

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Technika prostředí haly pro výrobu automobilových komponentů

Autor: **Bc. Ladislav PAŠEK**

Vedoucí práce: **Ing. Vladimír KŘENEK**

Akademický rok 2015/2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Vladimíru Křenkovi, za odborné vedení a Ing. Josefu Kubrovi za účinnou pomoc při řešení teoretických a praktických problémů této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Pašek	Jméno Ladislav	
STUDIJNÍ OBOR	T0-13 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křenek	Jméno Vladimír	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Technika prostředí haly pro výrobu automobilových komponentů		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	58	TEXTOVÁ ČÁST	54	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tato práce se zabývá návrhem větracího zařízení pro skutečný projekt změny užívání průmyslové haly. Teoretická část obsahuje požadavky technologie a výpočty dle příslušných norem pro správné dimenzování zařízení. Je zahrnuto i vyhodnocení navržených variant a popis realizované varianty.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Vzduchotechnické zařízení, rotační rekuperátor, filtrační jednotka, vzduchotechnické potrubí</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Pašek	Name Ladislav	
FIELD OF STUDY	T0-13 „Design of power system machines and equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křenek	Name Vladimír	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Environmental technology for production plant for the manufacture of automotive parts		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power Machines and Equipment	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	--	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	58	TEXT PART	54	GRAPHICAL PART	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis describes the design of Heat ventilation and air conditioning equipment for a real project of a changes of use of an industrial hall . The theoretical part contains requirements of the technology and calculations according to relevant standards for proper equipment sizing. It includes an evaluation of the proposed options and a detailed description of the implemented option.
KEY WORDS	Air conditioning equipment, rotary heat exchanger, filter unit, Air condition ducting

Obsah

1	Seznam použitých symbolů a značek	9
2	Úvod	12
3	Výrobní hala	13
4	Technologie haly 2	15
5	Dimenzování klimatizačního zařízení	18
5.1	Požadavky dle technologie a druhu práce	18
5.2	Tepelné ztráty dle ČSN EN 12381	18
5.2.1	Celková návrhová tepelná ztráta	18
5.2.2	Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla	18
5.2.3	Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí – součinitel tepelné ztráty HT, ie	19
5.2.4	Tepelné ztráty nevytápěným prostorem – součinitel tepelné ztráty HT, iue	20
5.2.5	Tepelné ztráty do nebo z vytápěných prostorů při různých teplotách – součinitel tepelné ztráty HT, ij	21
5.2.6	Tepelné ztráty do přilehlé zeminy – součinitel tepelné ztráty HT, ig	21
5.2.7	Výpočet součinitele prostupu tepla Uequiv, k pro podlahu na zemině dle ČSN EN ISO 13370	23
5.2.8	Tepelná ztráta větráním	25
5.3	Tepelné ztráty dle ČSN 06 0210 – Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění	25
5.3.1	Celková tepelná ztráta	25
5.3.2	Tepelná ztráta prostupem	25
5.3.3	Základní tepelná ztráta	26
5.3.4	Tepelná ztráta větráním	26
5.4	Tepelné zisky	26
5.4.1	Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla	26
5.4.2	Tepelné zisky z vnějšího prostředí	29
5.4.3	Celkové tepelné zisky ve výrobní hale	33
6	Návrh vzduchotechnického zařízení (VZT)	33
6.1	Návrh klimatizační jednotky	33
6.1.1	Chladicí výkon jednotky	34
6.1.2	Celkový topný výkon jednotek	34
6.1.3	Rekuperátor a jeho výkon	35
6.2	Možnosti chlazení vzduchu pro klimatizační jednotku	37
6.2.1	Chlazení s přímým výparem	38

6.2.2	Chlazení pomocí chilleru.....	38
6.3	Možnosti chlazení strojů.....	39
6.3.1	Centrální chlazení.....	39
6.3.2	Decentrální chlazení.....	39
7	Návrhy řešení.....	39
7.1	Řešení bez rekuperace tepla.....	39
7.2	Řešení s rekuperací tepla.....	40
8	Vyhodnocení nejhodnější varianty.....	40
8.1	Realizační náklady.....	40
8.2	Provozní náklady.....	41
9	Vyhodnocení investic.....	42
9.1	Určení prosté doby návratnosti.....	42
9.2	Diskontovaná doba návratnosti.....	42
9.3	Čistá současná hodnota NPV.....	42
9.4	Vnitřní výnosové procento IRR.....	43
9.5	Určení optimální varianty.....	43
10	Funkční celky a jejich parametry.....	43
10.1	Navržená jednotka a její parametry v porovnání s vypočtenými.....	43
10.2	Výrobník studené vody.....	45
11	Návrh potrubí dle parametrů.....	46
11.1	Tlakové ztráty v potrubí.....	47
11.1.1	Třecí tlakové ztráty.....	47
11.1.2	Místní tlakové ztráty.....	49
11.2	Přívodní potrubí.....	50
11.3	Odtah vzduchu.....	50
12	Popis realizace zvoleného návrhu.....	51
13	Závěr.....	53
14	Seznam použité literatury.....	54
15	Přílohy.....	55

1 Seznam použitých symbolů a značek

Symbol	Jednotka	Popis
Φ_i	W	Celková návrhová tepelná ztráta
$\Phi_{T,i}$	W	Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla
$\Phi_{V,i}$	W	Návrhová tepelná ztráta větráním
$H_{T,ie}$	W/K	Součinitel tepelné ztráty prostupem do venkovního prostředí
$H_{T,iue}$	W/K	Součinitel tepelné ztráty prostupem do venkovního prostředí nevytápěným prostorem
$H_{T,ig}$	W/K	Součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy
$H_{T,ij}$	W/K	Součinitel tepelné ztráty prostupem do sousedního prostoru vytápěného na výrazně nižší teplotu
$\theta_{int,i}$	°C	Výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru
θ_e	°C	Výpočtová vnější teplota
A_K	m ²	Plocha stavební části
U_K	W/m ² .K	Součinitel prostupu tepla stavební částí
e_k	-	Korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům
Ψ_l	W/m.K	Činitel lineárního prostupu tepla
l_l	m	Délka lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu
e_l	-	Korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům
b_u	-	Teplotní redukční činitel
θ_u	°C	Teplota nevytápěného prostoru
H_{iu}	W/K	Součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným a nevytápěným prostorem
H_{ue}	W/K	Součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru do venkovního prostředí
$f_{i,j}$	-	Redukční teplotní činitel
f_{g1}	-	Korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty
f_{g2}	-	Korekční činitel zohledňující vliv roční a průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou
$U_{equiv,k}$	W/m ² .K	Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí
G_W	-	Korekční činitel zohledňující vliv spodní vody
B'	-	Charakteristický parametr budovy
A_g	m ²	Plocha uvažované podlahové konstrukce
P	m	Obvod uvažované podlahové konstrukce
d_t	m	Celková ekvivalentní tloušťka
w	m	Celková tloušťka obvodových stěn obsahující všechny vrstvy
λ	W/m.K	Tepelná vodivost nepromrzlé zeminy
R_{si}	m ² .K/W	Odpor přestupu tepla na vnitřní straně
R_f	m ² .K/W	Tepelný odpor podlahy
R_{se}	m ² .K/W	Odpor přestupu tepla na vnější straně
\dot{Q}	W	Celková tepelná ztráta
\dot{Q}_p	W	Tepelné ztráty prostupem konstrukcemi
\dot{Q}_v	W	Tepelné ztráty větráním
\dot{Q}_0	W	Základní tepelná ztráta prostupem tepla

p_1	-	přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí
p_2	-	přirážka na urychlení zátupu
p_3	-	přirážka na světovou stranu
k	-	Součinitel prostupu tepla
t_i	°C	Výpočtová vnitřní teplota
$\sum S$	m ²	Ochlazovaná plocha stavební konstrukce
k_j	W/m ² .K	Součinitel prostupu tepla
S_j	m ²	Ochlazovaná plocha stavební konstrukce
t_i	°C	Výpočtová vnitřní teplota
t_{ej}	°C	Výpočtová teplota prostředí na vnější straně konstrukce
Q_1	W	Produkce tepla lidí
\dot{Q}_{svi}	W	Produkce tepla svítidel
\dot{P}	W	Celkový příkon osvětlovací soustavy
c_1	-	Součinitel současnosti chodu
c_2	-	Zbytkový součinitel
\dot{Q}_m	W	Tepelné zisky od technologie
\dot{Q}_{m-celk}	W	Celkové tepelné zisky od technologie
c_{1i}	-	Součinitel souběžnosti
c_{2i}	-	Zbytkový součinitel
c_{3i}	-	-průměrné zatížení strojů
\dot{P}_i	W	Elektrický příkon stroje
Δt	°C	Ohřev vzduchu od klimatizačního zařízení
S	m ²	Povrch vzduchovodu
w	m.s ⁻¹	Rychlost proudu
A	m ²	Průřez vzduchovodu
Δt_m	°C	Střední rozdíl teplot mezi vzduchem v potrubí a okolím
\dot{Q}_{ok}	W	Tepelné zisky okny konvekcí
S_o	m ²	Plocha oken
S_{os}	[m ²]	Osluněný povrch okna
I_o	W/m ²	Celková intenzita sluneční radiace
\dot{I}_{odif}	W/m ²	Intenzita difuzní sluneční radiace
c_o	-	Korekce na čistotu atmosféry
s	-	Stínící součinitel
t_r	°C	Rovnocenná sluneční teplota
t_e	°C	Vnější teplota
ε	-	Součinitel poměrné pohltivosti
\dot{I}	W/m ²	Intenzita přímé a difuzní sluneční radiace
α_e	-	Součinitel celkového přestupu tepla pro vnější prostředí
Q_S	W	Tepelný tok stěnou
t_{rm}	°C	Průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin
$t_{r\psi}$	°C	Součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou
m	-	Součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou
ψ	h	Fázové posunutí teplotních kmitů
δ	m	Tloušťka stěny
\dot{m}	kg/s	Hmotnostní průtok vzduchu

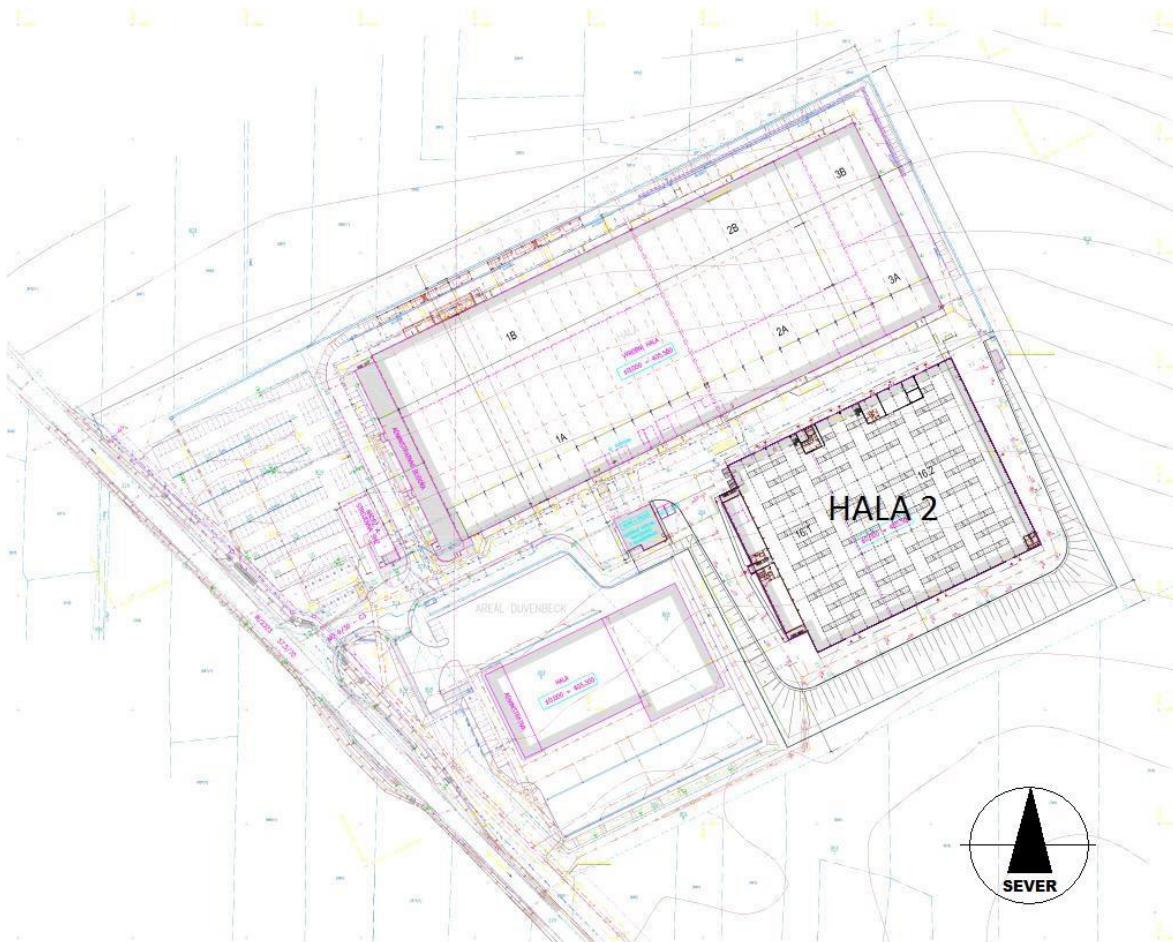
c_p	kJ/kg.K	Měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku
Δt	°C	Rozdíl teplot
Δh	kJ/kg	Rozdíl entalpií
T_N	Kč	Návratnost
I_N	Kč	Investiční náklady
U_N	Kč	Náklady uspořené v důsledku investice
T_{DS}	Kč	Diskontovaná doba návratnosti
D_{CF}	Kč	Diskontované peněžní toky v daném časovém období
r	-	Diskont
t	rok	Doba životnosti investice
NPV	Kč	Čistá současná hodnota
IRR	-	Ukazatel relativního výnosu
Δp_z	Pa	Třecí tlakové ztráty
λ	-	Součinitelem tření
Re	-	Reynoldsovo číslo
ρ	kg/m ³	Hustota
w	m/s	Rychlost proudění
ε_r	mm	Ekvivalentní drsnost
d_{ew}	m	Ekvivalentní průměr
C	-	Korekce
ξ	-	Ztrátový součinitel

2 Úvod

V dnešní době jsou kladeny vysoké hygienické nároky na čistotu pracovního prostředí. Těmito nároky jsou nejen čistota ovzduší, ale také teplota vzduchu a jeho přiváděné množství. Tyto faktory jsou ve většině případů značně ovlivňovány technologií, která je pro daný výrobní proces nezbytná. Způsobů jak tyto vlivy ovlivnit a docílit požadované tepelné pohody je celá řada. Předložená práce se zaměřuje na konkrétní způsoby úpravy vzduchu a konkrétní zařízení tak, aby byly splněny zadané požadavky.

Tato práce vznikla na základě reálného projektu vzduchotechniky pro výrobní halu společnosti Borgers CS. Osnova práce ve zjednodušené formě kopíruje skutečný pracovní průběh při řešení zadaného projektu vzduchotechniky. Pro případné čtenáře by práce měla osvětlit, co projektování obnáší, co je třeba znát a z čeho je dobré, nebo i nutné vycházet.

