,
- Totalni pad tlaka: 813 Pa,
- Učinkovitost sustava: 60,42%,
- Motor: M3G150FF,

- Snaga: 3,35 kW,

Regulacijska zaklopka – usisna/odvodna jedinica

- Tip: SER100AL02RD,
- Vrsta pogona: pogon polugom,
- Brzina strujanja zraka: 1,82 m/s.

4.4.3. Proračun klimatizacijske jedinice slagaone tiskare

Ulazni podaci za proračun su sljedeći:

Unutarnji projektni uvjeti:

- zima: $\theta_{PR} = 20^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{PR} = 40\%$,
- ljeto: $\theta_{PR} = 26^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{PR} = 40\%$.

Vanjski projektni uvjeti:

- zima: $\theta_{VZ} = -10^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{VZ} = 81\%$,
- ljeto: $\theta_{VZ} = 31^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{VZ} = 63\%$.

Slučaj kada strojevi rade:

- protok vanjskog zraka $V_{VZ} = 4400 \text{ m}^3/\text{h}$,
- nema miješanja struja zraka u miješalištu,
- temperatura zraka ubacivanja zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 29,63^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 20^{\circ}\text{C}$,
- temperatura zraka ubacivanja ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 21,84^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 28^{\circ}\text{C}$.

Slučaj kada strojevi ne rade:

- protok vanjskog zraka $V_{VZ} = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$,
- ima miješanja zraka u miješalištu,
- temperatura zraka ubacivanja zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 29,63^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka zimi, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 20^{\circ}\text{C}$,
- temperatura zraka ubacivanja ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_U = 21,84^{\circ}\text{C}$,
- temperatura odsisnog zraka ljeti, na temelju odabranog difuzora, iznosi $\theta_{EX} = 28^{\circ}\text{C}$.

Prema navedenim ulaznim podacima i zahtjevima za klimatizaciju slagaone tiskare, uz pomoć ranije prikazanim formulama, proveden je inicijalni proračun pripreme zraka. Proračunom su definirane točke stanja za četiri različita slučaja:

- e) zima kada strojevi rade,
- f) zima kada strojevi ne rade,
- g) ljeto kada strojevi rade i
- h) ljeto kada strojevi ne rade.

U nastavku su opisani postupci pripreme zraka za svaki od četiri slučaja.

Ljetno razdoblje kada strojevi rade

Vanjski zrak volumnog protoka 4400 m³/h, temperature 31°C i relativne vlažnosti 63% ulazi u klimatizacijsku jedinicu, a zatim u regenerator. Unutar regeneratora on izmjenjuje toplinu i vlagu s povratnim zrakom iz pogona temperature $\theta_{ex} = 28^\circ\text{C}$ i sadržaja vlage 8,37 g/kg. Pretpostavljeni su stupanj povrata topline i povrata vlage 75%. Iz toga slijedi da zrak na izlazu iz regeneratora ima temperaturu 28,75°C i sadržaj vlage 10,75 g/kg. Zbog toga što strojevi rade, nema miješanja struje vanjskog zraka sa strujom povratnog zraka u miješalištu. Potom dobavni zrak struji preko hladnjaka, gdje se hladi i gdje mu se odvodi vlaga. Stanje zraka nakon hladnjaka je definirano temperaturom zraka 14°C i sadržajem vlage 8,37 g/kg. Nakon hladnjaka, zrak dolazi do dogrijača, gdje se zagrijava na temperaturu ubacivanja od 21,84°C.

Ljetno razdoblje kada strojevi ne rade

U slučaju kada strojevi ne rade, volumni protok vanjskog zraka iznosi 2200 m³/h. Temperatura zraka pri vrhu prostorije sada je 28°C, a nakon regeneratora je 28,75 °C. Sadržaj vlage nakon regeneratora iznosi 10,75 g/kg. Potom zrak iz regeneratora ulazi u miješalište, gdje se dobavni zrak miješa s povratnom strujom zraka. Temperatura zraka nakon miješališta iznosi 28,4°C, a sadržaj vlage 9,56 g/kg. Zatim je pomoću učinkovitosti hladnjaka dobivena temperatura zraka nakon hladnjaka 14,3 °C. Konačno, zrak se zagrijava na dogrijaču na temperaturu ubacivanja od 21,84°C.

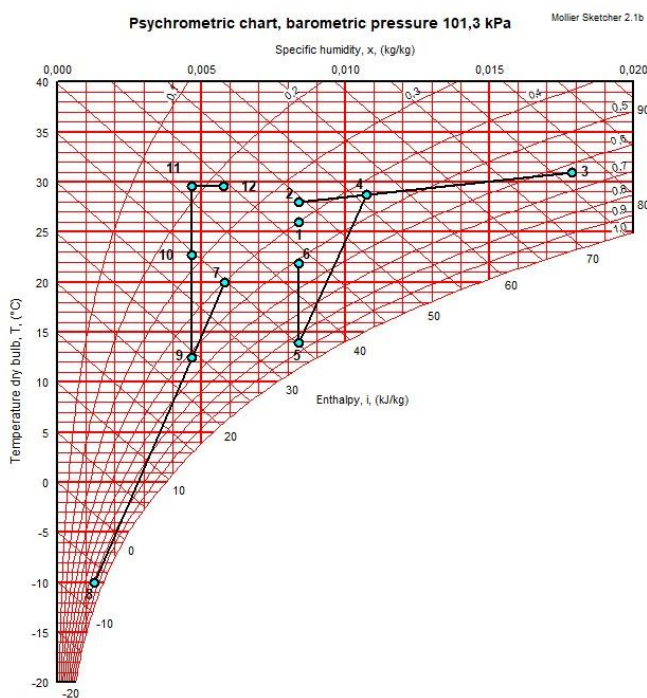
Zimsko razdoblje kada strojevi rade

Vanjski zrak volumnog protoka 4400 m³/h, temperature -10°C i relativne vlažnosti 81% ulazi u klimatizacijsku jedinicu, a zatim u regenerator. Unutar regeneratora on izmjenjuje toplinu i vlagu s povratnim zrakom iz slagaone temperature $\theta_{ex} = 20^\circ\text{C}$ i sadržaja vlage 5,79 g/kg. Zrak na izlazu iz regeneratora, uz ranije navedenu učinkovitost regeneratora, ima

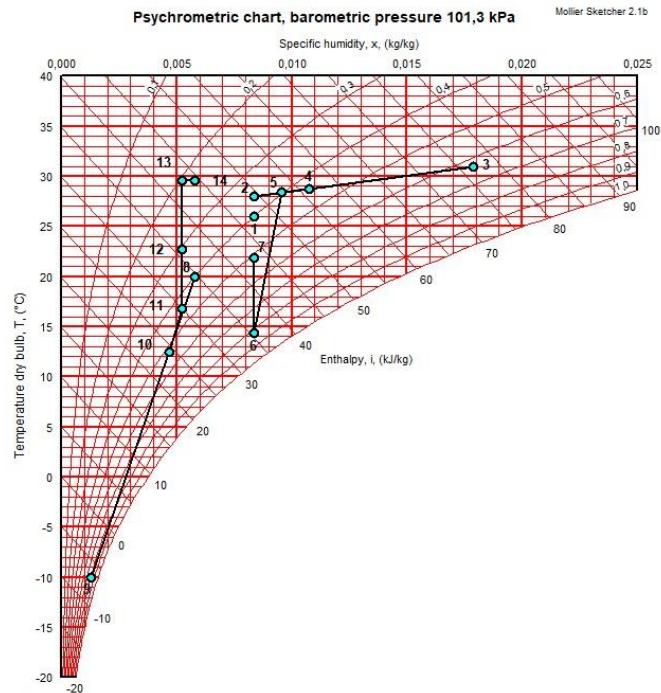
temperaturu $12,5^{\circ}\text{C}$ i sadržaj vlage $4,67\text{ g/kg}$. Zatim zrak struji preko predgrijača, gdje se zagrijava na temperaturu od $22,7^{\circ}\text{C}$. Potom zrak dolazi na dogrijač, gdje mu se temperatura podiže na temperaturu zraka ubacivanja u iznosu od $29,63^{\circ}\text{C}$. Kako je ovom zraku sadržaj vlage prenizak, potrebno ga je ovlažiti prije no što se ubaci u prostor. Zrak se ovlažuje parom iz parnog ovlaživača dok ne postigne sadržaj vlage jednak sadržaju vlage zraka u prostoriji.