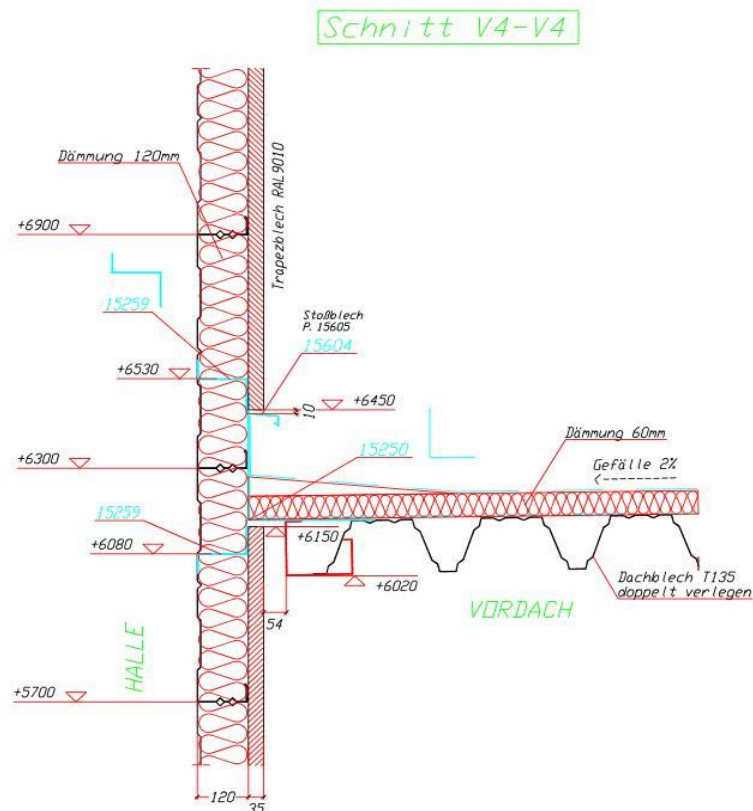
Stavebníkem, jinak též investorem, je v tomto projektu společnost Borgers CS. Ta patří v Plzeňském kraji k předním zaměstnavatelům, o čemž svědčí i nedávné ocenění od Generální finanční ředitelství za naplňování příjmů veřejných rozpočtů z pohledu daně z příjmu. Společnosti roste poptávka po jejích výrobcích a proto se i rychle rozrůstá a neustále se navyšují její výrobní kapacity, proto se v letošním roce rozhodla rozšířit výrobu i v jednom ze svých závodů, který je postavena u obce Volduchy. Zadalá tedy projekt, jehož cílem je vypracovat technickou dokumentaci a zrealizovat změnu užívání haly ze skladování na výrobu. Částí této dokumentace je i dodávka vzduchotechniky, kterou tato práce dále popisuje. Hala s označením 2 má být celkově změněna ze skladovací na výrobní halu. Tato změna užívání byla rozdělena do dvou etap, přičemž v první etapě, kterou se zabývá tato práce, má být zhotovena východní část haly. V druhé etapě pak bude změněna i zbylá menší západní část.



Obr. 1 Celková situace výrobního závodu

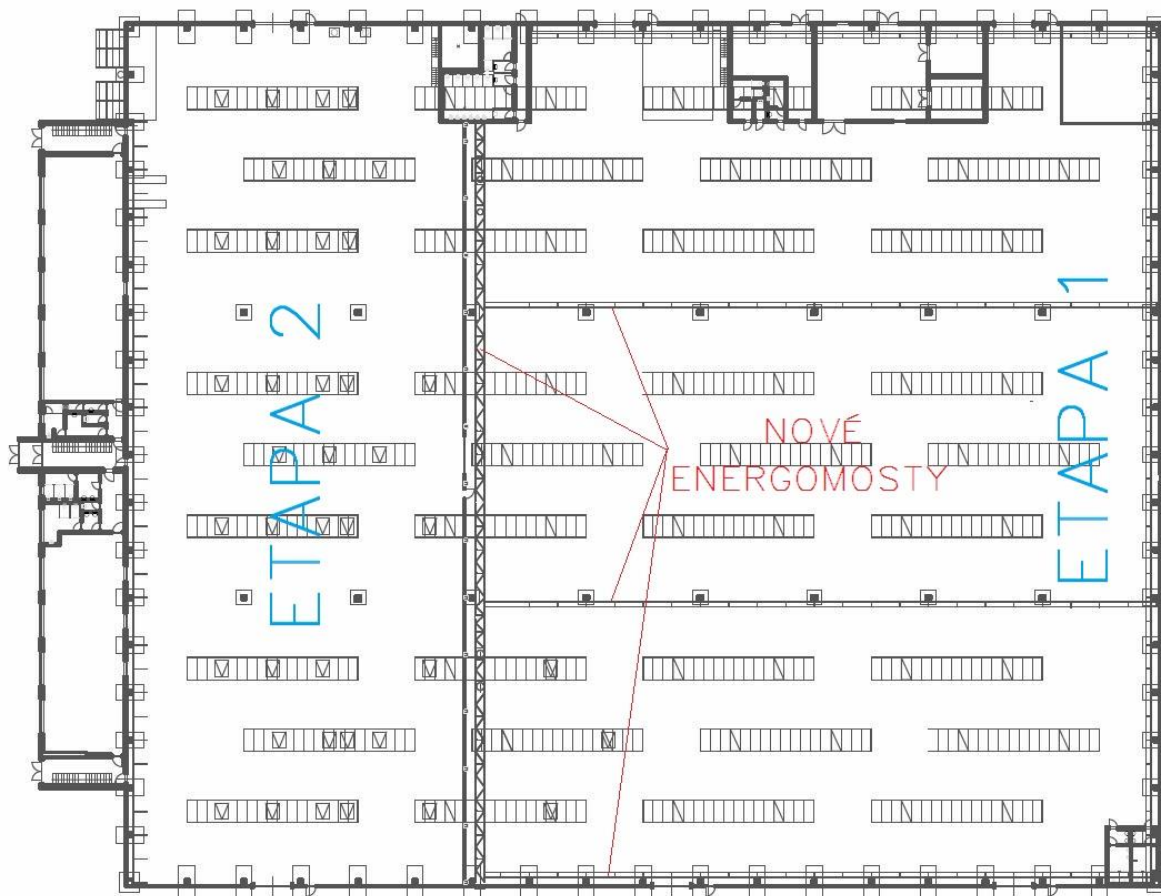
3 Výrobní hala

Výrobní hala 2 je součástí výrobního komplexu společnosti Borgers CS, který byl postaven u vsi Volduchy v Plzeňském kraji. Tato hala 2 byla postavena za účelem skladování materiálu, polotovarů a hotových výrobků. Zmíněná společnost získala zakázku na dodávání interiérových dílů pro automobilku BMW. Kvůli této zakázce bylo nezbytné výrobu rozšířit i do této původně skladovací haly. K hale je na západní straně přistavěna kancelářská budova. Celkové rozměry haly jsou 101,1 x 91,1 m a výška od podlahy k nosné konstrukci střechy je 8,5 m. K opláštění haly byly použity PUR (polyuretanové) desky, nástin skladby pláště je patrný z (Obr. 2), kde je i patrná síla desky. Stejně desky tvoří i střechu haly, ve které jsou umístěny pásové světlíky zasklené polykarbonátem. Po obvodu stavby nejsou umístěna žádná okna, kromě přístavku kanceláří. Tyto podklady byly dostupné od původního dodavatele stavby. Celková situace včetně naznačení světových stran a řešení haly 2 je na Obr. 1. Půdorys haly 2 je na Obr. 3, ze kterého je i patrné rozmístění světlíků.



Obr. 2 Skladba pláště haly

Přibližně ve třetině haly směrem od kancelářské budovy je z obrázku půdorysu patrná dělicí stěna. V první fázi rozšiřování výroby budou ustaveny stroje do východní části haly napravo od této rozdělovací stěny. V druhé fázi rozšiřování výroby bude ustaven stroj pro výrobu netkaného materiálu nalevo od stěny. Přestože je hala 2 jedním celkem, tyto dva prostory budou na sobě nezávislé. Nepředpokládá se, že by vzduchotechnika instalovaná ve východní části měla v budoucnu zajišťovat nebo přispívat k větrání části západní. Pro dodávku vzduchotechniky, elektroinstalací a rozvodů tlakového vzduchu bylo nutné halu upravit. Především šlo o doplnění, nebo případné zbudování zcela nových energomostů, na kterých budou uložena vzduchotechnická potrubí, kabely a potrubí stlačeného vzduchu. Energomost si lze představit jako nosnou konstrukci, která je připevněna k nosným sloupům haly, pokud to jejich nosnost dovolí, nebo umístěná na vlastní nosné konstrukci. Tyto konstrukce patří do dodávky stavby, kterou tato práce nepopisuje. Projektant vzduchotechniky se tedy v podstatě při návrhu potrubní trasy musí mnohdy držet možností, které mu sdělí projektant stavby. To může být mnohdy velmi komplikované, protože rozměry a tím i hmotnost potrubí nelze volit zcela libovolně, jak bude popsáno dále.



Obr. 3 Půdorys haly 2 – rozmístění světlíků

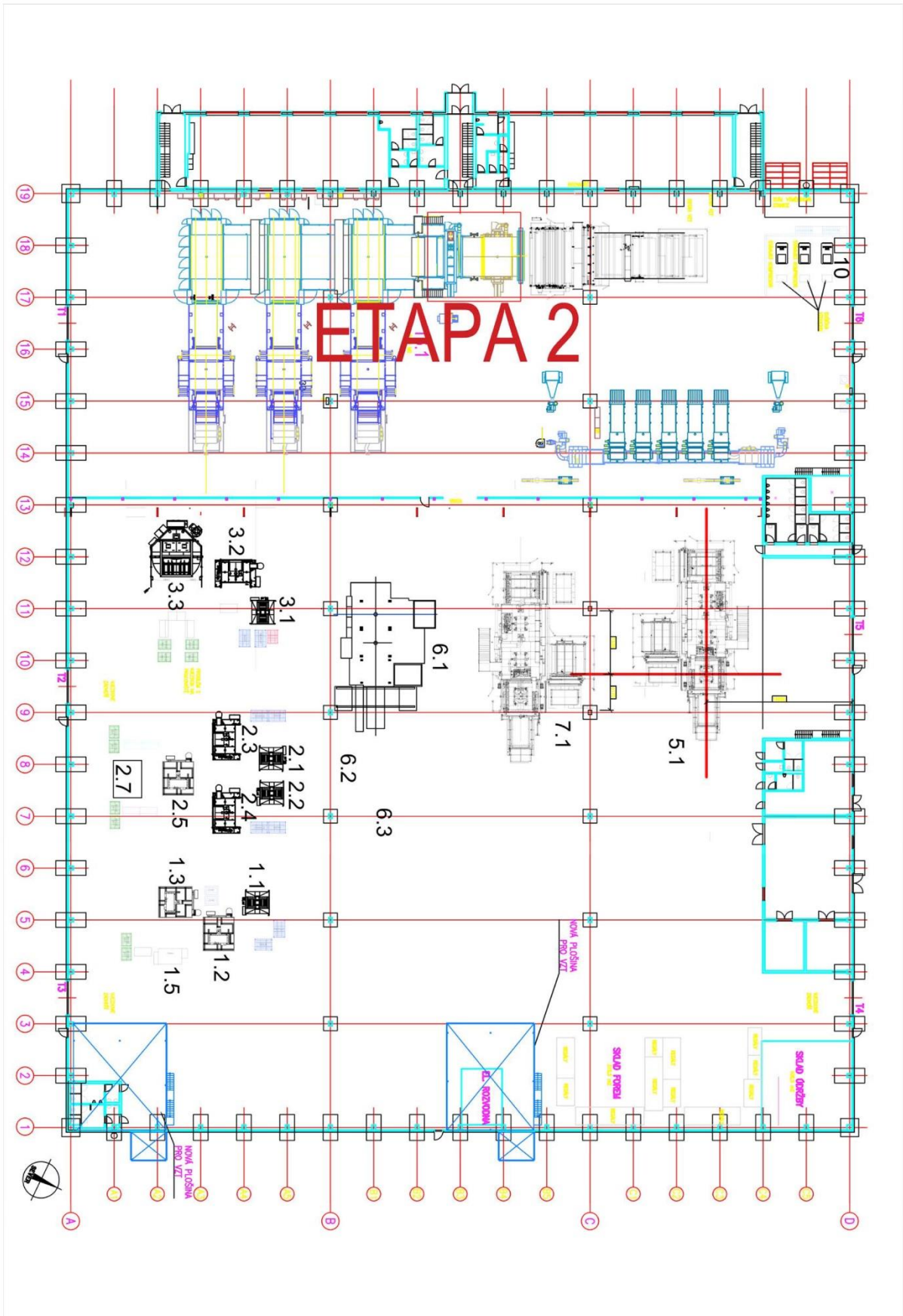
4 Technologie haly 2

Hala 2, jak bylo popsáno výše, sloužila jako sklad. Hlavním výrobním artiklem v této hale jsou netkané materiály pro výplně automobilových dveří, izolace kapot a obložení zavazadlového prostoru. Technologie, která bude v hale instalována, sestává z mnoha strojů, které mají rozdílné potřeby ke svému provozu. Detailní výčet technologie instalované v první etapě a jejích požadavků je uveden v tabulce Tab. 1. Požadavky vypsány v této tabulce byly zadány investorem, případně byly hodnoty převzaty od shodných strojů ze závodu Borgers CS v Hrádku u Rokycan. Stroje jsou ve východní části haly 2 rozmístěny tak, že je možné tyto procesy od sebe odlišit. Stroje 5.1, 6.1 a 7.1 tvarují materiál a proto bude tato část technologie dále nazývána Tvarování (německy Formanlage). Zbylé stroje, kterými jsou lisovací zařízení a další doprovodná technologie slouží k lisování zformovaného dílu. Tato část výroby tedy bude nazývána Lisování (německy Presse). S tímto rozdělením se bude dále pracovat. Plánované rozvržení technologie v hale je patrné z Obr. 4. Kromě požadavků uvedených v Tab. 1 je při návrhu klimatizačního zařízení nutné brát v úvahu i skutečný příkon strojů, protože strojem spotřebovaná elektrická energie se v konečné fázi přemění na teplo. Tomuto jevu se říká disipace energie, což znamená, že jakákoli energie (mechanická, elektrická, sluneční atd.) se postupně přemění v teplo. To je nejnižší a nejstabilnější formou energie. Do technologie haly je potřeba zahrnout i chlazení strojů, obslužnou techniku atp.

Odsávání vzduchu bude probíhat přímo nad stroji, které toto odsávání vyžadují. Odtah bude zprostředkován plechovými klobouky, které budou umístěny nad strojem tak, aby bylo možno je při případném servisu stroje odmontovat nebo vysunout výš nad stroj. Případně bude odtah napojen přímo na stroj, pokud to stroj umožňuje. Poslední důležitou informací je výkon stávající kotelný areálu, která má instalovaný výkon 2 870 kW, včetně rezervy 500 kW. Tato informace je důležitá v případě, že bude přiváděný vzduch ohříván prostřednictvím vodního výměníku. Topná voda pro tento výměník by se v takovém případě mohla ohřívát právě v kotelně.