Zimsko razdoblje kada strojevi ne rade

U slučaju da strojevi ne rade, protok vanjskog zraka jednak je kao i kod ljetnog razdoblja gdje strojevi ne rade. U regeneratorsu se izmjenjuju toplina i vlaga između struje vanjskog zraka temperature -10 i relativne vlažnosti 81% , te struja povratnog zraka temperature 20°C i sadržaja vlage $5,79\text{ g/kg}$. Stanje zraka na izlazu iz regeneratorsa definirano je temperaturom zraka od $12,5^{\circ}\text{C}$ i sadržajem vlage $4,67\text{ g/kg}$. Potom dobavni zrak ulazi u miješalište, gdje se miješa sa zrakom iz prostorije. Na izlazu iz miješališta temperatura zraka je $16,8^{\circ}\text{C}$, a sadržaj vlage je $5,23\text{ g/kg}$. Potom se zrak zagrijava na predgrijaču na temperaturu od $22,7^{\circ}\text{C}$, da bi se konačno zagrijavao na dogrijaču na temperaturu $29,63^{\circ}\text{C}$. Prije ubacivanja u prostor, zrak se ovlažuje parom kako bi mu se podigao sadržaj pare na iznos jednak kao i u pogonu. U nastavku su prikazani Mollier-ovi dijagrami za ljeto i zimu kada strojevi rade, te ljeto i zimu kada strojevi ne rade. Dijagrami su nacrtani u programu Mollier Sketcher [12].



Slika 10 h,x – dijagram slagaone kada strojevi rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]



Slika 11 h,x – dijagram slagaone kada strojevi ne rade, zima (lijevo) i ljeto (desno) [12]

Na temelju dobivenih točki stanja prilikom procesa pripreme zraka, izračunati su potrebni učini za hladnjak i dogrijač za svaki od slučajeva. Konačno, za dimenzioniranje klima komore odabrane su maksimalne vrijednosti, koje su:

- učin predgrijača $\Phi_{PG} = 13,75$ kW
- učin dogrijača $\Phi_{DG} = 11,76$ kW,
- učin hladnjaka $\Phi_{HL} = 30,96$ kW.

Za odabir ventilatora polaza i povrata iskorištene su ranije dobivene vrijednosti za pad tlaka kritičnih dionica kanala, koje su:

- pad tlaka kritične dionice dobave zraka $\Delta p_D = 267$ Pa,
- pad tlaka kritične dionice povrata zraka $\Delta p_P = 220$ Pa.

4.4.4. Odabrane komponente klimatizacijske jedinice za slagaonu tiskare

Model odabrane klimatizacijske jedinice je modularna AHU KG Flex jedinica u dvoetažnoj izvedbi za unutarnju ugradnju. Vanjska opata kućišta debljine je 50 mm, a izrađena je od pocinčanog plastificiranog aluminija. Kao izolacijski materijal oplata korištena je kamena vuna. Energetska učinkovitost odabrane klima jedinice prema Euroventu je A (2016), dok je klasa

rekuperacije H1. U nastavku su napisane karakteristike komponenti odabrane klimatizacijske jedinice.

Regulacijska zaklopka – usisna/odvodna jedinica

- Tip: SER100AL02RD,
- Vrsta pogona: pogon polugom,
- Brzina strujanja zraka: 1,3 m/s.

Vrećasti filter klase M5

- Tip: BasicFlo 380 M5 Cam,
- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Površina filtra: 13,28 m²,
- Početni pad tlaka: 31 Pa,
- Preporučeni konačni pad tlaka: 93 Pa,
- Stupanj učinkovitosti: ePM10 50%,
- Energetska klasa filtra: D,
- Potrošnja energije: 970 kWh/god,
- Duljina vreće: 380 mm,
- Materijal filtra: sintetski.

Rotacijski regeneratorski uređaj u kućištu

- Tip: HM1-LL-WV-1150-SM-V7-A1-0,W1200,H1200,
- Izvedba rotora: u komadu, adsorpcija,
- Vrsta regulacije: MRHX-04N, DRHX-1220,
- Temperaturna učinkovitost: 74,6%,
- Energetska učinkovitost: 72,1%,
- Klasa rekuperacije: H1.

Grijanje

- Odsis: 4400 m³/h,
- Ulazna temperatura odsisnog zraka u regeneratorski uređaj: 22°C,
- Izlazna temperatura odsisnog zraka iz regeneratorskog uređaja: -6°C,

- Pad tlaka: 185 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost odsisnog zraka u regenerator: 30%,
- Izlazna relativna vlažnost odsisnog zraka iz regeneratora: 85,9%,
- Dobava: 4400 m³/h,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u regenerator: -15°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka kroz regenerator: 13°C,
- Pad tlaka: 185 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka u regenerator: 90%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka iz regeneratora: 41,9%,
- Temperaturna učinkovitost: 74,6%,
- Učinkovitost povrata vlage: 74%,
- Ukupni učin rekuperacije: 62,6 kW,
- Osjetni povrat topline: 49,4 kW.

Hlađenje

- Odsis: 4400 m³/h,
- Ulazna temperatura odsisnog zraka u regenerator: 26°C,
- Izlazna temperatura odsisnog zraka kroz regenerator: 30,5°C,
- Pad tlaka: 188 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost odsisnog zraka u regenerator: 50%,
- Izlazna relativna odsisnog zraka iz regeneratora: 42%,
- Dobava: 4400 m³/h,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u regenerator: 32°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka kroz regenerator: 27,5°C,
- Pad tlaka: 192 Pa,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka u regenerator: 63%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka iz regeneratora: 54,7%,
- Temperaturna učinkovitost: 78,3%,
- Učinkovitost povrata vlage: 75,8%,

- Ukupni učin rekuperacije: 49 kW,
- Osjetni povrat topline: 10,5 kW.

Regulacijska zaklopka – optočni zrak

- Vrsta pogona: pogon polugom,
- Brzina strujanja zraka: 9,58 m/s.

Ventilator bez spiralnog kućišta

- EC ventilator: K3G400-PA27-76,
- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Eksterni pad tlaka: 400 Pa,
- Interni pad tlaka: 659 Pa,
- Statički tlak: 1059 Pa,
- Dinamički tlak: 42 Pa,
- Totalni pad tlaka: 1101 Pa,
- Učinkovitost sustava: 64,2%,
- Motor: M3G150FF,
- Snaga: 5,2 kW.

Grijač

- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Brzina zraka: 1,44 m/s,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u grijač: 11,5°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka iz grijača: 19,77°C,
- Pad tlaka na strani zraka: 10 Pa,
- Ukupni učin: 14,66 kW,
- Medij: voda,
- Protok medija: 0,36 L/s,
- Temperatura medija na ulazu u grijač: 70°C,
- Temperatura medija na izlazu iz grijača: 60°C,
- Pad tlaka medija: 9,87 kPa.

Hladnjak

- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Brzina zraka: 1,47 m/s,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u hladnjak: 28,6°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka iz hladnjaka: 13,15°C,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka u hladnjak: 44,6%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka iz hladnjaka: 92,8%,
- Pad tlaka na strani zraka: 100 Pa,
- Ukupni učin: 37,5 kW,
- Osjetni učin: 27,38 kW,
- Medij: voda,
- Protok medija: 1,79 L/s,
- Temperatura medija na ulazu u hladnjak: 7°C,
- Temperatura medija na izlazu iz hladnjaka: 12°C,
- Pad tlaka medija: 20,26 kPa,
- Količina kondenzata: 14 kg/h.