Tab. 1 Technologie haly

TABULKA TECHNOLOGIE HALY 2.					
Č./Nr.	Stroj	Příkon [kW]	Spotřeba vzduchu [m³/h]	Chlazení stroje [l/s]	Chlazení nástrojů [l/s]
1.1	Předehřívací lis	95	8500	0	0
1.2	Tvarovací lis	70	2000	25	20
1.3	Ostřihovací lis	70	2000	25	0
1.4	Drtič	35	0	0	0
1.5	Svařování Cemas	30	0	0	0
2.1	Předehřívací lis	95	8500	0	0
2.2	Předehřívací lis	95	8500	0	0
2.3	Tvarovací lis	60	2000	22	20
2.4	Tvarovací lis	60	2000	22	20
2.5	Ostřihovací lis	70	2000	25	0
2.6	Drtič	35	0	0	0
2.7	Svařovací karusel	35	0	0	0
3.1	Předehřívací lis	95	8500	34	0
3.2	Tvarovací lis	70	2000	25	20
3.3	Waterjet	48	0	17	0
3.4	Drtič	35	0	0	0
3.5	Lepící systém	35	0	0	0
5.1	Tvarovací zařízení	550	20000	60	20
6.1	Tvarovací zařízení	550	20000	60	20
6.2	Ostřih	60	0	25	0
6.3	Svařování	100	0	0	0
7.1	Tvarovací zařízení	550	20000	60	20
10	Kompresor	150	0	0	0



Obr. 4 Plánované rozvržení technologie v hale

5 Dimenzování klimatizačního zařízení

5.1 Požadavky dle technologie a druhu práce

Vzhledem k charakteru výroby v hale, kde se vyrábí textilní výplně a malé plastové díly pro automobilový průmysl lze vykonávanou práci pracovníků označit jako druh práce IIb dle nařízení vlády č. 361/2007 Sb. Při tomto druhu práce je průměrný energetický výdej pracovníka M 106 až 130 W/m². Nařízení dále stanoví rozmezí teplot kulového teploměru v hale od 14 do 32 °C, minimální výměnu vzduchu na jednoho pracovníka 70 m³/h (při znečištění nebo zvýšené teplotě +10 m³/h) a rychlost proudění vzduchu 0,05 až 0,3 m/s.

Požadavky na množství přiváděného vzduchu byly popsány v kapitole 2 Technologie haly. Ostatní hodnoty potřebné k výpočtům jsou uvedeny v příslušných kapitolách. Veškeré informace o struktuře a materiálových vlastnostech haly byly získány od dodavatele stavby jakožto hlavního inženýra projektu. Při navrhování jakéhokoli vzduchotechnického zařízení se upřednostňují vždy ty z vyšších nároků. Například v tomto projektu má větší nároky na množství dopravovaného vzduchu technologie než obsluha. Dle obsluhy, respektive pracovníků a druhu vykonávané práce je na druhé straně stanovena teplota přiváděného vzduchu. Dopravované množství vzduchu je tedy dáno požadavky strojů, jeho teplota pak požadavky dle druhu prováděné práce obsluhy.

5.2 Tepelné ztráty dle ČSN EN 12381

Tyto ztráty jsou způsobeny prostupem tepla stěnami na rozhraní mezi vnitřním a vnějším prostorem, větráním vnitřních prostorů a také vedením tepla do půdy pod stavbou. Ztráty jsou počítány na základě znalosti extrémních vnějších teplot a teplot požadovaných ve vnitřních větraných a klimatizovaných prostorách. [1,2]

5.2.1 Celková návrhová tepelná ztráta

Celková návrhová tepelná ztráta Φ_i je dle normy ČSN EN 12831 rovna součtu návrhové tepelné ztráty prostupem tepla vytápěného prostoru $\Phi_{T,i}$ a návrhové tepelné ztráty větráním vytápěného prostoru $\Phi_{V,i}$.

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} = 89\,997 + 0 = 89\,997,00 \text{ W} \quad (1)$$

5.2.2 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla

Návrhová tepelná ztráta prostupem je definována rovnicí (2).

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \text{ [W]} \quad (2)$$

$$\Phi_{T,i} = (2345,43 + 0 + 312,09 + 0) \cdot (23 + 15) = 100\,985,76 \text{ W}$$

Kde: $\Phi_{T,i}$ – návrhová tepelná ztráta prostupem tepla [W]

$\Phi_{V,i}$ - návrhová tepelná ztráta větráním [W]

$H_{T,ie}$ - součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy [W/K]

$H_{T,iue}$ - součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem [W/K]

$H_{T,ig}$ - součinitel tepelné ztráty prostupem do zeminy z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu [W/K]

$H_{T,ij}$ - součinitel tepelné ztráty vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu, např. sousedící místnost uvnitř funkční části budovy nebo vytápěný prostor sousední funkční části budovy [W/K]

$\theta_{int,i}$ - výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru [°C]

θ_e - výpočtová venkovní teplota [°C]

5.2.3 Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí – součinitel tepelné ztráty $H_{T,ie}$

Součinitel tepelné ztráty z vytápěného do vnějšího prostředí $H_{T,ie}$ zahrnuje všechny stavební části a lineární tepelné mosty, které oddělují vytápěný prostor od venkovního prostředí, jako jsou stěny, podlaha, strop, dveře, okna. $H_{T,ie}$ se vypočítá z rovnice (3).

$$H_{T,ie} = \sum_K A_K \cdot U_K \cdot e_k + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot e_l \text{ [W/K]} \quad (3)$$

$$H_{T,ie} = 12678 \cdot 0,185 \cdot 1 + 0 = 2345,43 \text{ W/K}$$

Kde: A_K – plocha stavební části v metrech čtverečních [m²]

e_k, e_l – korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům při uvažování klimatických vlivů jako je různé oslunění, pohlcování vlhkosti stavebními díly, rychlost větru a teplota, pokud tyto vlivy nebyly uvažovány při stanovení U-hodnot dle EN ISO 6946. [5] Základní hodnoty lze získat z přílohy D. 4. 1 normy ČSN EN 12831.

U_K – součinitel prostupu tepla stavební částí [W/m²K] vypočtené podle:

- EN ISO 6946 (pro neprůsvitné části);
- EN ISO 10077-1 (pro dveře a okna); [6]
- nebo z údajů uvedených v Evropských technických schváleních;

l_l – délka lineárních tepelných mostů mezi vnitřním a venkovním prostředím v metrech [m]

Ψ_l – činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu [W/m.K]. Ψ_l se stanoví jedním ze dvou dále uvedených postupů:

- pro hrubé stanovení se užijí tabelární hodnoty uvedené v EN ISO 14683 [7]
- nebo se vypočtou podle EN ISO 10211-2 [8]

Tabelární hodnoty Ψ_l v EN ISO 14683 jsou stanoveny pro výpočtový postup uvažující celou budovu a ne pro postup výpočtu místnost po místnosti. Poměrné rozdělení hodnoty Ψ_l mezi místnostmi provede projektant.

Vnější výpočtová teplota je pro danou oblast stanovena normou. Pro Rokycany je výpočtová venkovní teplota θ_e -15 °C. Vzhledem k tomu, že informace o tepelných mostech nelze získat a z dostupné dokumentace původního dodavatele stavby nejsou tato místa patrná, bylo nutné je ve výpočtu neuvažovat.

5.2.4 Tepelné ztráty nevytápěným prostorem – součinitel tepelné ztráty $H_{T,iue}$

Je-li mezi vytápěným prostorem a venkovním prostředím nevytápěný prostor, návrhový součinitel tepelné ztráty prostupem tepla $H_{T,iue}$ z vytápěného prostoru do venkovního prostředí se vypočte podle rovnice (4).

Při výpočtu tepelných ztrát výrobní haly jsou tyto ztráty nulové, protože v hale není žádný nevytápěný prostor. Přesto bude uveden postup výpočtu, aby byl výpočet celkové návrhové tepelné ztráty úplný.

$$H_{T,iue} = \sum_K A_K \cdot U_K \cdot b_u + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot b_u \text{ [W/K]} \quad (4)$$

Kde: b_u – teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhové teploty.

Teplotní redukční činitel b_u se může stanovit jedním z následujících tří postupů:

- a) je-li teplota nevytápěného prostoru θ_u stanovena nebo navržena podle návrhových podmínek, je b_u :

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (5)$$

- b) je-li θ_u neznáma, vypočte se b_u jako:

$$b_u = \frac{H_{ue}}{H_{iu} + H_{ue}} \quad (6)$$

Kde: H_{iu} – součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným prostorem a nevytápěným prostorem [W/K], přičemž se zohledňují:

- tepelné ztráty prostupem (z vytápěného prostoru do nevytápěného prostoru)
- tepelné ztráty větráním (výměna vzduchu mezi vytápěným a nevytápěným prostorem)

H_{ue} – součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru do venkovního prostředí [W/K], přičemž se zohledňují:

- tepelné ztráty prostupem (do venkovního prostředí a do přilehlé zeminy)
- tepelné ztráty větráním (mezi nevytápěným a venkovním prostředím)

- c) redukční činitel b_u se pro každý případ stanoví v národní příloze k této normě. Neexistují-li národní hodnoty, použijí se základní hodnoty uvedené v příloze D. 4. 2. normy ČSN EN 12831.

5.2.5 Tepelné ztráty do nebo z vytápěných prostorů při různých teplotách – součinitel tepelné ztráty $H_{T,ij}$

$H_{T,ij}$ vyjadřuje tok tepla prostupem z vytápěného prostoru (i) do sousedního vytápěného prostoru (j) vytápěné na výrazně odlišnou teplotu. Může to být sousední místností uvnitř funkční části budovy (např. koupelna, lékařské ordinace a vyšetřovny, skladové místnosti), místnost patřící do sousední funkční části budovy (např. byt) nebo nevytápěná místnost v sousedící funkční části budovy.

Z výše uvedené definice vyplývá, že pro daný případ bude tento součinitel nulový, protože hala je počítána jako celek a žádné takové prostory pro tento druh ztrát neexistují. Výpočet bude přesto uveden, tak jako u tepelných ztrát nevytápěným prostorem, aby byl popis výpočtu úplný.

$H_{T,ij}$ se vypočte:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{i,j} \cdot A_k \cdot U_k \text{ [W/K]} \quad (7)$$

Kde: $f_{i,j}$ – je redukční teplotní činitel. Činitel koriguje teplotní rozdíl mezi teplotou sousedního prostoru a venkovní výpočtové teploty:

$$f_{i,j} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{vytápěného\ sousedního\ prostoru}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (8)$$

Neexistují-li národní hodnoty teploty sousedních vytápěných prostor, užijí se základní hodnoty podle přílohy D. 4. 4 této normy.

A_k – je plocha stavební části (k) [m^2]

U_k – je součinitel prostupu tepla stavební části (k) [$W/m^2 \cdot K$]

Účinky tepelných mostů se v tomto výpočtu neuvažují.

5.2.6 Tepelné ztráty do přilehlé zeminy – součinitel tepelné ztráty $H_{T,ig}$

Tepelné ztráty podlahami a základovými stěnami a přímým nebo nepřímým stykem s přilehlou zeminou závisí na více činitelích. Zahrnují plochu a obvod podlahové desky, hloubku podzemního podlaží pod úroveň zeminy, tepelné vlastnosti zeminy. [3]

Tato norma stanovuje tepelné ztráty do zeminy výpočtem podle EN ISO 13370 [9]:

-podrobným výpočtem

-nebo zjednodušeným dále popsaným výpočtem

Hodnota tepelné ztráty prostupem do zeminy v ustáleném stavu $H_{T,ig}$ z vytápěného prostoru do zeminy se vypočte z rovnice (9).

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_K A_K \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_W \text{ [W]} \quad (9)$$

$$H_{T,ig} = 1,45 \cdot 0,27 \cdot (6643 \cdot 0,12) \cdot 1 = 312,09 \text{ W}$$

Kde: f_{g1} – korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty. Tato hodnota je určena jako národní. Nejsou-li stanoveny národní hodnoty, použije se základní hodnota uvedená v příloze D. 4. 3, tedy hodnota 1,45.

f_{g2} – teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční a průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou, který se stanoví jako:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{22 - 12}{22 + 15} = 0,27 \quad (10)$$

A_K – plocha stavebních částí, které se dotýkají zeminy [m^2]

$U_{equiv,k}$ – ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí [W/m^2K], stanovený podle typologie podlahy (Obr. 5, Obr. 6).

G_w – korekční činitel zohledňující vliv spodní vody. Tento vliv se musí uvažovat, je-li vzdálenost mezi předpokládanou vodní hladinou spodní vody a úrovní podlahy podzemního podlaží (podlahové desky) menší než 1 m.

Tento činitel se může vypočítat dle EN ISO 13370 a stanoví se na národní úrovni. Nejsou-li národní hodnoty dostupné, použijí se základní hodnoty podle přílohy D. 4. 3.

Pro stanovení hodnoty $U_{equiv,k}$ je nutné znát charakteristický parametr budovy B' , který se stanoví z rovnice (11).

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P} \quad (11)$$

$$B' = \frac{6643}{0,5 \cdot 328} = 40,5$$

Kde: A_g – plocha uvažované podlahové konstrukce [m^2]. Pro budovu se A_g stanoví jako celková plocha podlahové konstrukce. Pro výpočet části budovy, např. funkční části budovy v řadových domech, A_g je plocha konstrukce uvažované části.

P – obvod uvažované podlahové konstrukce [m]. Tato hodnota je pro budovu rovna celkovému obvodu budovy. Pro výpočet části budovy, např. funkční části budovy v řadových domech, je délka obvodových stěn oddělujících vytápěný prostor uvažované části budovy od venkovního prostředí.

Vzhledem k tomu, že z řezu halou (Obr. 6) je patrné, že podlahová deska leží v úrovni zeminy, bude $U_{equiv,k}$ určen dle normy ČSN EN ISO 13370 - Tepelné chování budov – Přenos tepla zeminou. [10]

5.2.7 Výpočet součinitele prostupu tepla $U_{equiv,k}$ pro podlahu na zemině dle ČSN EN ISO 13370

Podlahy na zemině zahrnují takové podlahy, které jsou tvořeny deskou, která je celou svou plochou v kontaktu se zeminou, bez ohledu na to, zda je v celé ploše zeminou nesena. Taková deska musí být situována v úrovni povrchu okolního terénu nebo v úrovni blízké (viz Obr. 5). Součinitel prostupu tepla závisí na charakteristickém rozměru podlahy B' a na celkové ekvivalentní tloušťce d_t , která se stanoví podle vztahu (12):

$$d_t = w + \lambda \cdot (R_{si} + R_f + R_{se}) \quad (12)$$

$$d_t = 0,25 + 1,4 \cdot (0,17 + 0 + 0,04) = 0,54$$

Kde: w – je celková tloušťka obvodových stěn obsahující všechny vrstvy [m]

R_f – tepelný odpor podlahy, zahrnující tepelné odpory všech celoplošných tepelně - izolačních vrstev nad, pod i uvnitř souvrství podlahy, včetně nášlapné vrstvy

R_{si} – je odpor při přestupu tepla na vnitřní straně [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]

R_{se} – je odpor při přestupu tepla na vnější straně [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]

λ – je tepelná vodivost nepromrzlé zeminy [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]

Tepelný odpor desek z hutného betonu a tenkých nášlapných vrstev může být zanedbán. U štěrkových vrstev pod podlahou se předpokládá stejná tepelná vodivost jako u zeminy a jejich tepelný odpor není třeba uvažovat.