Grijač

- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Brzina zraka: 1,30 m/s,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka u grijač: 13,15°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka iz grijača: 19,93°C,
- Pad tlaka na strani zraka: 10 Pa,
- Ukupni učin: 12,12 kW,
- Medij: voda,
- Protok medija: 0,3 L/s,
- Temperatura medija na ulazu u grijač: 70°C,
- Temperatura medija na izlazu iz grijača: 60°C,
- Pad tlaka medija: 8,44 kPa.

Vrećasti filter klase F7

- Tip: StandFlo 380 F7 Cam,
- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Površina filtra: 16,18 m²,
- Početni pad tlaka: 57 Pa,
- Preporučeni konačni pad tlaka: 157 Pa,
- Stupanj učinkovitosti: ePM1 50%,
- Energetska klasa filtra: C,
- Potrošnja energije: 1660 kWh/god,
- Duljina vreće: 380 mm,
- Materijal filtra: stakleno vlakno.

Parni ovlaživač - modulirajući

- Tip: UR010HL004-1xDP105D30R0,
- Ulazna temperatura dobavnog zraka: 19,77°C,
- Izlazna temperatura dobavnog zraka: 19,77°C,
- Ulazna relativna vlažnost dobavnog zraka: 27,2%,
- Izlazna relativna vlažnost dobavnog zraka: 35%,
- Kapacitet ovlaživača: 7,29 kg/h,
- Broj distributora: 1,
- Nazivna snaga: 7,5 kW.

Vrećasti filter klase M5

- Tip: M1 France 380 M5 Cam,
- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Površina filtra: 8,34 m²,
- Početni pad tlaka: 45 Pa,
- Preporučeni konačni pad tlaka: 135 Pa,
- Stupanj učinkovitosti: ePM10 60%,
- Duljina vreće: 380 mm,

- Materijal filtra: stakleno vlakno.

Ventilator bez spiralnog kućišta

- EC ventilator: K3G355-PI93-06,
- Protok zraka: 4400 m³/h,
- Eksterni pad tlaka: 400 Pa,
- Interni pad tlaka: 281 Pa,
- Statički tlak: 681 Pa,
- Dinamički tlak: 75 Pa,
- Totalni pad tlaka: 756 Pa,
- Učinkovitost sustava: 60,32%,
- Motor: M3G112IA,
- Snaga: 2,68 kW,

Regulacijska zaklopka – usisna/odvodna jedinica

- Vrsta pogona: pogon polugom,
- Brzina zraka: 1,30 m/s.

5. DIMENZIONIRANJE VODENOG SUSTAVA

5.1. Odabir ventilokonvektora

Za pokrivanje toplinskih gubitaka zimi i toplinskog opterećenja ljeti, odabrani su ventilokonvektori CRT-ECM proizvođača Sabiana [13]. Broj i vrsta ventilokonvektora je odabrana tako da se zadovolje projektna toplinska opterećenja za zimsko i ljetno razdoblje. Prikaz ventilokonvektora dan je na Slika 12. Temperaturni režim ventilokonvektora je 70/60°C, a regulacija se vrši lokalno. Regulacija rada uređaja na strani zraka se provodi promjenom brzine vrtnje ventilatora, dok se na strani vode pomoću AB-QM regulacijskih ventila promjenom protoka. AB-QM ventili su ventili proizvođača Danfoss, a osim što reguliraju protok, oni su ujedno i balans ventili.



Slika 12 Ventilokonvektor Carisma CRT-ECM proizvođača Sabiana [13]

Tablica 9 Popis ogrjevnih tijela po prostorijama

Oznaka prostorije	Prostorija	Ogrjevno tijelo	Broj komada	Φ_{gr} [kW]	Φ_{hl} [kW]
P001	Pogon tiskare	CRT-ECM 53	4	0	13,96
P002	Garderoba M 1	CRT-ECM 13	1	1,95	0,76
P003	Hidrostanica				
P004	Pomoćna prostorija 1	CRT-ECM 13	1	1,39	0,55
P005	Hodnik 1				
P006	Pomoćna prostorija 2				
P007	Strojarnica lifta				
P008	Teretno dizalo				

Nastavak Tablice 9					
Oznaka prostorije	Prostorija	Ogrjevno tijelo	Broj komada	Φ_{gr} [kW]	Φ_{hl} [kW]
P009	Ulazni hall, stubište i predvorje	CRT-ECM 33	4	12,2	7,52
P010	Ured 1	CRT-ECM 23	1	2,01	1,41
P011	Ured 2	CRT-ECM 13	1	1,39	0,99
P012	Hodnik 2				
P013	Ulazni prostor pogona	CRT-ECM 23	1	3,41	0,85
P014	Pomoćna prostorija 3				
P101	Slagaona				
P102	Garderoba Ž	CRT-ECM 13	1	1,39	0,99
P103	Čajna kuhinja	CRT-ECM 53	1	4,07	3,49
P104	Garderoba M 2				
P105	Ured 3	CRT-ECM 23	1	2,01	1,41
P106	Ured 4	CRT-ECM 13	1	1,39	0,99
P107	Pomoćna prostorija 4				
P108	Strojarnica 1				
P201	Strojarnica 2				
P202	Pomoćni uredski prostor	CRT-ECM 13	1	1,39	0,55
P203	Ured 5	CRT-ECM 33	1	3,05	1,88
P204	Prijem stranaka	CRT-ECM 33	1	3,05	1,88
P205	Konferencijska sala	CRT-ECM 73	1	5,31	4,67
P206	Ured 6	CRT-ECM 33	1	3,05	1,88
P207	Kuhinja	CRT-ECM 33	1	3,05	1,88
P208	WC Ž				
P209	WC M 2				
P210	Evakuacijsko stubište				

5.2. Dimenzioniranje cjevovoda

Prilikom projektiranja sustava, važan korak je pravilno dimenzionirati cijevi. Osim što odabrane cijevi utječu na cijenu ukupne investicije, one također utječu na pogonske troškove. Preporuka pri dimenzioniranju cijevne mreže je da se linijski pad tlaka drži između 30 i 100 Pa/m. Prilikom dimenzioniranja cijevi, ako se one koriste za transport ogrjevnog medija tokom zime, a rashladnog tokom ljeta, potrebno je proračun provesti za oba slučaja, te na temelju

nepovoljnijeg dimenzionirati cijevi. Proračun dimenzioniranja cijevi proveden je u programu Microsoft Excel, a proveden je na isti način kao i proračun kanala, prema jednadžbama (40), (41), (42) i (43). Rezultati proračuna dimenzioniranja kanala dani su u Tablica 10. Ulazni podaci za proračun su sljedeći:

$T_{\text{pol/pov}}$ – temperatura polaza i povrata rashladne vode, $T_{\text{pol/pov}} = 7/12^{\circ}\text{C}$,

T_{sr} – srednja temperatura rashladne vode, $T_{\text{sr}} = 9,5^{\circ}\text{C}$,

ρ_{sr} – gustoća vode, $\rho_{\text{sr}} = 999,69 \text{ kg/m}^3$,

k – apsolutna hrapavost cijevi, $k = 0,05 \text{ mm}$,

c_p – specifični toplinski kapacitet vode, $c_p = 4,2 \text{ kJ/kgK}$,

μ_{sr} – dinamička viskoznost vode, $\mu_{\text{sr}} = 0,001327 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

Kao materijal cijevi odabran je bakar.