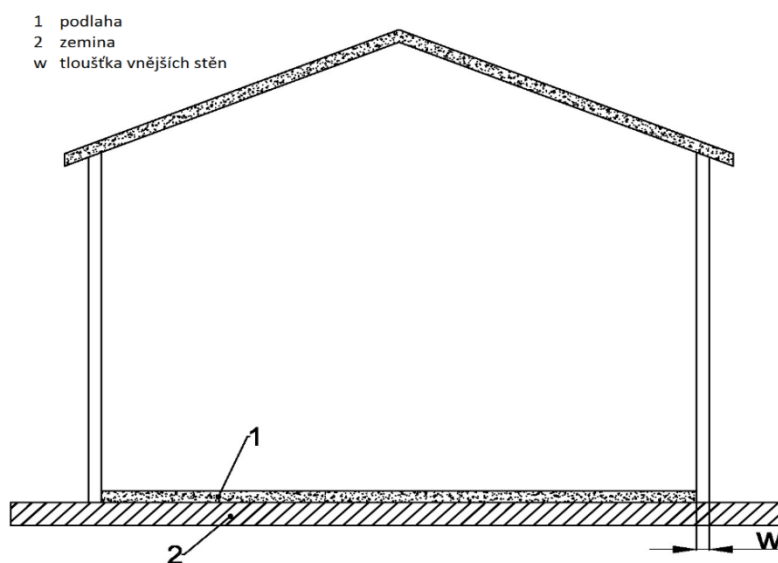
Vzhledem k tomu, že $d_t < B'$ použije se pro výpočet součinitele prostupu tepla vztah (13):

$$U_{equiv,k} = \frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \cdot \ln \cdot \left(\frac{\pi \cdot B'}{d_t} + 1 \right) \quad (13)$$

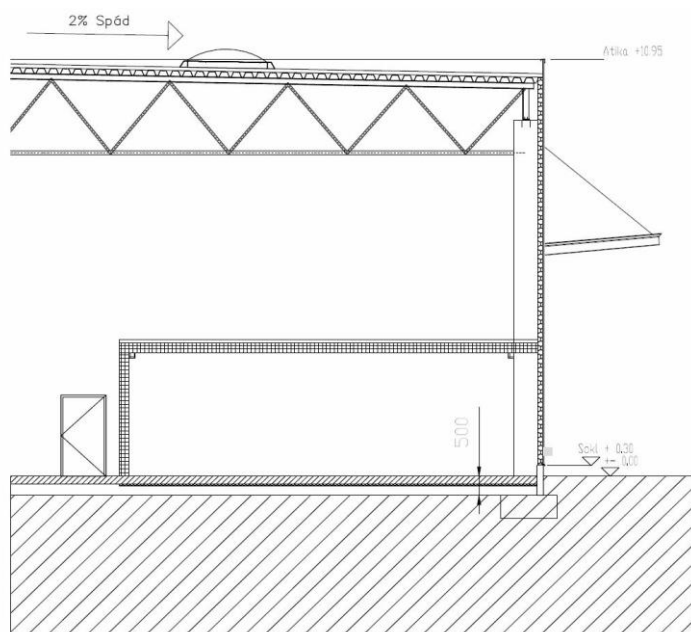
$$U_{equiv,k} = \frac{2 \cdot 1,4}{\pi \cdot 40,5 + 0,54} \cdot \ln \cdot \left(\frac{\pi \cdot 40,5}{0,54} + 1 \right) = 0,12$$

Tab. 2 Tepelné odpory při přestupu tepla dle ČSN 73 0540-3 [11]

Povrch	Účel výpočtu	Konstrukce/povrch	Tepelný odpor při přestupu tepla R_{se} a R_{si} [$m^2 \cdot K/W$]
Vnější	Součinitel prostupu tepla, povrchové teploty	Jednoplášťová	0,04
		Dvouplášťová	stejně jako R_{si}
Zemina		Styk se zeminou	0
Vnitřní	Součinitel prostupu tepla, tepelné toky	Stěna (horizont. tep. tok)	0,13
		Střecha (tep. tok vzhůru)	0,10
		Podlaha (tep. tok dolů)	0,17



Obr. 6 Podlaha na zemině dle ČSN 73 0540-3



Obr. 5 Podlaha haly

5.2.8 Tepelná ztráta větráním

Tepelnou ztrátu větráním je třeba uvažovat v případech, kdy je větrání podtlakové. Ve výrobní hale je větrání rovnotlaké, a proto se se ztrátou větráním nepočítá.

5.3 Tepelné ztráty dle ČSN 06 0210 – Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění

5.3.1 Celková tepelná ztráta

Celková tepelná ztráta \dot{Q} je dle normy ČSN 06 2010 rovna součtu tepelné ztráty prostupem konstrukcemi \dot{Q}_p a tepelné ztráty větráním \dot{Q}_v . [12, 13, 14]

$$\dot{Q} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_v = 89\,997 + 0 = 89\,997 \text{ W} \quad (14)$$

5.3.2 Tepelná ztráta prostupem

Tepelná ztráta prostupem je definována rovnicí (15) jako součin základní tepelné ztráty prostupem a přírážkových součinitelů.

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_o(1 + p_1 + p_2 + p_3) \text{ [W]} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_p = 85857,39 \cdot (1 + 0,027 + 0,05) = 92468,41 \text{ W}$$

Kde: \dot{Q}_o – základní tepelná ztráta prostupem tepla [W]

p_1 – přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí [-]

p_2 – přírážka na urychlení zátoku [-]

p_3 – přírážka na světovou stranu [-]

Přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí p_1 závisí na průměrném součiniteli prostupu tepla všech konstrukcí prostoru k_c , který se určí ze vztahu:

$$k_c = \frac{\dot{Q}_o}{(t_i - \theta_e) \sum S} \quad (16)$$

Kde: $\sum S$ – ochlazovaná plocha stavební konstrukce [m²]

t_i – výpočtová vnitřní teplota [°C]

θ_e – výpočtová venkovní teplota [°C]

Pak se přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí p_1 stanoví ze vztahu:

$$p_1 = 0,15k_c \quad (17)$$

$$p_1 = 0,15 * 0,177 = 0,027$$

Přirážku na urychlení zátopy lze zanedbat, protože hala disponuje vlastní kotelnou, která je schopna zajistit nepřerušovaný provoz vytápění. Přirážka p_3 závisí na poloze nejvíce ochlazované stěny. Hodnota je stanovena normou ČSN 06 2010. Nejvíce ochlazovanou stěnou výrobní haly je severozápadní stěna. Tomuto směru odpovídá přirážka 0,05.

5.3.3 Základní tepelná ztráta

Základní tepelná ztráta je rovna součtu tepelných toků v ustáleném tepelném stavu jednotlivými konstrukcemi ohraničujícími vytápěnou místnost do venkovního prostoru nebo sousední místnosti.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_o &= k_1 S_1 (t_i - t_{e1}) + k_2 S_2 (t_i - t_{e2}) + \dots + k_n S_n (t_i - t_{en}) \\ &= \sum_{j=1}^n k_j S_j (t_i - t_{ej}) \quad [\text{W}] \end{aligned} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_o = 0,185 \cdot 12213 \cdot [23 - (-15)] = 85\,857,39 \text{ W}$$

Kde: S_1, S_2, \dots, S_n (obecně S_j) – ochlazovaná plocha stavební konstrukce [m^2]

k_1, k_2, \dots, k_n (obecně k_j) – součinitel prostupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

t_i – výpočtová vnitřní teplota [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{e1}, t_{e2}, \dots, t_{en}$ (obecně t_{ej}) – výpočtová teplota prostředí na vnější straně konstrukce [$^{\circ}\text{C}$]

Vnější výpočtová teplota je pro danou oblast stanovena normou. Pro Rokycany je teplota je výpočtová venkovní teplota $\theta_e - 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.3.4 Tepelná ztráta větráním

Tepelnou ztrátu větráním je třeba uvažovat v případech, kdy je větrání podtlakové. Ve výrobní hale je větrání rovnotlaké, a proto se se ztrátou větráním nepočítá.

5.4 Tepelné zisky

5.4.1 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla

a) Produkce tepla lidí Q_1

Tato produkce zahrnuje pouze citelné teplo. Toto teplo závisí na fyzické práci, teplotě okolního vzduchu a složení skupiny lidí. Jako základ se bere produkce tepla muže při mírně aktivní práci u stolu, při teplotě $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je to 62 W . V hale, kde se jedná o lehkou práci při $23 \text{ }^{\circ}\text{C}$, je tato produkce tepla jednoho muže 66 W . V hale při jedné směně bude pracovat 60 osob a celková produkce tepla tak bude rovna:

$$Q_1 = 66 \cdot 60 = 3\,960 \text{ W} \quad (19)$$

b) Produkce tepla svítidel \dot{Q}_{svi}

Celkový příkon osvětlovací soustavy v hale je 75 kW. Osvětlení bude regulováno v závislosti na denním osvětlení a to v rozmezí od 50-100%. U osvětlení se předpokládá, že celý elektrický příkon se změní na teplo, které se ze světla vysálá, nebo se předá okolí konvekcí. Před výpočtem je nutné určit součinitel současnosti c_1 a zbytkový součinitel c_2 . Vzhledem k předpokládané regulaci osvětlení byla zvolena hodnota součinitele současnosti $c_1 = 0,5$. Zbytkový součinitel závisí na odvětrávání svítidel, nebo místu odsávání vzduchu. Ve výrobní hale je vzduch odsáván přímo nad technologií a nemísí se tedy se vzduchem přiváděným, proto je hodnota zbytkového součinitele $c_2 = 1$.

$$\dot{Q}_{svi} = \dot{P}c_1c_2 = 75\,000 \cdot 0,5 \cdot 1 = 37\,500 \text{ W} \quad (20)$$

Kde: \dot{P} – celkový příkon osvětlovací soustavy [W]

c_1 – součinitel současnosti chodu [-]

c_2 – zbytkový součinitel [-]

c) Tepelné zisky od technologie \dot{Q}_m

Stejně jako u svítidel se v konečné fázi elektrický příkon stroje změní na teplo. U technologie je nutné také stanovit součinitel souběžnosti strojů, zbytkový součinitel (odvádí-li se všechnen vzduch pro chlazení motorů mimo místnost, je tento součinitel roven jedné) a součinitel průměrného zatížení strojů. Hodnoty souběžnosti byly stanoveny investorem na základě zkušeností z obdobné výroby v závodu Borgers CS Hrádek u Rokycan.

Zisky od technologie se spočtou dle následujícího vztahu. Příspěvky od jednotlivých strojů a celkový tepelný zisk jsou uvedeny v Tab. 3.

$$\dot{Q}_m = \sum_{i=1}^n c_{1i}c_{2i}c_{3i}\dot{P}_i \text{ [W]} \quad (21)$$

Kde: \dot{P}_i – el. příkon stroje [W]

c_{1i} – součinitel souběžnosti [-]

c_{2i} – zbytkový součinitel [-]

c_{3i} – průměrné zatížení strojů [-]

Vzhledem k tomu, že veškerá instalovaná technologie, produkující teplo, má stanovený odtah, je zbytkový součinitel c_{2i} pro všechny stroje roven jedné. Veškerý chladící vzduch se totiž odvádí ven z výrobní haly.

Tab. 3

Technologie haly

Zdroj tepla		P [kW]	n [-]	c ₁ [-]	c ₂ [-]	c ₃ [-]	Q [kW]
Číslo strojů: 1.1; 1.2; 1.3; 1.4; 1.5	Přehřívací lis	95	1	0,7	1	0,4	26,6
	Tvarovací lis	70	2	0,7	1	0,5	49,0
	Drtič	35	1	0,7	1	0,3	7,35
	Svařovací zařízení	15	1	0,7	1	0,5	5,25
Číslo strojů: 2.1; 2.2; 2.3; 2.4; 2.5; 2.6; 2.7	Nahřívací lis	95	2	0,7	1	0,4	53,2
	Lis 100T	60	2	0,7	1	0,5	42,0
	Lis Hemming 150T	70	1	0,7	1	0,5	24,5
	Drtič	35	1	0,7	1	0,3	7,35
	Svařovací karusel	35	1	0,7	1	0,5	12,25
Číslo strojů: 3.1; 3.2; 3.3; 3.4; 3.5	Nahřívací lis	95	1	0,7	1	0,4	26,6
	Lis Hemming 150T	70	1	0,7	1	0,5	24,5
	Water Jet	48	1	0,7	1	0,3	10,08
	Drtič	35	1	0,7	1	0,3	7,35
	Lepící zařízení	35	1	0,7	1	0,5	12,25
Číslo strojů: 5.1; 6.1; 6.2	Tvarovací zařízení	550	1	0,7	1	0,3	115,5
	Vyřezávací zařízení	60	2	0,7	1	0,5	42
Stávající zařízení	Tvarovací zařízení	550	1	0,7	1	0,3	115,5
	Vyřezávací zařízení	60	1	0,7	1	0,5	21
	Svařovací zařízení	100	1	0,7	1	0,5	35
	Úpravna vody	15	1	0,7	1	0,2	2,1
	Kompresor	150	1	0,7	1	0,7	73,5
	Vysokozdvíhový vozík	34	4	1	1	0,75	102
Celkový instalovaný příkon technologie ΣP [W]		2699					814,88

Stroje jsou chlazený vodou, a proto je třeba od celkového tepelného zisku odečíst výkon tohoto chlazení, který je 500 kW, pak jsou výsledné zisky od technologie:

$$\dot{Q}_{m-celk} = \dot{Q}_m - 500\,000 = 314\,880\text{ W} \quad (22)$$

d) Tepelné zisky od součástí klimatizačního zařízení

Vzhledem k tomu, že čerstvý vzduch je ve vzduchotechnické jednotce ohříván, nebo chlazen, v závislosti na nastaveném režimu, nemusí se uvažovat tepelné zisky od průchodu vzduchu ventilátorem. Nelze ovšem zanedbat zisky od průchodu čerstvého

vzduchu vzduchovodem, který se nachází v teplejším prostředí (pod střechou haly, kde je teplota nejvyšší). Přibližné ohřátí lze spočítat dle vztahu:

$$\Delta t = \frac{kS\Delta t_m}{1200wA} = \frac{3,52 \cdot \pi \cdot 65,7,5}{1200 \cdot 6,4 \cdot \pi \cdot 1^2} = 0,33 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (23)$$

Kde: S – povrch vzduchovodu [m^2]

k – součinitel prostupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] ($k \cong 3,5 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$)

w – rychlost proudu [m/s]

A – průřez vzduchovodu [m^2]

Δt_m – střední rozdíl teplot mezi vzduchem v potrubí a okolím [$^\circ\text{C}$]

Z uvedeného vztahu je patrné, že ohřátí vzduchu ve vzduchovodu je nepatrné a je tedy možné jej zanedbat.