Tablica 10 Dimenzioniranje bakrenih cijevi

	Broj	Φ_{CL} [W]	C [W/K]	q_m [kg/s]	d_v [mm]	d_u [mm]	w [m/s]	ϵ	Re	λ	R [Pa/m]
Drugi kat	301	13787	2757	0,657	54	50	0,334	1,00E-03	12600	0,0307	34,4
	302	1859	372	0,089	22	20	0,282	2,50E-03	4247	0,0418	82,9
	303	337	67	0,016	15	13	0,121	3,85E-03	1185	0,0616	34,7
	304	1522	304	0,072	22	20	0,231	2,50E-03	3477	0,0440	58,5
	305	11928	2386	0,568	42	39	0,476	1,28E-03	13975	0,0305	88,5
	306	3710	742	0,177	28	25	0,360	2,00E-03	6781	0,0368	95,3
	307	8218	1644	0,391	42	39	0,328	1,28E-03	9629	0,0331	45,5
	308	1620	324	0,077	22	20	0,246	2,50E-03	3700	0,0433	65,2
	309	6599	1320	0,314	35	32	0,391	1,56E-03	9422	0,0336	80,2
	310	1397	279	0,067	22	20	0,212	2,50E-03	3192	0,0450	50,5
	311	5201	1040	0,248	35	32	0,308	1,56E-03	7427	0,0355	52,6
	312	1538	308	0,073	22	20	0,233	2,50E-03	3513	0,0439	59,6
	313	3664	733	0,174	28	25	0,356	2,00E-03	6696	0,0369	93,2

Nastavak Tablice 10											
	Broj	Φ_{CL} [W]	C [W/K]	q_m [kg/s]	d_v [mm]	d_u [mm]	w [m/s]	ε	Re	λ	R [Pa/m]
	314	1832	366	0,087	22	20	0,278	2,50E-03	4185	0,0419	80,8
	315	1832	366	0,087	22	20	0,278	2,50E-03	4185	0,0419	80,8
Prvi kat	201	26847	5369	1,278	67	63	0,410	7,94E-04	19472	0,0277	37,0
	202	6256	1251	0,298	35	32	0,371	1,56E-03	8934	0,0340	73,0
	203	4073	815	0,194	35	32	0,241	1,56E-03	5816	0,0376	34,2
	204	864	173	0,041	18	16	0,205	3,13E-03	2466	0,0489	63,9
	205	3210	642	0,153	28	25	0,311	2,00E-03	5866	0,0381	73,8
	206	2006	401	0,096	22	20	0,304	2,50E-03	4582	0,0410	94,7
	207	900	180	0,043	18	16	0,213	3,13E-03	2571	0,0483	68,7
	208	1105	221	0,053	18	16	0,262	3,13E-03	3156	0,0457	97,8
	101	20590	4118	0,980	54	50	0,500	1,00E-03	18817	0,0283	70,5
102	7548	1510	0,359	42	39	0,301	1,28E-03	8843	0,0337	39,1	
Prizemlje	103	3286	657	0,156	28	25	0,319	2,00E-03	6007	0,0378	77,0
	104	4261	852	0,203	35	32	0,252	1,56E-03	6085	0,0372	37,0
	105	3286	657	0,156	28	25	0,319	2,00E-03	6007	0,0378	77,0
	106	975	195	0,046	18	16	0,231	3,13E-03	2784	0,0472	78,7
	107	642	128	0,031	18	16	0,152	3,13E-03	1833	0,0533	38,5
	108	333	67	0,016	15	13	0,120	3,85E-03	1171	0,0619	34,0
	109	13043	2609	0,621	54	50	0,316	1,00E-03	11919	0,0311	31,1
	110	6573	1315	0,313	35	32	0,389	1,56E-03	9386	0,0336	79,7
	111	3286	657	0,156	28	25	0,319	2,00E-03	6007	0,0378	77,0
	112	3286	657	0,156	28	25	0,319	2,00E-03	6007	0,0378	77,0
	113	6470	1294	0,308	35	32	0,383	1,56E-03	9238	0,0338	77,4
	114	785	157	0,037	22	20	0,119	2,50E-03	1793	0,0532	18,8

Nastavak Tablice 10											
Broj	Φ_{CL} [W]	C [W/K]	q_m [kg/s]	d_v [mm]	d_u [mm]	w [m/s]	ε	Re	λ	R [Pa/m]	
115	5685	1137	0,271	35	32	0,337	1,56E-03	8118	0,0348	61,6	
116	3664	733	0,174	28	25	0,356	2,00E-03	6696	0,0369	93,2	
117	1832	366	0,087	22	20	0,278	2,50E-03	4185	0,0419	80,8	
118	1832	366	0,087	22	20	0,278	2,50E-03	4185	0,0419	80,8	
119	2021	404	0,096	22	20	0,306	2,50E-03	4618	0,0409	96,0	
120	918	184	0,044	18	16	0,218	3,13E-03	2623	0,0480	71,0	
121	1103	221	0,053	18	16	0,261	3,13E-03	3150	0,0457	97,5	

5.3. Odabir rashladnika kapljevine

Priprema rashladnog medija vrši se pomoću rashladnika kapljevine zrak-voda smještenog na krovu zgrade. Projektno toplinsko opterećenje za sezonu hlađenja iznosi 128,56 kW, te su prema njemu odabrana dva rashladnika kapljevine EWAQ-G-SS 075 proizvođača Daikin [14]. Nominalni rashladni kapacitet svakog od rashladnika iznosi 74,7 kW. Rashladnici kapljevine sastoji se od mikrokanalnog kondenzatora, čija je jedna od glavnih prednosti smanjenje količine radne tvari u sustavu. Rashladnici su izvedeni s jednim krugom, 2 scroll kompresora i jednim isparivačem. Radna tvar je R-410A. Prednost odabira dvije odvojene jedinice je bolja prilagodba rashladnika potrebi za hladnom vodom. Također, u slučaju da je potrebno jedan od rashladnika isključiti iz pogona radi servisiranja, drugi rashladnik i dalje može hladiti vodu. Nedostatak odvojenih jedinica su veći investicijski troškovi.



Slika 13 Rashladnik kapljevine EWAQ-G-SS 075 proizvođača Daikin [14]

5.4. Odabir spremnika za rashladnu vodu

Kako bi se osigurala odgovarajuća temperatura polaza hladne vode kada je ona potrebna, odabran je spremnik za rashladnu vodu CWT 1500 proizvođača Adveco [15]. Za odabir volumena spremnika korištena je preporuka od 10 L za 1 kW rashladnog učina. Potreban rashladni učin sustava iznosi 128,56 kW, i prema njemu je odabran spremnik volumena 1500 L. Dimenzije spremnika su 1070x2163 mm. Uloga spremnika je omogućiti rashladnicima stabilan rad na način da postoji akumulacija određene količine rashladne energije kako se rashladnici ne bi palili prečesto. Također, akumulacija rashladne energije omogućuje stabilniju regulaciju temperature polaza rashladne vode.



Slika 14 Spremnik za rashladnu vodu CWT 1500 proizvođača Adveco [15]

5.5. Odabir ekspanzijske posude kruga rashladne vode

Osnovna uloga ekspanzijske posude je regulacija tlaka u sustavu. Kako rashladna voda u sustavu mijenja temperaturu, tako ona mijenja i volumen. Voda je nestlačivi fluid, što znači da kada ekspanzijska posuda ne bi bila ugrađena u sustav, jako male promjene volumena vode izazvale bi velike promjene tlaka u sustavu, te bi došlo do oštećenja sustava. Ekspanzijska posuda služi za kompenzaciju volumnih promjena fluida. U ovom slučaju razmatra se membranska ekspanzijska posuda, unutar koje su elastičnom membranom odvojeni voda iz sustava i plin. Prilikom promjene volumena vode u sustavu mijenja se i volumen vode u ekspanzijskoj posudi. Iako se i tlak u sustavu mijenja, njegova promjena je značajno manja nego kada ekspanzijska posuda ne bi bila ugrađena. Uz to, ekspanzijska posuda ima i funkciju

podešavanja minimalnog tlaka u sustavu. Potreban minimalni volumen ekspanzijske posude računa se prema sljedećem izrazu:

$$V_{n,min} = (V_e + V_V) \cdot \frac{p_e + 1}{p_e - p_0} [L] \quad (58)$$

gdje je:

$V_{n,min}$ – minimalni volumen zatvorene ekspanzijske posude [L],

V_e – volumen širenja vode uslijed povišenja njene temperature [L], a računa se prema sljedećoj formuli:

$$V_e = \frac{n \cdot V_A}{100} [L] \quad (59)$$

n – postotak širenja vode [%],

V_A – ukupni volumen vode u sustavu,

V_V – dodatni volumen, uzima se oko 0,5% volumena vode u instalaciji, minimalno 3 L,

p_e – projektni krajnji tlak, povezan s točkom otvaranja sigurnosnog ventila [bar], kod sustava koji rade pri tlakovima manjim od 5 bar procjenjuje se da je za 0,5 bar manji od tlaka na kojem se otvara sigurnosni ventil, a kod sustava koji rade pri tlaku iznad 5 bar procjenjuje se da je za 10% manji od tlaka pri kojem se otvara sigurnosni ventil,

p_0 – primarni tlak (pretlak) [bar], procjenjuje se na sljedeći način:

$$p_0 = \min\left(\frac{h_{sust} + h_{dod}}{10}; 0,5\right) [bar] \quad (60)$$

h_{sust} – statička visina instalacije od sredine visine ekspanzijske posude do najviše točke sustava [m],

h_{dod} – dodatak 0,5 do 3 m (0,05 do 0,3 bar) iz sigurnosnih razloga.

Prilikom proračuna ekspanzijske posude za rashladni sustav, nekoliko stvari treba uzeti u obzir:

- temperatura dobave rashladnog medija najniža je temperatura u sustavu,
- temperatura povrata ne bi se trebala uzeti kao najviša temperatura u sustavu, iz razloga da se sigurnosni ventil ne otvara bez razloga kada sustav ne radi. Kao najviša temperatura u sustavu trebala bi se uzeti maksimalna temperatura okoliša,
- aditivi protiv smrzavanja mogu utjecati na iznos toplinskog širenja, te ga u slučaju ako koristimo aditive treba korigirati.

Proračun minimalnog volumena ekspanzijske posude dan je u Tablica 11.

Tablica 11 Proračun ekspanzijske posude

Veličina	Iznos	Jedinica
V_{cijevi}	455	L
$V_{izmjenjivači}$	19,3	L
$V_{spremnik}$	1500	L
V_A	1974	L
n	0,43	(4-30°C)
V_e	8,49	L
V_V	9,87	L
$p_{sig.vent}$	3,5	bar
p_e	3	bar
h_{sust}	1	m
h_{dod}	0,5	m
p_0	0,5	bar
$V_{n,min}$	29,38	L

Na temelju dobivenog rezultata odabrana je ekspanzijska posuda Flexcon 35 – 0.5 bar proizvođača Flamco [16]. Model ekspanzijske posude je Flexcon 2-80, kapacitet posude je 35 L, maksimalni radni tlak posude je 3 bar, a pretlak (primarni tlak) je 0,5 bar.



Slika 15 Ekspanzijska posuda Flexcon 35 – 0.5 bar [16]

5.6. Proračun kritičnih dionica

Proračun kritičnih dionica također se provodi kao i kod zračnih sustava, prema jednadžbama (44), (45) i (46). Kritična dionica je ona kroz koju postoji najveći pad tlaka. Za razliku od zračnog sustava, kod vodenog sustava se na jednostavan način može istovremeno provoditi proračun polaznog i povratnog voda iz razloga što se oni gotovo uvijek izvode paralelno jedan

uz drugog, istih su promjera i gotovo istih duljina. Pad tlaka kritične dionice i volumni protok vode potrebni su parametri za odabir pumpe.

Tablica 12 Proračun kritične dionice spremnik – ventilokonvektor ulaz

Broj	L [m]	Φ_{hl}	q_m	d_v [mm]	d_u [mm]	w [m/s]	R [Pa/m]	R·L [Pa]	$\sum \zeta$	Z [Pa]	R·L+Z [Pa]
10	1,3	127588	25517,686	105	99	0,790	69,2	89,9	4	1222	1312,3
201	9,86	26847	5369,338	67	63	0,410	37,0	364,4	3	248	612,0
101	13,28	20590	4118,054	54	50	0,500	70,5	936,6	5,5	673	1609,4
109	9,94	13043	2608,500	54	50	0,316	31,1	309,5	5,5	270	579,4
113	21,28	6470	1293,915	35	32	0,383	77,4	1647,8	0,5	36	1683,8
115	3,46	5685	1136,995	35	32	0,337	61,6	213,0	2,5	139	351,9
116	12,88	3664	732,709	28	25	0,356	93,2	1200,7	3,5	217	1417,5
118	16,86	1832	366,355	22	20	0,278	80,8	1362,3	4	151	1513,5
Pad tlaka kroz razvod kritične dionice Δp											9080
Pad tlaka na ventilima i ventilkonvektoru Δp_{ostalo}											17900
Ukupni pad tlaka kritične dionice Δp_{uk}											26980

6. TEHNIČKI OPIS POSTROJENJA

Projekt sustava grijanja, hlađenja i klimatizacije napravljen je za zgradu tiskare prema arhitektonskim podlogama. Ukupna površina zgrade iznosi 1315 m², a zgrada se prostire na tri etaže: prizemlje, prvi kat i potkrovlje (PR + 1K + PO). Zgrada se nalazi na području grada Zagreba. Za pogon tiskare i slagaonu projektirani su zračni sustavi s klimatizacijskim jedinicama za pripremu zraka, dok je za ostatak zgrade izveden dvocijevni vodeni sustav grijanja i hlađenja preko ventilokovnektora. Za dimenzioniranje sustava korišteni su podaci o toplinskom opterećenju za zimsko i ljetno razdoblje dobiveni prema normama HRN EN 12831 i VDI 2078. Projektno toplinsko opterećenje za zimsko razdoblje iznosi 90,05 kW, od čega je 24,07 kW potrebno za pripremu zraka pogona tiskare, 27,32 kW potrebno za pripremu zraka slagaone, a 38,65 kW potrebno za pokrivanje toplinskog opterećenja ostatka zgrade. Projektno toplinsko opterećenje za ljetno razdoblje iznosi 134,37 kW, od čega je 57,46 kW potrebno za pripremu zraka pogona tiskare, 36,97 kW potrebno za pripremu zraka slagaone, a 39,94 kW potrebno za hlađenje ostatka zgrade. Ventilacijski zahtjevi za pogon tiskare i slagaonu računati su prema emisiji VOC-a, ali se zbog dobivenih velikih vrijednosti potrebnog protoka zraka odlučilo za izvedbu sustava s potisnom ventilacijom kako bi se onečišćivači odvodili lokalno. Klimatizacijski zahtjevi u vidu projektnih temperatura i relativnih vlažnosti uzeti prema preporuci za tiskarske prostore. Projektne temperature i relativne vlažnosti pogona i slagaone za zimski period iznose $\theta_{pr} = 20^{\circ}\text{C}$ i $\varphi = 40\%$, a za ljetni period iznose $\theta_{pr} = 26^{\circ}\text{C}$ i $\varphi = 40\%$.

6.1. Hlađenje

Sustav hlađenja zgrade tiskare izveden je kao dvocijevni vodeni sustav s ventilokonvektorima ukupnog instaliranog rashladnog učina 45,66 kW. Kao rashladni medij koristi se voda. Potrebnu rashladnu energiju omogućuju dva rashladnika kapljevine EWAQ-G-SS 075 proizvođača Daikin. Pri temperaturnom režimu 7/12°C nazivni učin iznosi 149,4 kW. Kako bi se u sustavu osigurala odgovarajuća temperatura polaza hladne vode, odabran je spremnik za rashladnu vodu CWT 1500 proizvođača Adveco. Spremnik ima volumen 1500 L, a glavna uloga mu je u slučaju naglog porasta toplinskog opterećenja moći osigurati dovoljno nisku temperaturu polaza vode prema ventilokonvektorima. Uz spremnik, odabrana je i ekspanzijska posuda Flexcon 35 – 0.5 bar proizvođača Flamco, kapaciteta 35 L, maksimalnog radnog tlaka 3,5 bar, te pretlaka 0,5 bar. Ekspanzijska posuda služi za kompenzaciju volumnih

promjena vode u sustavu prilikom promjene njene temperature, odnosno održavanje tlaka u sustavu.