5.4.2 Tepelné zisky z vnějšího prostředí

a) Tepelné zisky okny

Výrobní hala má okna pouze ve stropu. Těmito okny jsou pásové obloukové světlíky zasklené polykarbonátovými deskami o tloušťce 20 mm se součinitelem prostupu tepla $k_o = 1,2 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. Tepelný tok okny má dvě složky. Prostup tepla konvekcí a prostup tepla sluneční radiací. Prostup tepla konvekcí se spočte dle vztahu:

$$\dot{Q}_{ok} = k_o S_o (t_e - t_i) \text{ [W]} \quad (24)$$

Kde: \dot{Q}_{ok} - tepelný zisk okny [W]

S_o - plocha oken [m^2]

Prostup tepla sluneční radiací se spočte dle vztahu:

$$\dot{Q}_{or} = [S_{os} \dot{I}_o c_o + (S_o - S_{os}) \dot{I}_{odif}] s \text{ [W]} \quad (25)$$

Kde: S_{os} – osluněný povrch okna [m^2]

\dot{I}_o – celková intenzita sluneční radiace [W/m^2]

\dot{I}_{odif} – intenzita difuzní sluneční radiace [W/m^2]

c_o – korekce na čistotu atmosféry (venkovská oblast $c_o = 1,15$) [-]

s – stínící součinitel [-]

Vzhledem k tomu, že jde o stropní světlíky, lze předpokládat, že osluněná plocha okna je stejná jako celková ($S_o = S_{os}$) a intenzita difuzní sluneční radiace se ve výsledku neprojevívá. Stínící součinitel pro polykarbonátové zasklení s výše uvedeným prostupem tepla je přibližně 40%. Celkové intenzity sluneční radiace pro měsíc červenec v závislosti na denní hodině jsou uvedeny v Tab. 4. Dosazením do výše uvedených rovnic (24) a (25) jsou definovány tepelné zisky okny.

$$\dot{Q}_{ok} = 1,2 \cdot 1522,8 \cdot (30 - 25) = 18\,274 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{or} = [1522,8 \cdot 640 \cdot 1,15] \cdot 0,4 = 448\,312 \text{ W}$$

Tab. 4 Intenzita sluneční radiace I_o [W/m^2]

Směr	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SZ	Horiz.	
Denní doba [h]	5	45	85	83	41	24	24	24	24	41
	6	87	287	322	180	53	53	53	53	122
	7	80	361	481	335	78	78	78	78	249
	8	100	321	539	452	128	100	100	100	397
	9	117	217	505	511	230	117	117	117	534
	10	130	135	389	506	335	130	130	130	640
	11	139	139	232	437	409	185	139	139	706
	12	141	141	141	316	435	316	141	141	729
	13	139	139	139	185	409	437	232	139	706
	14	130	130	130	130	335	506	389	135	640
	15	117	117	117	117	230	511	505	217	534
	16	100	100	100	100	128	452	539	321	397
	17	80	78	78	78	78	335	481	361	249
	18	87	53	53	53	53	180	322	287	122
	19	46	24	24	24	24	41	83	85	41

b) Tepelné zisky stěnami

Při prosklených fasádách mají tyto zisky jen nepatrný význam. Jejich vliv se projevuje u budov s lehkou fasádou, rozlehlých objektů a objektů, kde strop tvoří zároveň i střechu. Pro výpočet prostupu tepla stěnami se dosazují průměrné teploty v okolních místnostech. Při výpočtu prostupu tepla vnějšími stěnami je třeba uvažovat kolísání teplot v průběhu dne, a proto se dosazují tzv. *rovnocenné sluneční teploty*. (Červenec 14:00)

$$t_r = \theta_e + \frac{\varepsilon \dot{I}}{\alpha_e} = 30 + \frac{0,6 \cdot 706}{15} = 58,24 \text{ °C} \quad (26)$$

Kde: \dot{I} – intenzita přímé a difuzní sluneční radiace (nejvyšší průměrná hodnota v letním období je $1000 \text{ W}/\text{m}^2$)

ε – součinitel poměrné pohltivosti (průměrná hodnota 0,6)

α_e – součinitel celkového přestupu tepla pro vnější prostředí (prům. hodnota v letním období $15 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

θ_e – vnější teplota (letní období 30 °C)

Pro výpočet prostupu tepla jsou, dle informací dodávky stavby, uvažovány *středně těžké* polyuretanové (PUR) stěnové panely, to znamená, že je nutné respektovat kolísání teplot, kromě stropu, který je uvažován jako *stěna lehká*. Tyto stěny se uvažují v tloušťkách od 0,08 do 0,45 m. Tloušťka stěny haly je 0,12 m, jak je patrné z (Obr.2). Tepelný tok je určen vztahem:

$$Q_s = kS[(t_{rm} - t_i) + m(t_{r\psi} - t_{rm})] \quad (27)$$

$$\psi \doteq 32\delta - 0,5 = (32 \cdot 0,12) - 0,5 = 3,34 \Rightarrow 3 \text{ h} \quad (28)$$

$$m \doteq \frac{1 + 7,6\delta}{2500\delta} = \frac{1 + (7,6 \cdot 0,16)}{3,497} = 0,748 \quad (29)$$

Pro severozápadní stěnu $t_{rm}=27,8 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{r\psi}=33,0 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} Q_{sz} &= kS_{sz}[(t_{rm} - t_i) + m(t_{r\psi} - t_{rm})] \\ &= 0,185 \cdot 1193 \cdot [(27,8 - 22) + 0,748 \cdot (33,0 - 27,8)] \\ &= 2\,138 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (30)$$

Pro severovýchodní stěnu $t_{rm}=27,8 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{r\psi}=33,0 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} Q_{sv} &= kS_{sv}[(t_{rm} - t_i) + m(t_{r\psi} - t_{rm})] \\ &= 0,185 \cdot 997 \cdot [(27,8 - 22) + 0,748 \cdot (33,0 - 27,8)] \\ &= 1\,787 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (31)$$

Pro jihozápadní stěnu $t_{rm}=30,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{r\psi}=38,1 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} Q_{jz} &= kS_{jz}[(t_{rm} - t_i) + m(t_{r\psi} - t_{rm})] \\ &= 0,185 \cdot 470 \cdot [(30,2 - 22) + 0,748 \cdot (38,1 - 30,2)] \\ &= 1\,227 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (32)$$

Pro jihovýchodní stěnu $t_{rm}=30,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{r\psi}=48,7 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} Q_{jv} &= kS_{jv}[(t_{rm} - t_i) + m(t_{r\psi} - t_{rm})] \\ &= 0,185 \cdot 1193 \cdot [(30,2 - 22) + 0,748 \cdot (48,7 - 30,2)] \\ &= 4\,861 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (33)$$

Pro střechu $t_r=77 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_i=36 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$Q_{st} = kS_{st}(t_r - t_i) = 0,185 \cdot 9828 \cdot (77 - 36) = 63\,411 \text{ [W]} \quad (34)$$

Celkové tepelné zisky stěnami:

$$Q_s = Q_{sv} + Q_{sz} + Q_{js} + Q_{jv} + Q_{st} \text{ [W]} \quad (35)$$

$$Q_s = 1\,787 + 2\,138 + 1\,227 + 4\,861 + 63\,411 = 73\,423 \text{ W}$$

Kde: t_{rm} – průměrná rovnícenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin [$^\circ\text{C}$]

- $t_{r\psi}$ – rovnocenná sluneční teplota v čase o ψ dřívější [°C]
 m – součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou [-]
 t_i – vnitřní teplota [°C]
 S – plocha stěny [m²]
 k – součinitel prostupu tepla PUR izolace (0,185 W/m².K)
 ψ – fázové posunutí teplotních kmitů [h]
 δ – tloušťka stěny [m]

Tab. 5 Venkovní teploty v závislosti na času a světové straně

Hodina	θ_e	horiz.	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SZ
1	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9
2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
3	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0
4	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
5	16,9	19,1	19,3	20,9	20,8	19,1	18,1	18,1	18,1	18,1
6	18,1	25,1	23,5	31,4	32,9	27,2	20,9	20,6	20,6	20,6
7	19,5	32,8	23,9	36,8	41,7	35,8	23,2	23,2	23,2	23,2
8	21,2	40,8	25,9	37,9	46,3	42,8	29,3	25,9	25,9	25,9
9	23,0	48,4	28,5	36,0	47,4	47,4	36,6	28,5	28,5	28,5
10	24,8	54,7	30,9	32,4	45,0	49,4	43,0	30,9	30,9	30,9
11	26,5	59,3	33,0	33,0	40,6	48,7	47,7	38,1	33,0	33,0
12	27,9	61,7	34,6	34,6	34,6	45,6	50,2	45,6	34,6	34,6
13	29,1	61,8	35,6	35,6	35,6	40,6	50,3	51,3	43,1	35,6
14	29,8	59,6	35,9	35,9	35,9	35,9	47,9	54,4	50,0	37,3
15	30,0	55,4	35,5	35,5	35,5	35,5	43,6	54,4	54,2	43,0
16	29,8	49,4	34,4	34,4	34,4	34,4	37,9	51,3	54,9	46,4
17	29,1	42,3	33,5	32,7	32,7	32,7	32,7	45,3	51,3	46,4
18	27,9	35,0	33,4	30,5	30,5	30,5	30,5	37,1	42,8	41,3
19	26,5	28,7	28,9	27,6	27,6	27,6	27,6	28,7	30,4	30,4
20	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8
21	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0
22	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2
23	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5
24	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
Průměr	23,0	33,6	26,2	27,8	29,7	30,2	29,6	30,2	29,7	27,8

Tab. 6 Součinitele prostupu tepla PUR desek v závislosti na tloušťce izolačního jádra

Tloušťka izolačního jádra panelu [mm]	Součinitel prostupu tepla k [W/m ² .K]
40	0,595

50	0,447
60	0,37
80	0,277
100	0,222
120	0,185
150	0,149
170	0,131
200	0,112

5.4.3 Celkové tepelné zisky ve výrobní hale

Celkové teplo, které se v hale vyvine, získáme sečtením všech tepelných zisků z vnějšího i vnitřního prostředí.

$$Q = Q_1 + Q_{svi} + Q_m + Q_{ok} + Q_{or} + Q_s \text{ [W]} \quad (36)$$

$$Q = 3\,960 + 37\,500 + 314\,880 + 23\,756 + 448\,312 + 73\,423 = 901\,831 \doteq 902 \text{ kW}$$

Kde: Q – celkové tepelné zisky v hale [W]

Q_1 – tepelné zisky od lidí [W]

Q_{svi} – tepelné zisky svítidel [W]

Q_m – tepelné zisky od technologie [W]

Q_{ok} – tepelné zisky okny konvekcí [W]

Q_{or} – tepelné zisky okny radiací [W]

Q_s – tepelné zisky stěnami [W]

6 Návrh vzduchotechnického zařízení (VZT)

Z uvedených potřeb vzduchu a vzhledem k rozložení strojů v hale je nejjednodušší navrhnout dvě vzduchotechnické jednotky o přibližně stejných parametrech. Toto zjednodušení je nutné především kvůli požadavkům investora, který požaduje ponechat co největší plochu pro případné skladování pomocného materiálu. Za tímto účelem budou vzduchotechnické jednotky umístěny na plošinách tak, aby pod nimi vznikly skladovací plochy. Tím se ovšem snížila maximální výška, do které se VZT jednotky musejí vejít a to o cca. 3 metry. Je tedy zřejmé, že pokud by měla veškeré požadavky pokrýt jedna VZT jednotka, její rozměry by překračovaly meze dostupného prostoru.

6.1 Návrh klimatizační jednotky

Z výše uvedených výpočtů je patrné, že celkové teplo, které se v hale vyvine, je 902 kW. Toto teplo je třeba z haly odvést, jinak by teplota v hale neustále rostla. Nejvyšší požadovaný odtah má technologie a to 106 000 m³/h. Vzduch bude odsáván zákryty pouze nad technologií a lze určit dle obdobných zařízení instalovaných v závodě Borgers CS v Hrádku u Rokycan, že odsávaný vzduch bude mít teplotu 45 ÷ 50 °C (pro výpočet byla zvolena teplota 50 °C). Maximální teplota přívodního vzduchu v létě byla stanovena na 23°C. V zimním období je pak minimální teplota přívodního vzduchu 18°C.

$$Q_o = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t = \left(\frac{106000}{3600} \cdot 1,275 \right) \cdot 1,005 \cdot (50 - 23) = 1018,7 \doteq 1019 \text{ kW} \quad (37)$$

Kde: \dot{m} – hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]

c_p – měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku [kJ/(kg.K)]

Δt – rozdíl teplot [°C]

Z výpočtu vyplývá, že stanovená teplota přiváděného vzduchu je dostatečná a i ve dnech kdy budou tepelné zisky extrémní, bude tato teplota pro odvod tepelných zisků dostačující.

6.1.1 Chladicí výkon jednotky

Chladicí výkon jednotky se spočte ze známého požadovaného průtoku vzduchu, venkovní teploty a požadované teploty přivodního vzduchu. Požadovaný průtok vzduchu je roven požadovanému odtahu a to 106 000 m³/h. Letní venkovní teplota je průměrně 30 °C a teplota přivodního vzduchu 23 °C. Teplota přivodního vzduchu byla zvolena o něco nižší na 22 °C, z důvodů možnosti lepší regulace a pro případ velkého krátkodobého tepelného zatížení haly. Potřebný tepelný výkon suchého chlazení se tedy spočte následovně.

$$Q_{ch} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \text{ [W]} \quad (38)$$

$$Q_{ch} = \left(\frac{106000}{3600} \cdot 1,275 \right) \cdot 1,005 \cdot (30 - 22) = 301,83 \doteq 302 \text{ kW}$$

Kde: \dot{m} – hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]

c_p – měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku [kJ/(kg.K)]

Δt – rozdíl teplot [°C]

6.1.2 Celkový topný výkon jednotek

Pro výpočet potřebného topného výkonu jednotky v zimě je uvažována venkovní teplota - 15 °C. Přiváděný vzduch v zimním období má mít teplotu minimálně 18 °C. Při topení bez rekuperace musí celý tep. výkon zajistit ohřívák.

$$Q_T = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (39)$$

$$Q_T = \left(\frac{106000}{3600} \cdot 1,275 \right) \cdot 1,005 \cdot (18 + 15) = 1\,245,07 \doteq 1\,245 \text{ kW}$$

Kde: \dot{m} – hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]

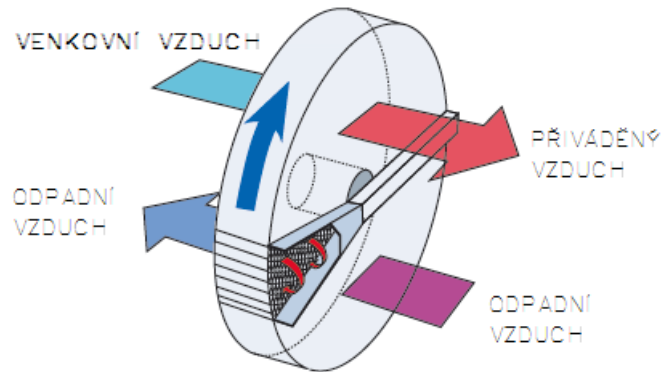
c_p – měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku [kJ/(kg.K)]

Δt – rozdíl teplot [°C]

Z rovnic vyplývá, že celkové teplo, které je potřeba v topném období dodat vzduchu je 1245 kW.

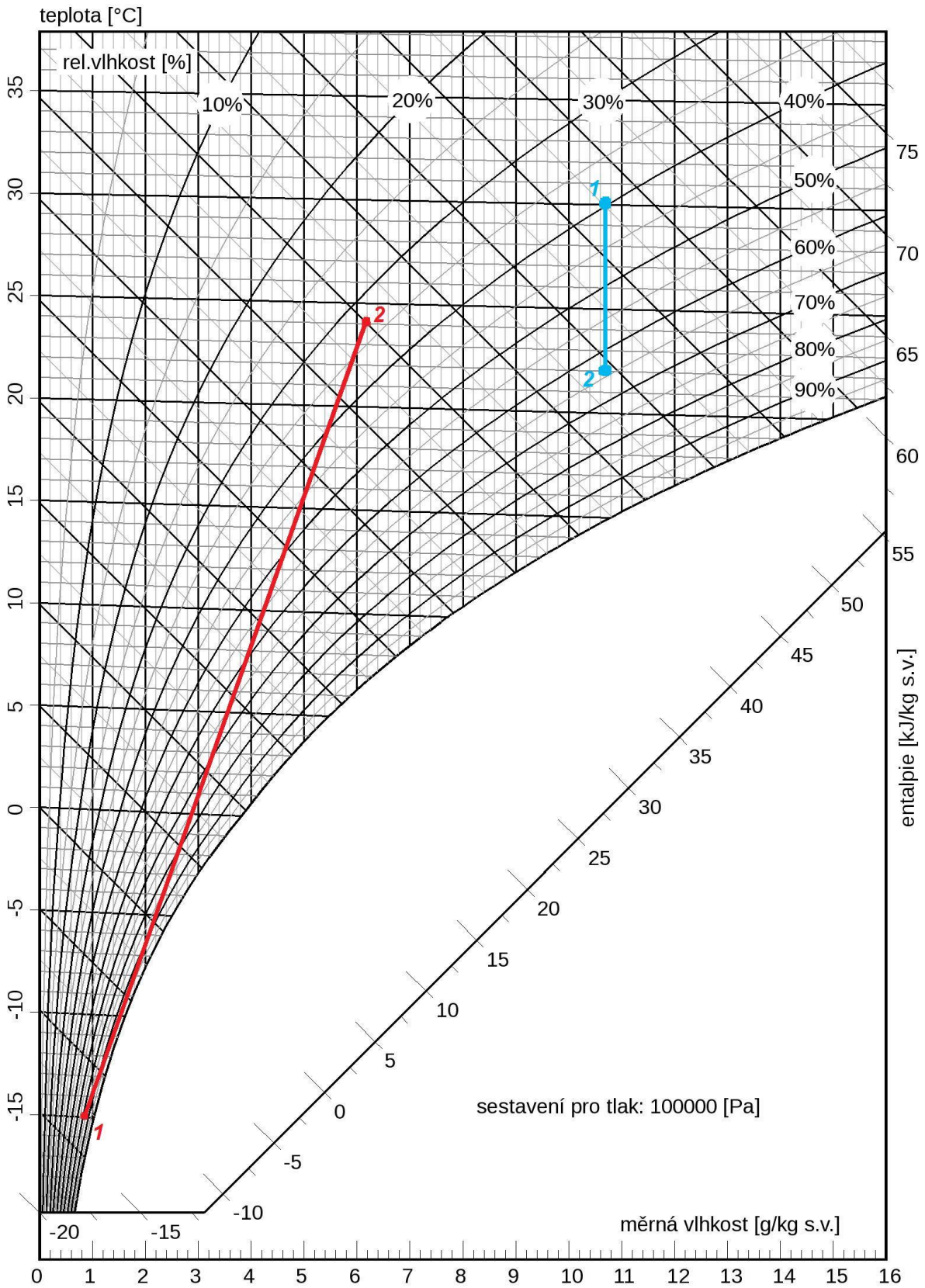
6.1.3 Rekuperátor a jeho výkon

Rekuperátor byl navržen s ohledem na co nejvyšší účinnost. Aby se v co největší míře omezilo zanášení, byl zvolen rotační výměník tepla se speciální úpravou teplosměnných ploch a včetně speciální čistící komory Obr. 7.