6.2. Zračni sustavi pogona i slagaone

Zračni sustavi pogona i slagaone izvedeni su odvojeno radi nešto drukčijih ventilacijskih i klimatizacijskih zahtjeva. Protok zraka za oba sustava računati su prema emisiji VOC-a, ali su proračunom dobivene velike vrijednosti protoka zraka koje tehnički nisu izvedive. Iz tog razloga odlučeno je odvođenje emisije štetnih tvari lokalizirano, odnosno u blizini mjesta nastanka, što su u ovom slučaju tiskarski strojevi. Lokalizirano odvođenje onečišćivača provodi se potisnom ventilacijom, gdje se vanjski zrak dovodi kroz pod, a odvodi iznad strojeva. Odabran broj izmjena zraka za pogon tiskare je 7 h^{-1} , što daje protok zraka u iznosu od $7770 \text{ m}^3/\text{h}$, dok je za slagaonu odabran broj izmjena od 5 h^{-1} , što daje protok zraka od $4400 \text{ m}^3/\text{h}$. Projektne temperature i relativne vlažnosti pogona tiskare i slagaone odabrane su prema preporuci. Zrak se u obje prostorije dovodi zračnim kanalima, koji se prvo spuštaju vertikalno od strojarnica prema klimatiziranim prostorima, a potom se granaju prema podnim difuzorima smještenim u podignutim podovima. Kanali su kružnog poprečnog presjeka tamo gdje su se mogli smjestiti, dok su ostali kanali pravokutnog poprečnog presjeka. Podni difuzori QL-BE-RO 600x600x40 proizvođača Trox su odabrani kako bi se postigla potisna ventilacija, a time i smanjio potreban broj izmjena zraka na sat iz razloga što se VOC od tiskarskih strojeva direktno odvođe iz zone boravka. Odsis zraka vrši se kroz ventilacijske otvore u stropu preko stropnih rešetki OAV-1-525x225 proizvođača Klimaoprema. Priprema zraka za pogon tiskare vrši se u klimatizacijskoj jedinici Modular AHU KG Flex dvoetažne izvedbe. Komponente klimatizacijske jedinice u smjeru dobavnog zraka su sljedeće: zaklopka, filter klase M5, rotacijski regeneratorski uređaj ugrađen u kućište, miješalište, ventilator dobavnog zraka, hladnjak, dogrijač, filter klase F7 i parni ovlaživač. Priprema zraka za slagaonu tiskare vrši se u klimatizacijskoj jedinici Modular AHU KG Flex dvoetažne izvedbe. Komponente klimatizacijske jedinice u smjeru dobavnog zraka su sljedeće: zaklopka, filter klase M5, rotacijski regeneratorski uređaj ugrađen u kućište, miješalište, ventilator dobavnog zraka, predgrijač, hladnjak, dogrijač, filter klase F7 i parni ovlaživač.

7. ZAKLJUČAK

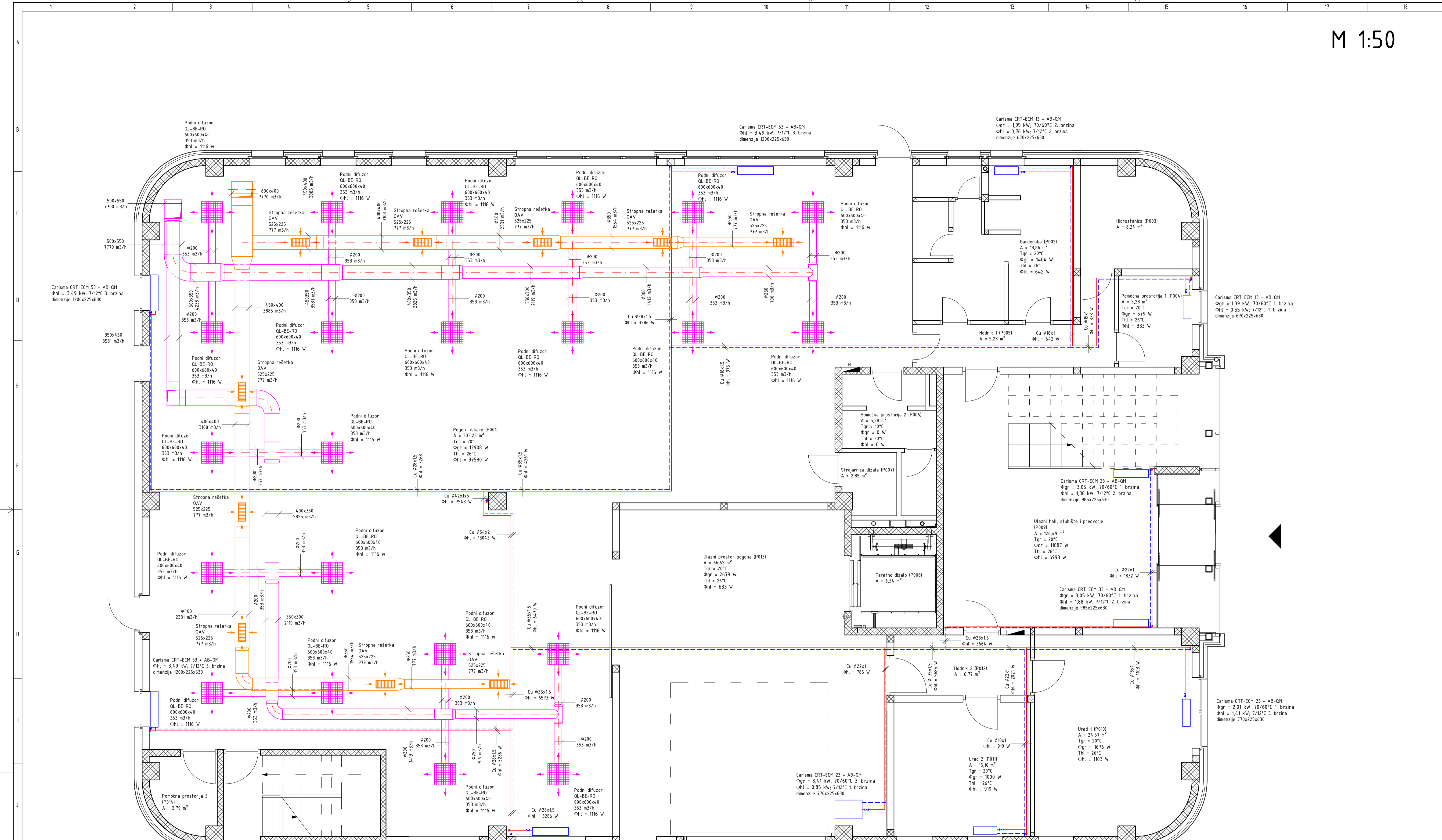
Ovim diplomskim radom prikazano je jedno od mogućih rješenja grijanja, hlađenja i klimatizacije zgrade tiskare, smještenoj na području grada Zagreba. Projektno toplinsko opterećenje zgrade za zimsko razdoblje izračunato je prema normi HRN EN 12831, dok je projektno toplinsko opterećenje za ljetno razdoblje izračunato prema normi VDI 2078. Također, proveden je i proračun ventilacijskih zahtjeva prema emisiji VOC-a za pogon tiskare i slagaonu, ali se zbog prevelikog potrebnog broja izmjena zraka odlučilo na lokalno odvođenje VOC-a potisnom ventilacijom uz 7 izmjena zraka za pogon tiskare i 5 za slagaonu. Zračni sustavi pogona tiskare i slagaone izvedeni su odvojeno, gdje svaki sustav ima svoju klimatizacijsku jedinicu čija je uloga isporuka potrebne količine zraka odgovarajuće temperature i relativne vlažnosti. Količina vanjskog zraka koja se dovodi u prostorije ovisi o režimu rada tiskare. U slučaju da tiskarski strojevi rade, u obje prostorije se dovodi 100% vanjski zrak, dok u slučaju kada strojevi ne rade, protok zraka ostaje isti, ali se dio povratnog zraka miješa s vanjskim. Zbog nemogućnosti pokrivanja toplinskog opterećenja isključivo zračnim sustavom, sustav hlađenja pogona tiskare izveden je i s dvocijevnim vodenim sustavom ventilokonvektora. Ventilokonvektori rade onda kada toplinske dobitke pogona tiskare nije moguće pokriti zračnim sustavom. Sustav grijanja i hlađenja ostatka zgrade izveden je kao dvocijevni vodeni sustav ventilokonvektora u temperaturnom režimu grijanja 70/60°C i temperaturnom režimu hlađenja 7/12°C. Priprema rashladne vode vrši se pomoću dva rashladnika kapljevine ukupnog nominalnog rashladnog učina 149,4 kW.