Obr. 7 Rekuperátor s čistící komorou [15]

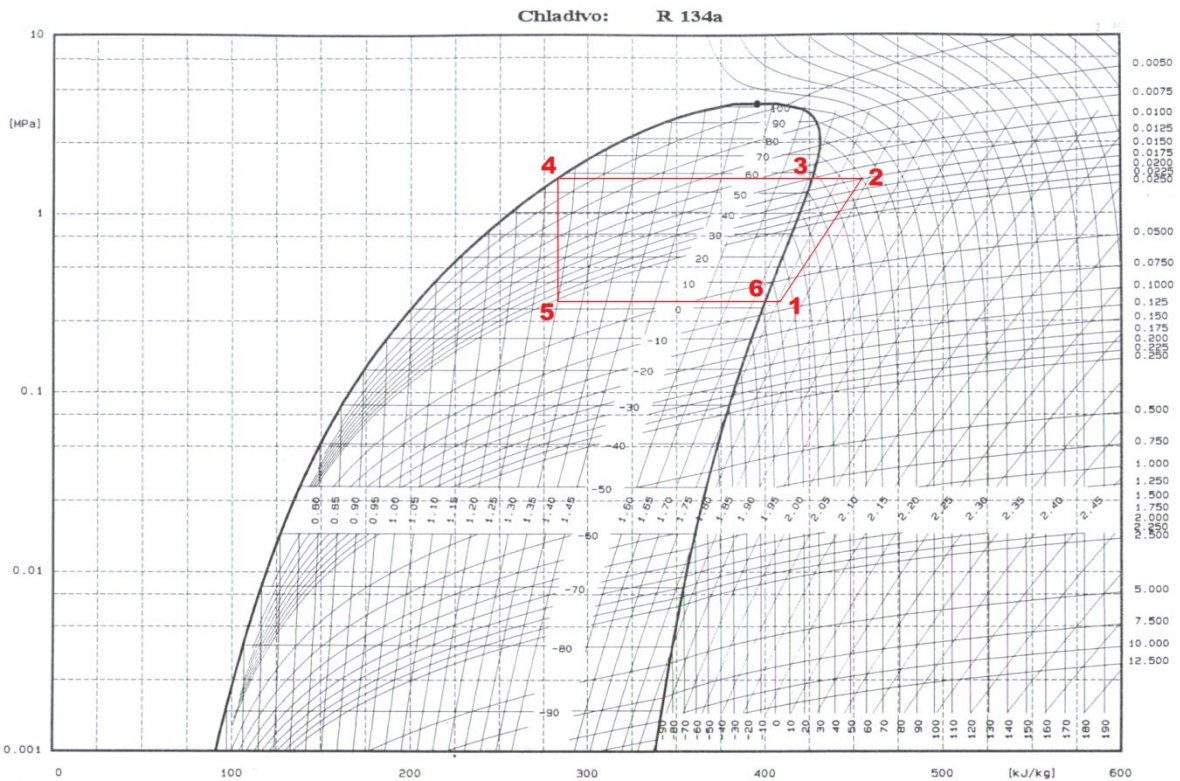
Jeho účinnost byla konzultována s výrobcem a byla zvolena nejvyšší možná. Rekuperátor byl zvolen a navržen tak, aby při plném výkonu technologie byl schopen v zimě bez dodatečného dohřevu ohřát čerstvý vzduch na 18 °C. Protože technologie může být provozována též na snížený výkon při omezení provozu některých strojů, byl výrobcem navržen rekuperátor, který částečně pokryje i výpadek tepla získaného od strojů. Výkon tohoto rekuperátoru je tak vysoký, že dokáže pokrýt též snížení venkovní teploty oproti výpočtové, která je -15 °C a to až o cca. 4 °C. Průměrná teplota odsávaného vzduchu byla změřena v závodu v Hrádku u Rokycan 32 °C. Navržený rekuperátor při vstupní teplotě 32 °C a relativní vlhkosti 32 % je schopen ohřát venkovní vzduch o teplotě - 15 °C a relativní vlhkosti 85 % na teplotu 23,9 °C, má proto velkou výkonovou rezervu na to, aby nemusel být při provozu technologie použit dohřev vzduchu. (Dohřev realizován tepelným čerpadlem). Detailní parametry rekuperátoru viz příloha č. 4.



Obr. 8 Znárodnění chlazení a ohřevu vzduchu v h-x diagramu

6.2 Možnosti chlazení vzduchu pro klimatizační jednotku

Níže popisované možnosti chlazení vzduchu využívají principu kompresorového chlazení. Princip tohoto chlazení se dá jednoduše popsat v diagramu tlak-entalpie (p-h). Níže uvedený p - h diagram platí pro chladivo R134a, kde na svislé ose je v logaritmickém měřítku vynesena tlak a na vodorovné entalpie. Diagram je rozdělen dvěma křivkami na tři části. Levá mezní křivka odděluje oblast kapaliny od oblasti směsi kapaliny a páry. Pravá mezní křivka odděluje přechodovou oblast od oblasti parní.

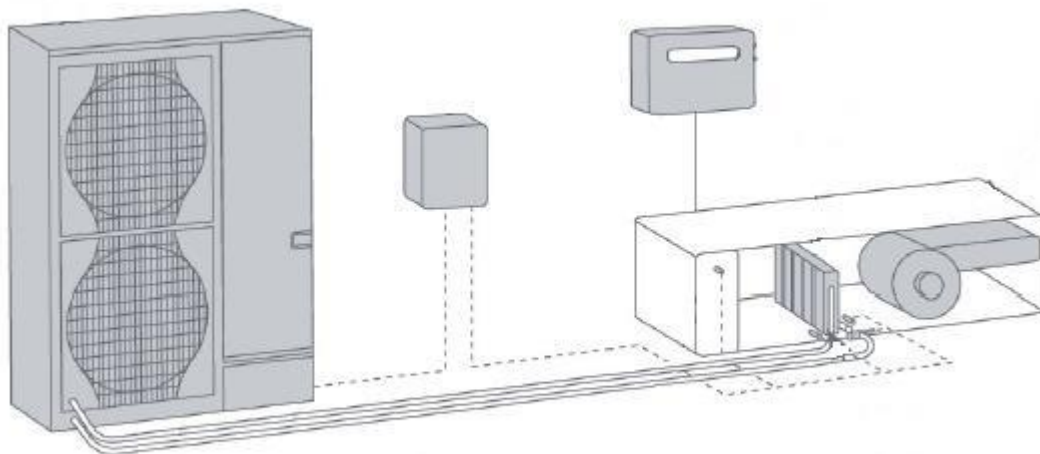


Obr. 9 p-h diagram

Cyklus začíná v bodě 1. kde chladivo vstupuje do kompresoru. Úsečka 1. - 2. popisuje stlačení (kompresi) chladiva v kompresoru. Z diagramu je patrné, že kompresor pracuje s chladivem ve formě páry. Z bodu 2. jsou páry ochlazovány v kondenzátoru do stavu 4. Mezi body 2. a 3. nedochází ke kondenzaci, pouze se ochlazuje přehřátá pára. Kondenzace nastává až v bodě 3. na pravé mezní křivce a pokračuje až do bodu 4., kde je veškerá pára zkapalněna. Mezi body 4. a 5. probíhá škrcení chladiva v expanzním ventilu na výparný tlak. Úsečka mezi body 5. a 6. zachycuje výpar chladiva ve výparníku. Je nutné poznamenat, že do výparníku se nevstříkuje kapalné chladivo, ale směs kapaliny a páry. Mokrý pára nic neochladí a je bez jakéhokoli užítku nasáta do kompresoru. Vzduchu proudícímu výparníkem je tedy odebráno teplo, potřebné k výparu chladiva a tím je vzduch chlazen. Po výparu chladiva jsou páry dále ohřívány průchodem potrubí do sání kompresoru.

6.2.1 Chlazení s přímým výparem

Chlazení přímým výparem funguje na principu tepelného čerpadla, kdy výpar chladiva probíhá přímo ve výparníku vzduchotechnické jednotky. Chladivem jsou většinou kapaliny na bázi fluoru s označením R404A, R407C nebo R134a. Potrubí chladiva je spojeno s venkovní kompresorovou a kondenzační jednotkou. Jedná se tedy o obecně velmi rozšířené kompresorové chlazení. Cyklus lze obrátit a přepnout tak na topení. Takový druh chlazení (topení) má celkově vyšší účinnost, než při chlazení vodou. Nevýhodou tohoto řešení je horší regulace a především vysoké nároky na technické provedení z hlediska vysokých tlaků ve výparníku. Regulace teploty je prováděna změnou hmotnostního průtoku chladiva. V režimu topení je výparník namáhán velkým teplotním spádem, který má nepříznivý vliv na potrubí. Páry proudící v potrubí výparníku při topení mohou dosahovat teplot 90 °C, zatímco ohříváný vzduch může dosahovat na vstupu teplot hluboko pod 0 °C. Z tohoto důvodu je nezbytně nutné vzduch před samotným výparníkem ohřívat a to buď vodou z otopné soustavy budovy, nebo elektrickým ohřívákem, pokud není k dispozici dostatečný topný výkon. I přes tato opatření má velký teplotní spád spolu s vysokým provozním tlakem mnohdy za následek destrukci výparníku, ke které může dojít při nadměrných dilatacích potrubí.



Obr. 10 Chlazení s přímým výparem [16]

6.2.2 Chlazení pomocí chilleru

V tomto případě je v jednotce vzduch chlazen vodou případně směsí vody a glykolu. Voda je ochlazována opět pomocí kompresorového chlazení. Na rozdíl od přímého výparu je k přenosu tepla ve vlastní vzduchotechnické jednotce použit kapalinový výměník, který přenáší teplo z vody do vzduchu. (Výměník voda/vzduch) V tomto případě jsou menší nároky na vlastní výměník, respektive výměníky uvnitř jednotky a regulace teploty vzduchu je tak přesnější a spolehlivější.

6.3 Možnosti chlazení strojů

Chlazení technologie haly není předmětem tohoto projektu. Chlazení zajišťuje sám investor. Vzhledem k tomu, že v dříve uvedených výpočtech je chlazení uvažováno, je vhodné popsat, jaké jsou v daném případě možnosti a která z nich je výhodnější.

6.3.1 Centrální chlazení

Centrálním chlazením se v tomto případě rozumí jedna chladicí jednotka umístěná mimo budovu, která by zásobovala stroje chlazenou vodou. Je výhodné, aby takové chlazení pracovalo na principu volného chlazení (free cooling). Při volném chlazení je při nižších venkovních teplotách využita tato nízká teplota venkovního vzduchu pro výrobu chladu a není tak potřeba dodatečného kompresorového chlazení. Energetická náročnost je tak mnohem nižší. Při návrhu volného chlazení je velmi důležitým údajem teplota chladicí vody, respektive teplotní spád. Je-li teplotní spád například 6/12 °C, je využitelnost 100% výkonu volného chlazení během roku menší, než při teplotním spádu 14/18 °C. To je dáno tím, že při teplotním spádu 6/12 °C je maximální výkon při +4°C, zatímco při spádu 14/18°C je maximální výkon volného chlazení dosažen již při 12 °C.

6.3.2 Decentrální chlazení

Decentrální chlazení by zajišťovalo chlad pro každý stroj zvlášť. Takové řešení je snazší na montáž a menší nároky na prostor. Velkou nevýhodou však je, že nelze využít volné chlazení a energetická náročnost je tudíž vyšší. Dalším nedostatkem takového řešení je, že by se do prostoru haly přivádělo další teplo. To je nežádoucí z hlediska požadavků na vnitřní teplotu a zbytečného zvyšování chladicího výkonu klimatizační jednotky.

7 Návrhy řešení

V této kapitole budou přiblížena možná řešení, jejich výhody a nevýhody a především náklady s nimi spojené.

7.1 Řešení bez rekuperace tepla

Vzduchotechnická jednotka, která nebude vybavena rekuperátorem, bude jednoznačně menší a levnější. Obsluha takové jednotky bude jednodušší a její provoz méně nákladný. Pro zimní, ale i letní provoz však budou nároky na výkon chlazení a topení vyšší. Odhad nákladů na veškerá vzduchotechnická zařízení včetně montáže je 13 700 000,- Kč. Celkový potřebný topný výkon pro jednotky bez rekuperace je 1245 kW a topný výkon, který je k dispozici ze stávající kotelny cca. 500 kW. Z těchto hodnot je patrné, že by se kotelna musela rozšířit o další kotel a bylo by též nutné rekonstruovat přívod tepla do haly, tím by realizační náklady řešení bez rekuperace vzrostly o zhruba dalších 5 000 000,- Kč. Další možností je zvýšení topného výkonu tepelných čerpadel, respektive zvýšení jejich počtu. Takové řešení by ovšem bylo řádově dražší, než rozšíření kotelny a také mnohem méně spolehlivé.

7.2 Řešení s rekuperací tepla

Výměníků pro zpětné získávání tepla existuje mnoho druhů. Pro snadnou regulaci a efektivní zpětné získávání tepla je dobré volit rotační rekuperátor, pokud je to možné. Při takové rekuperaci je třeba instalovat i velmi jemné filtry, aby se rekuperátor nezanesl. Tím se zvyšují i náklady na údržbu, protože filtry je třeba pravidelně kontrolovat a případně měnit. Pokud by se rekuperátor zanesl, mělo by to několik důsledků. V první řadě by se výrazně snížila účinnost rekuperace a dalším důsledkem by byl extrémní nárůst tlakové ztráty, kterou by musel ventilátor překonat. V extrémním případě by došlo k poškození rekuperátoru a tím k výpadku jednotky. Odhad nákladů na variantu se zpětným získáváním tepla je 20 000 000,- Kč včetně všech vzduchotechnických zařízení a montáže.

8 Vyhodnocení nejvhodnější varianty

Protože se jedná o prosté porovnání investic, budou ve výpočtech vhodnosti investice uváděny pouze rozdíly v investicích a ne vhodnosti investic jako takových. Toto rozhodování přísluší investorovi.

8.1 Realizační náklady

Realizační náklady jsou rozděleny na řešení se zpětným získáváním tepla a bez zpětného získávání tepla. Každá varianta je rozdělena na část Lisování a část Tvarování. Celková suma každé varianty je pak dána součtem dílčích částek pro jednotlivé prostory výrobní haly.

Zařízení se zpětným získáváním tepla

Zařízení pro prostor Tvarování	9 525 000 ,- Kč
Zařízení pro prostor Lisování	10 262 000,- Kč
Celkové náklady	19 787 000,- Kč

Zařízení bez zpětného získávání tepla

Zařízení pro prostor Tvarování	6 368 000 ,- Kč
Zařízení pro prostor Lisování	7 592 000,- Kč
Celkové náklady	13 960 000,- Kč

Při instalaci zařízení bez zpětného získávání tepla je nutné posílit zařízení kotelny o nový kotel včetně vybudování vnějšího teplovodu pro napojení haly. Dále je nutné vybudovat napojení nového vzduchotechnického zařízení od centrálního rozdělovače v severozápadní části haly až k tomuto zařízení. Odhadní náklady na tyto práce jsou následující.

Zařízení kotelny	2 680 000,- Kč
------------------	----------------

Venkovní teplovod	610 000,- Kč
Vnitřní rozvody včetně napojení VZT zařízení	1 916 000,- Kč
Celkové náklady	19 271 000,- Kč

Rozdíl v realizačních nákladech mezi variantami řešení činí 516 000,- Kč.

8.2 Provozní náklady

Níže je popsán rozdíl v provozních nákladech se zpětným získáváním tepla (ZZT) a bez ZZT. Ceny energií, které byly využity pro výpočty jsou uvedené v Tab. 7.

Tab. 7 Předpokládaná cena energií dle ČEZ Distribuce a.s.

Energie	Orientační cena za jednotku	Jednotka
Plyn	832	MWh
Elektrina	3260	MWh

8.2.1 Provozních náklady na elektrickou energii

Rozdíl provozních nákladů na elektrickou energii je dán tlakovou ztrátou rotačního výměníku a tím navýšením příkonu. Tento rozdíl se spočte jako:

$$Q_{el} = \Delta p \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot \frac{1}{\eta} [\text{W}] \quad (40)$$

$$Q_{el} = 191 \cdot 29,44 \cdot 1,25 \cdot \frac{1}{0,73} = 9,63 \text{ W}$$

Navýšení spotřeby elektrické energie za rok je pak 84 345 660 W tedy přibližně 84,3 MW. To dle ceny energií představuje nárůst ve výši 274 818,- Kč.

8.2.2 Provozní náklady na plyn

To se týká pouze varianty bez ZZT. Při průměrné venkovní teplotě 3,2 °C v topném období 239 dnů a přírodní teplotě 18 °C se potřebný výkon spočte ze vztahu (41).

$$Q_{pl} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t [\text{kW}] \quad (41)$$

$$Q_{pl} = 29,44 \cdot 1,25 \cdot 14,8 = 544,6 \text{ kW}$$

Spočtený topný výkon v ročním úhrn představuje dle ceny za plyn částku 2 599 023,- Kč.

9 Vyhodnocení investic

9.1 Určení prosté doby návratnosti

Prostou dobu návratnosti lze určit rovnicí (41) kde T_N je návratnost, I_N jsou investiční náklady a U_N jsou náklady uspořené v důsledku investice.

$$T_N = \frac{I_N}{U_N} \quad (42)$$
$$T_N = \frac{I_N}{U_N} = \frac{(19\,787\,000 - 19\,271\,000)}{(2\,599\,023 - 274\,818)} = 0,22 \text{ roku}$$

Z uvedeného výpočtu vyplývá, že při realizaci větrání se zpětným získáváním tepla se investice vrátí po zhruba třech měsících.

9.2 Diskontovaná doba návratnosti

Diskontovaná doba návratnosti (T_{DS}) je doba, za kterou se z diskontovaných příjmů z investice (v tomto případě ušetřené náklady) splatí investiční náklady. Efektivní investice je pak taková investice, která má diskontovanou dobu návratnosti kratší než dobu životnosti investice. V případě investice do vzduchotechnického zařízení je uvažována doba životnosti 10 let. Přičemž diskont r je průměrnou hodnotou reálného diskontu za posledních 10 let dle ČNB.[17, 18]

$$T_{DS} = \frac{I_N}{D_{CF}} \quad (43)$$

$$T_{DS} = \frac{(19\,787\,000 - 19\,271\,000)}{1\,311\,369} = 0,39$$

$$D_{CF} = \frac{U_N}{(1+r)^t} \quad (44)$$

$$D_{CF} = \frac{(2\,599\,023 - 274\,818)}{(1 + 0,0589)^{10}} = 1\,311\,369, - \text{Kč}$$

Diskontní doba návratnosti pro investici do větrání s rekuperací je 0,39 roku, tedy 4,7 měsíce, což je o přibližně dva měsíce déle než nám udává prostá doba návratnosti. Tuto investici lze pokládat za velmi efektivní vzhledem k očekávané době životnosti.

9.3 Čistá současná hodnota NPV

Tato hodnota udává rozdíl mezi příjmy z investice a investičními náklady. Je to vhodný nástroj pro posuzování investic, protože zahrnuje celou dobu předpokládané životnosti investice i možnost investovat do jiného projektu se stejným rizikem.

$$NPV = \sum_{t=0}^n D_{CF} = \sum_{t=0}^n \frac{U_N}{(1+r)^t} \quad (45)$$

$$NPV = \sum_0^t \frac{(19\,787\,000 - 19\,271\,000)}{(1 + 0,0589)^t} = 29\,113,89, -\text{Kč}$$

Výsledek NPV lze posoudit následovně. Vyjde-li kladná hodnota, lze projekt, či investici doporučit. Bude-li NPV záporné, pak se investice nevyplatí. V případě, že je NPV rovno nule, znamená to, že investice nebude mít kladný ani záporný dopad.

9.4 Vnitřní výnosové procento IRR

Zkratka IRR, anglicky Internal Rate of Return, je ukazatelem relativního výnosu (rentability), který investice během předpokládané životnosti poskytuje. Samotná investice do vzduchotechniky ať už s rekuperací nebo bez ní žádný výnos negenerují. Pro zhodnocení investice proto byla použita pro hodnotu výnosu ušetřená částka z energií, při investování do jednotky s rekuperací.

$$0 = \sum_{t=0}^n \frac{U_N}{(1 + IRR)^t} \quad (46)$$

Jak je ze vzorce patrné, výpočet samotného IRR je poměrně náročný, proto byla použita funkce MÍRA VÝNOSNOSTI v programu MS Excel. Pomocí této funkce byla vypočítána míra výnosnosti 440,33 %, která říká, že se investice jednoznačně vyplatí.

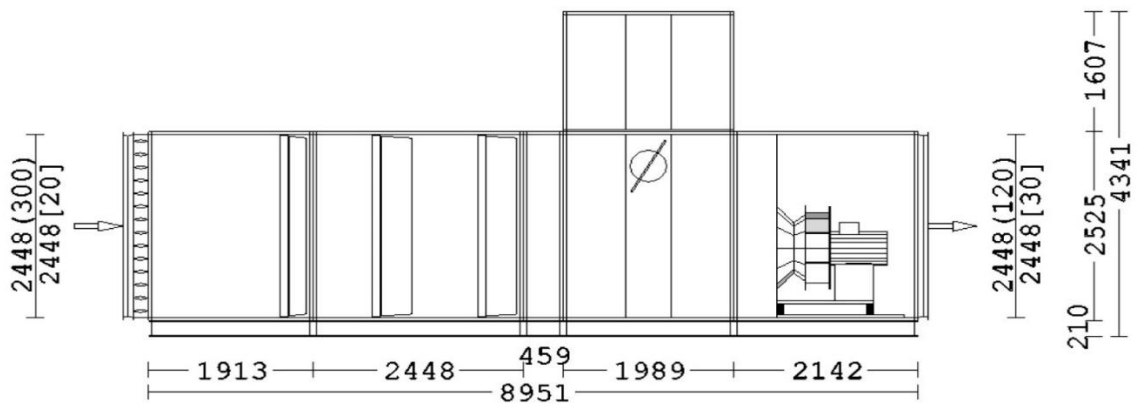
9.5 Určení optimální varianty

Vzhledem k ekonomickým aspektům se jeví jako výhodnější řešení varianta se zpětným získáváním tepla. To dokládají i nástroje použité dříve k hodnocení investic. Zpětné získávání tepla (ZZT) má však vyšší technické nároky. Dále údržba, která ve finančním hodnocení není zohledněna, bude pravděpodobně činit nezanedbatelnou částku. Obě dvě varianty vyžadují pro svůj bezporuchový provoz pravidelný servis, ale zařízení vybavené ZZT vyžaduje častější a pečlivější údržbu. Vzhledem k tomu, že větrání musí být instalováno pro splnění hygienických norem, byla zvolena varianta se ZZT, která má mnohem rychlejší návratnost.

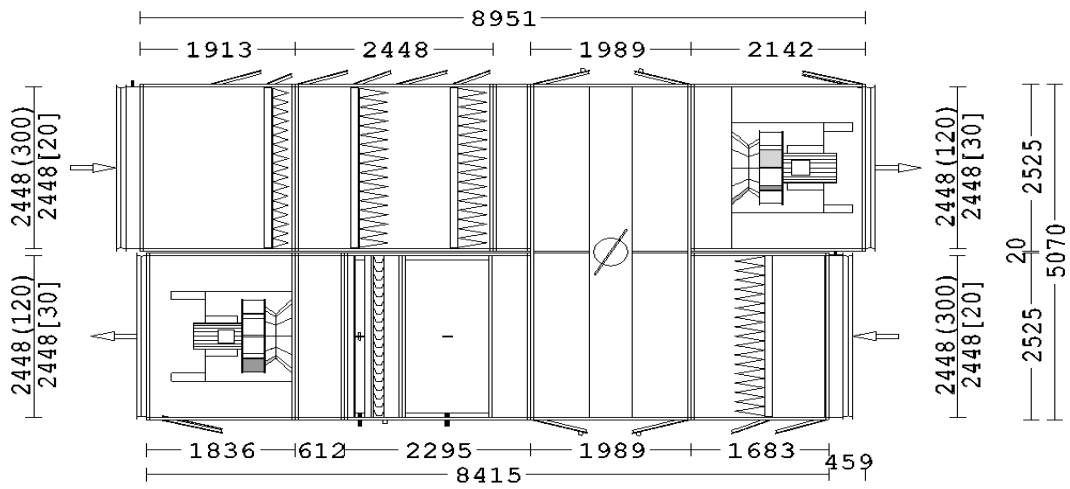
10 Funkční celky a jejich parametry

10.1 Navržená jednotka a její parametry v porovnání s vypočtenými

Vzhledem k prostorovým možnostem v hale a požadavkům zákazníka, bude přívod a odtah vzduchu zajištěn dvěma jednotkami o stejných parametrech. Obě navržené jednotky používají pro rekuperaci vzduchu rotační výměník tepla. Základní rozměry jednotek jsou patrné z Obr 10. a Obr. 11. Parametry jednotky jsou uvedeny v Tab. 9.



Obr. 11 Pravý pohled jednotky



Obr. 12 Půdorys jednotky

Tab. 8 Parametry VZT jednotky

Vzduchotechnická jednotka AL-KO		
	Skutečné hodnoty	
Rotační výměník		
Typ	Standardní rotor	
Celkový tepelný výkon	930,8	kW
Přívod		
Vstupní teplota	-15,0	°C
Výstupní teplota	23,9	°C
Odvod		
Vstupní teplota	32,0	°C
Výstupní teplota	-3,4	°C
Výparník		
Typ	VD - Cu/Al - A	
Vstupní teplota	30,0	°C
Výstupní teplota	22,0	°C
Výkon	144,8	kW
Výkonová rezerva	64,0	%
Teplota odpařování	8,0	°C
Tlak odpařování	10,2	bar
Ohřívák		
Typ	PWW - Cu/Al - A	
Vstupní teplota	3,0	°C
Výstupní teplota	15,0	°C
Výkon	223,1	kW
Výkonová rezerva	144,0	%
Ventilátor-přívodní		
Typ ventilátoru	RLM EVO-1120	
Maximální dopravní tlak	890,0	Pa
Tlaková ztráta opláštěním	42,0	Pa
Příkon	17,85	kW
Ventilátor-odvodní		
Typ ventilátoru	RLM EVO-1120	
Maximální dopravní tlak	1477,0	Pa
Tlaková ztráta opláštěním	70,0	Pa
Příkon	28,15	kW

10.2 Výrobník studené vody

Daikin EWYQ 160 G-XS pracuje na principu chilleru, který byl již popsán výše. Parametry výrobce jsou uvedeny v Tab 10. V podstatě se jedná o tepelné čerpadlo vzduch-voda.

Pracovním médiem je chladivo R-410A, které nepoškozuje ozonovou vrstvu při případném úniku. Je to směs difluoromethanu a pentafluoroethanu. Tento výrobek byl zvolen jednak kvůli vyhovujícím parametrům, ale hlavně kvůli jeho vysoké spolehlivosti.

Tab. 9 Parametry výrobku studené vody

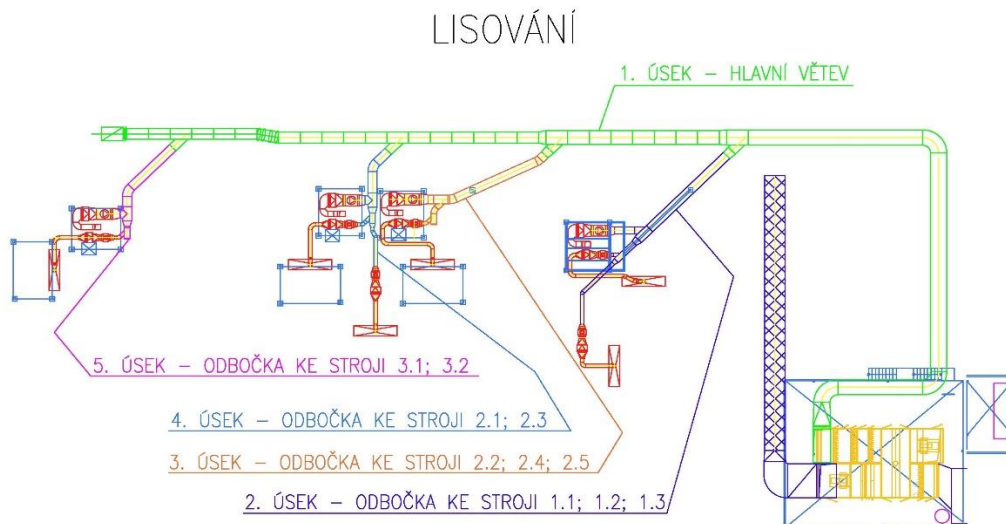
CHLADÍČÍ VÝKON		
Chladíčí výkon	kW	165
Minimální zatížení	%	50
Elektrický příkon	kW	57,8
ROZMĚRY		
Výška	mm	1800
Šířka	mm	1195
Hloubka	mm	4026
HMOTNOST		
Hmotnost jednotky	kg	1394
Operační hmotnost	kg	1411
VODNÍ TEPELNÝ VÝMĚNÍK		
Objem vody	l	16,7
Jmenovitý průtok vody	l/s	7,9
Jmenovitá tlaková ztráta	kPa	19,9
VENTILÁTOR		
Průměr	mm	450
Jmenovitý průtok vzduchu	l/s	16435
Počet	Mn.	10
Otáčky	ot./min.	1360
Příkon motoru	kW	4,5
KOMPRESOR		
Druh		Spirálový
Olejová náplň	l	12,6
Počet	Mn.	2
HLUČNOST		
Akustický tlak - Chlazení	dB(A)	71
OKRUH CHLADIVA		
Druh chladiva		R410A
Náplň chladiva	kg	30
Počet okruhů	Mn.	1
POTRUBNÍ PŘIPOJENÍ		
Výparník vstup/výstup	in	2"1/2

11 Návrh potrubí dle parametrů

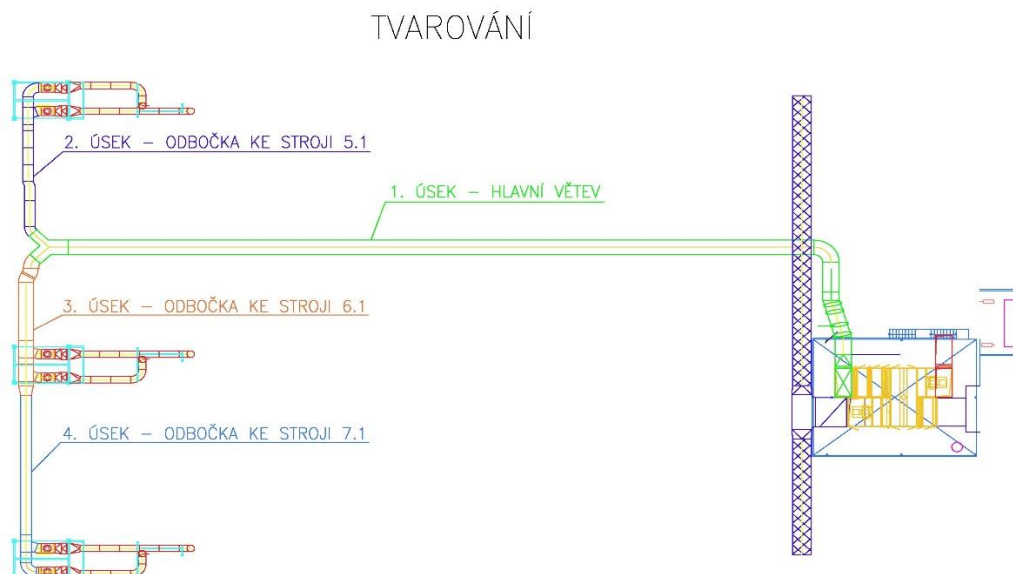
Vstupními parametry pro dimenzování potrubní sítě je požadovaný přívod, nebo odtah od jednotlivých strojů, jejich rozmístění ve větraném prostoru, maximální dopravní tlaky ventilátorů jednotky, hluková kritéria a dispoziční možnosti pro vedení potrubí.

11.1 Tlakové ztráty v potrubí

Potrubní tlakové ztráty je nutné určit, aby vzduchová trať neměla větší hydraulický odpor, než je ventilátor jednotky schopný přetlačit. V dnešní době jsou již běžně dostupné výpočetní programy pro zjišťování tlakových ztrát, ale pro lepší pochopení jejich vzniku a parametrů, které je ovlivňují, jsou níže uvedeny rovnice, ze kterých se tyto ztráty stanovují. Hodnoty tlakových ztrát v jednotlivých úsecích vzduchového potrubí jsou v Tab. 11. Jednotlivé úseky jsou patrné z Obr. 13 a Obr. 14. Tyto hodnoty byly vypočítány za pomoci interního programu společnosti Airtech Group s.r.o.



Obr. 13 Úseky výpočtu tlakových ztrát Lisování



Obr. 14 Úseky výpočtu tlakových ztrát Tvarování

11.1.1 Třecí tlakové ztráty

Třením se část mechanické energie mění v teplo. Ztráty se projeví poklesem statického tlaku. Tlakové ztráty třením Δp_z v přímém vzduchovodu o délce l , průřezu A a obvodu U jsou:

$$\Delta p_z = \lambda \left(\frac{U}{4A} \right) \frac{1\rho w^2}{2} \quad (47)$$

Kde: λ - součinitel tření [-]
 ρ - hustota [kg/m³]
 w - rychlost proudění [m/s]

Součinitel tření λ závisí na Reynoldsově čísle (Re) a drsnosti stěn. Drsnost potrubí se vyjadřuje ekvivalentní drsností ε_r (mm). Poměr ε_r/d se nazývá poměrná drsnost. Při laminárním proudění nemá drsnost stěn na velikost tření žádný vliv a v kruhovém potrubí lze součinitel tření stanovit jako:

$$\lambda = 64/Re \quad (48)$$

Při turbulentním proudění ve vzduchovodech se součinitel tření stanoví ze vztahu (48):

$$\lambda = 0,28 \left[\log_{5,5} \frac{d}{\left(\varepsilon_r + 55 \frac{d}{Re} \right)} \right]^{-2} \quad (49)$$

V nekruhovém potrubí jsou tlakové ztráty dány součinitelem tření λ vyjádřeným pro kruhové potrubí ekvivalentního průměru. Tlakové ztráty v potrubí obdélníkovém a ekvivalentním kruhovém jsou stejné za předpokladu, že λ a w jsou v obou potrubí stejné, je-li ekvivalentní průměr d_{ew} podle rychlosti roven:

$$d_{ew} = 4 \frac{A}{U} = \frac{2ab}{(a+b)} = \frac{2bs}{(s+1)} \quad (50)$$

Kde: a, b - strany obdélníku
 $s = a/b \geq 1$ je poměr stran.

Tento průměr je také určujícím rozměrem v Re a v poměrné drsnosti.

Měření ukazují, že součinitel tření takto stanovený $\lambda_0 = f\left(\frac{e}{d_{ew}}, Re = w \frac{d_{ew}}{v}\right)$ je třeba korigovat pro obdélníkové potrubí

$$\lambda = C \lambda_0 \quad (51)$$

kde korekce C závisí na Re .

Při turbulentním proudění ($Re > 2300$):

$$C = 1,1 - 0,1 \frac{b}{a} \quad (52)$$

pro $b/a \leq 1$ je korekce blízka k 1.

Při laminárním proudění ($\lambda_0 = 64/Re$, $Re \leq 2300$):

$$C = 0,87 \left(\frac{b}{a}\right)^{-0,19} \quad (53)$$

pro $0,1 < b/a \leq 1$

$$C = 1,5 - 1,6 \frac{b}{a} \quad (54)$$

pro $b/a \leq 0,1$

Pro štěrbinu je tedy $\lambda = 96/Re$. Ze vztahu pro d_{ew} dostaneme úpravou vztahy pro výpočet obdélníkového potrubí:

$$b = d_{ew} \frac{(s+1)}{2s} \quad (55)$$

a

$$A = ab = a \frac{b^2}{b} = d_{ew}^2 \frac{(s+1)^2}{4s} \quad (56)$$

11.1.2 Místní tlakové ztráty

Tlakové ztráty místní Δp_z vznikají narušením proudu. Takovým narušením jsou náhlá zúžení nebo rozšíření průtočného průřezu a také změny směru proudění (kolena, tvarovky, atd.).

Vyjadřují se násobkem dynamického tlaku

$$\Delta p_z = \xi \rho w^2 / 2 \quad (57)$$

Ztrátový součinitel ξ závisí na tvaru deformace proudu. Pro $Re > 10^4$ je $\xi = \text{konst.}$ Analyticky lze stanovit jen ztrátu náhlým rozšířením proudu (Bordův vztah):

$$\Delta p_z = \rho \frac{(w_1 - w_2)^2}{2} \quad (58)$$

odkud

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (59)$$

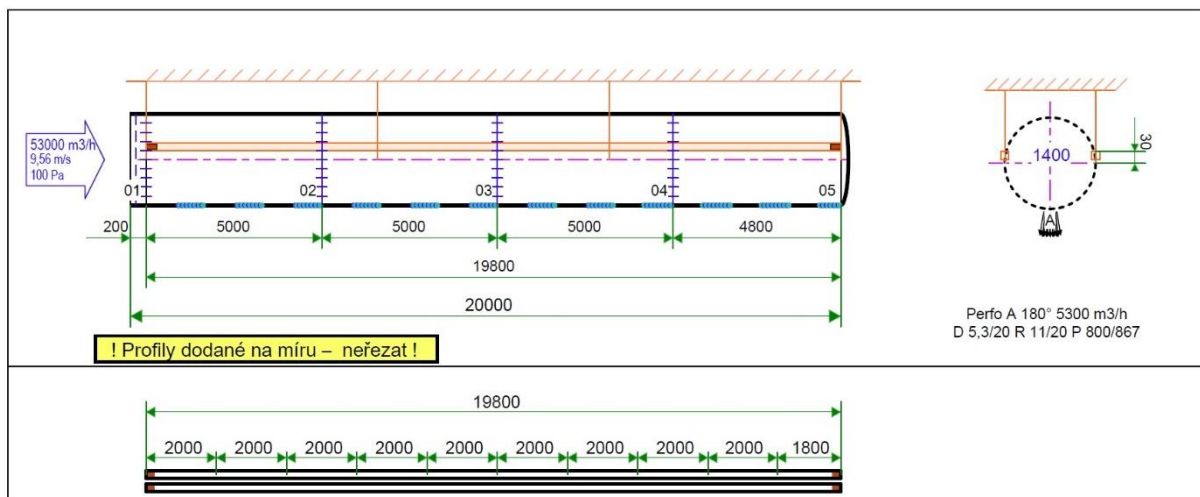
Ztrátové součinitele tvarovek se stanovují experimentálně a jsou většinou uváděny výrobci. Místní tlakovou ztrátu lze nahradit ztrátou třením v přímém vzduchovodu ekvivalentní délkou l_e :

$$l_e = \xi \frac{d}{\lambda} \quad (60)$$

Celkové tlakové ztráty úseku vzduchovodu se pak stanoví jako ztráty třením (46) v délce dané součtem geometrické délky úseku a ekvivalentních délek ($l + \sum l_e$).

11.2 Přívodní potrubí

Pro přívod vzduchu do haly, byly jako distribuční elementy zvoleny velkoplošné výustě. Velkoplošná výust' bude kruhového průřezu opatřena mikroperforací a mezi 172° až 188° perforací směřovanou. Úhly platí při pohledu do výustě ve směru proudu vzduchu. To znamená, že vzduch bude rovnoměrně distribuován v dané výšce kruhového průřezu v celé její délce. Tyto výustě jsou dodávány firmou Příhoda s.r.o., kterému jsou zadány základní požadavky. Těmi jsou průtok vzduchu, maximální použitelný přetlak (tlaková ztráta výustě), rozměry a požadované zavěšení. Tlakovou ztrátu elementu tedy řeší sám dodavatel. V projektu je třeba jen brát v úvahu hodnotu tlakové ztráty stanovené výrobcem. Maximální rychlost proudění v takové výusti je 5 m/s. Toto omezení je dáno materiálem výustě (textilie), který se při vyšších rychlostech vlíní. Důvodem pro tuto volbu je nízká hmotnost těchto výustí v porovnání s plechovým potrubím. Při návrhu totiž vyšlo najevo, že strop snese jen malé přidané zatížení. Výust' je vyobrazena na Obr. 15.



Obr. 15 Textilní velkoplošná výust'

11.3 Odtah vzduchu

Odtah vzduchu je rozdělen na dvě části a ty pak na jednotlivé úseky. Jak už bylo v popisu technologie haly zmíněno, bude to rozdělení na část Presse (lisování) a část Formanlage (tvarování). Každá z částí pak bude rozdělena na jednotlivé úseky. Jedním z úseků je v každé části hlavní odvodní potrubí vedoucí do jednotky. Dalšími úseky jsou jednotlivé větve, které vedou od hlavního odtahového potrubí k jednotlivým strojům, nebo zákrytům. Pro každý úsek bude stanovena tlaková ztráta samostatně. Dílčí výpočty se následně sečtou a dají tak přesnou hodnotu tlakové ztráty každé části. Vzhledem k tomu, že každá ze zmíněných částí má svou VZT jednotku, jsou výsledné ztráty porovnávány s maximálním dopravním tlakem ventilátoru jednotky zajišťující odtah dané části. Jednotlivé úseky jsou patrné z Obr. 13 a 14.

Dopravované množství vzduchu je dáno investorem, respektive technologií. Je ovšem třeba stanovit vhodné rozměry potrubí, které spolu s dopravovaným množstvím určují rychlost proudění v potrubí. Rychlost je zas spjatá s hlučností vznikající ve vzduchovodu. Tento hluk je sice možné eliminovat tlumiči hluku, ty však zvyšují tlakové ztráty v potrubí. Je tedy

vhodné si nejprve zvolit rychlost proudění tak, aby byl jím vytvářený hluk v potrubí přijatelný a až následně z rychlosti a průtoku volit rozměry potrubí. Rychlost proudění ve vzduchovodech byla stanovena na maximálně 12 m/s.

Tab. 10 Tlakové ztráty v potrubí

TLAKOVÉ ZTRÁTY V POTRUBÍ			
VZT jednotka pro Tvarování		VZT jednotka pro Lisování	
Potrubní úsek č.	Δp [Pa]	Potrubní úsek č.	Δp [Pa]
1. hlavní větev	301	1. hlavní větev	703
2. odbočka ke stroji 5.1	130	2. odbočka ke strojům 1.1; 1.2; 1.3	70
3. odbočka ke stroji 6.1	632	3. odbočka ke strojům 2.2; 2.4; 2.5	150
4. odbočka ke stroji 7.1	82	4. odbočka ke strojům 2.1; 2.3	174
		5. odbočka ke strojům 3.1; 3.2	155
CELKEM	1145	CELKEM	1252

12 Popis realizace zvoleného návrhu

Vzhledem k tomu, že navržená zařízení odpovídají výpočtům, je možné přistoupit k tvorbě příslušné dokumentace. Prvním dokumentem by vždy mělo být schéma zařízení. Toto schéma obsahuje základní prvky celého řešení včetně jejich obecných vlastností a požadavků. Schéma projektovaného zařízení je v příloze č. 1 a 2. Schéma zahrnuje celkový přívod vzduchu do haly, odvod vzduchu od technologie, nástin napojení na vzduchotechnickou jednotku, jednotku kondenzačního chlazení a její napojení na VZT jednotku, ventilátory, vzduchové filtry a základní údaje pro měření a regulaci.

Prvním krokem je umístění VZT jednotky v hale. Prvotním návrhem bylo ustavit jednotku nad vestavek šaten v severní části haly. Tím by se nezabral prostor pro možné skladování. Strop vestavku by ale musel být zesílen, aby unesl tíhu jednotky. Toto zesílení v důsledku znamenalo zmenšení světlé výšky nad stropem vestavku ke stropu o cca. 500mm. Vzhledem k rozměrům jednotky byla tato varianta nerealizovatelná, protože by nebylo možné jednotku na vestavek dopravit. Jednotky tedy musely být umístěny na nově zbudované ocelové plošiny a tím se eliminoval zábor prostoru pro možné skladování výrobků, nebo materiálů.

Potrubní trasy byly navrženy po konzultaci s dodavateli elektroinstalací a stavby tak, aby vedly podél nosných sloupů, na které budou připevněny nové energomosty. Potrubí povede ve výšce cca. 3.500 mm nad podlahou a bude kotveno po dvou metrech. Vzduch odváděný od strojů, je značně znečištěný prachovými částicemi, proto je u každého stroje navržena filtrační

jednotka s vlastním ventilátorem. Tyto filtry by bez dodatečné instalace ventilátorů extrémně navyšovaly tlakovou ztrátu potrubí, kterou by ventilátor jednotky nebyl schopen překonat. Vzduchotechnická jednotka vlastními filtry sice disponuje, ale pro dlouhodobý spolehlivý provoz a především k ochraně