LITERATURA

- [1] Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications, ASHRAE Handbook, 2015.
- [2] https://www.researchgate.net/figure/8-Schematic-illustration-of-the-lithography-offset-printing-process-Source-Adapter_fig6_299395183
- [3] <https://www.youtube.com/watch?v=pNZb7CXUjs0&t=22sgg>
- [4] Displacement Ventilation in Non-industrial Premises, Rehva
- [5] B. A. Rock, D. Zhu, Designer's Guide to Ceiling-Based Air Diffusion, Ashrae, 2002.
- [6] Engineering Guide, Displacement Ventilation, Price
- [7] S. Ren, S. Tian, X. Meng, Comparison of Displacement Ventilation, Mixing Ventilation and Underfloor Air Distribution System
- [8] HRN EN 12831
- [9] VDI 2078
- [10] <https://www.trox.de/en/mytrox/easy-product-finder-design-programme-ff6bb52b92a8aa3e>
- [11] <https://www.klimaoprema.hr/hr/product/>
- [12] <https://www.ivprodukt.com/software/mollier-sketcher>
- [13] <https://pdf.archiexpo.com/pdf/sabiana/product-range-2019/51461-385613.html>
- [14] https://www.daikin.co.uk/content/dam/dauk/document-library/catalogues/Applied/Applied%20Catalogue%20Chillers%20and%20Airside_Catalogue_English.pdf
- [15] <https://adveco.co/products/heating-systems/chilled-water-tanks/>
- [16] <https://flamcogroup.com/ex-en/catalog/expansion-systems/expansion-vessels/flexcon/flexcon-2-80/26355/groups/g+c+p+a+nr+view>

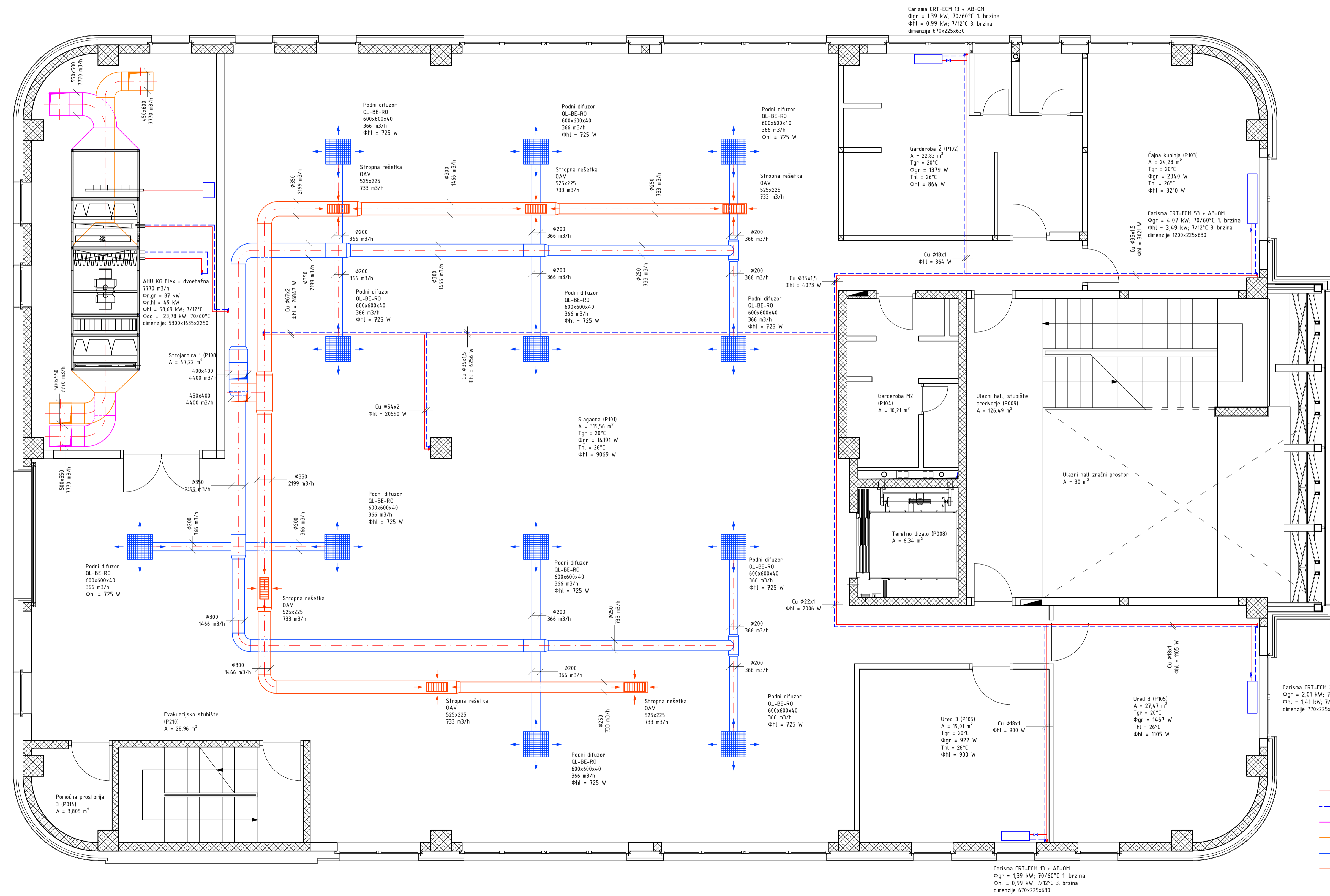
PRILOZI

I. Tehnička dokumentacija



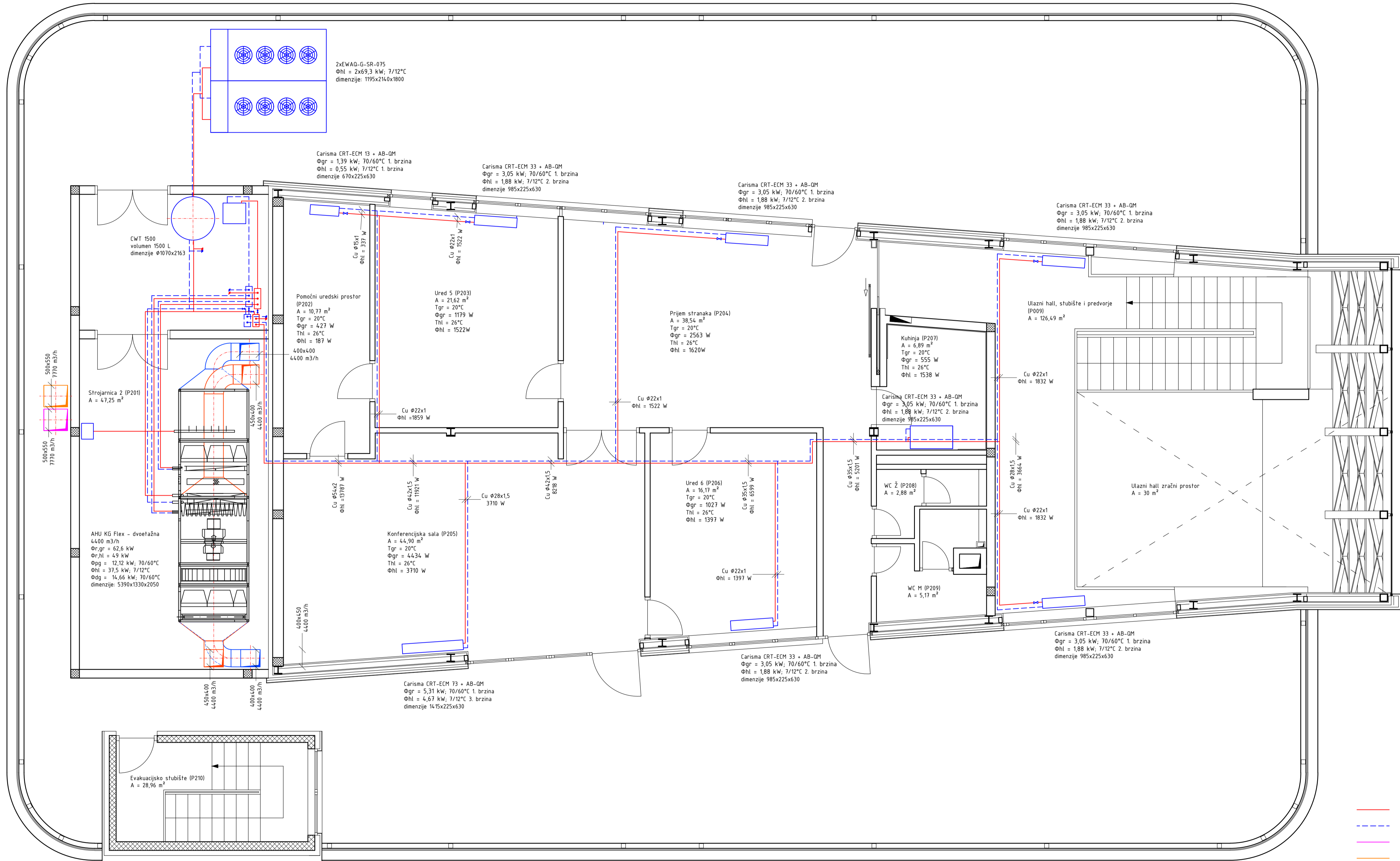
- Polaz vode
- - - Povrat vode
- Dobavni zrak - pogon tiskare
- Povratni zrak - pogon tiskare
- Dobavni zrak - slagaona
- Povratni zrak - slagaona

Martin Vujnović	
Martin Vujnović	
Martin Vujnović	
Dispozicija zrafnog i vodenog sustava - prizemlje	
Crtež broj 1	




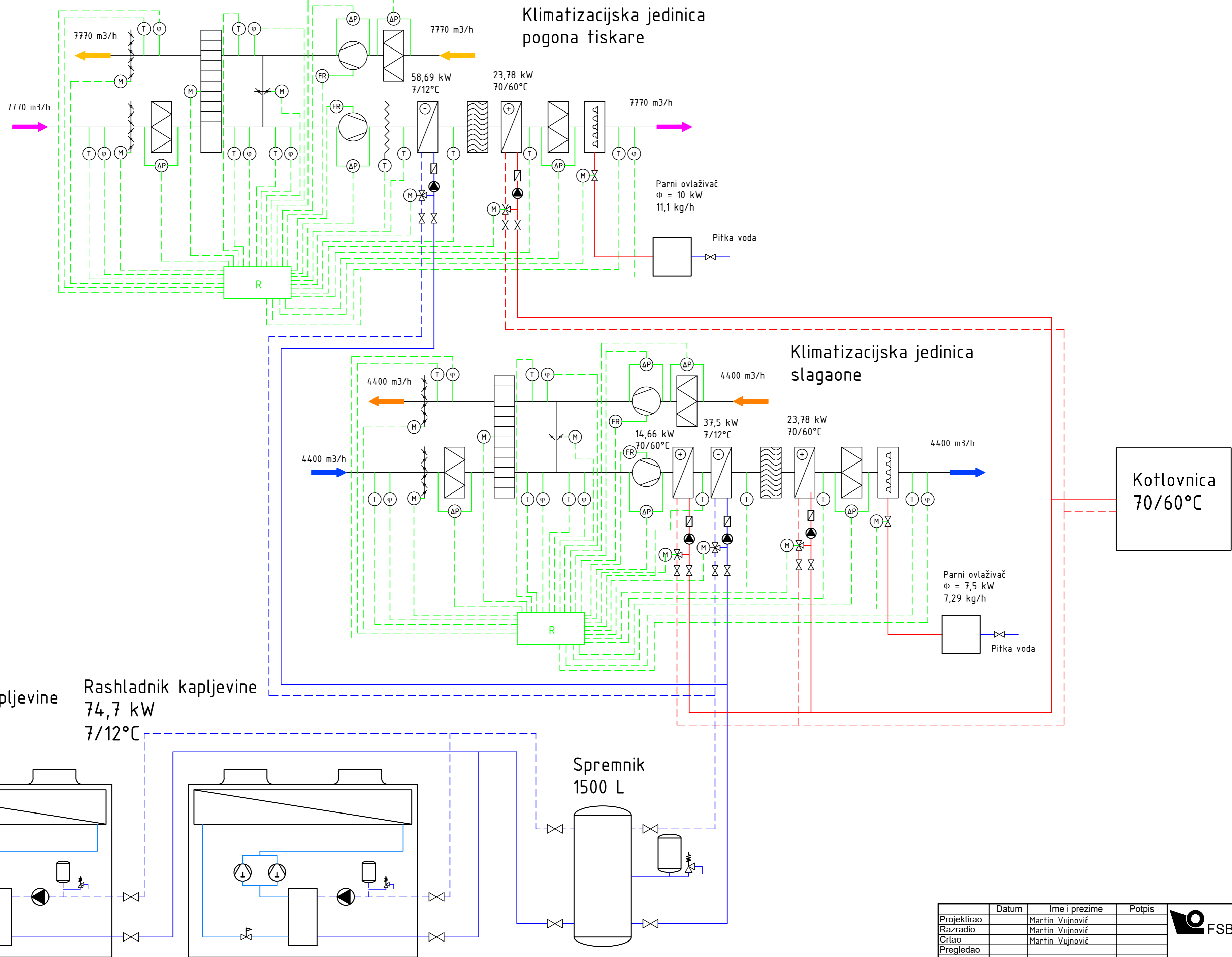
- Polaz vode
- - - Povrat vode
- Dobavni zrak - pogon tiskare
- Povratni zrak - pogon tiskare
- Dobavni zrak - slagaona
- Povratni zrak - slagaona

Martin Vujnović	
Martin Vujnović	
Martin Vujnović	
Dispozicija zračnog i vodenog sustava - prvi kat	
Crtež broj 2	



- Polaz vode
- - - Povrat vode
- Dobavni zrak - pogon tiskare
- Povratni zrak - pogon tiskare
- Dobavni zrak - slagaona
- Povratni zrak - slagaona

	Martin Vujnović	
	Martin Vujnović	
	Martin Vujnović	
Dispozicija zračnog i vodenog sustava - potkrovlje		Crtež broj 3



Projektiarao	Datum	Ime i prezime	Potpis
Razradio		Martin Vujnović	
Crtao		Martin Vujnović	
Pregledao			

Objekt: Shema spajanja i regulacije sustava klimatizacije
 Objekt broj: Crtež broj 4
 R. N. broj:

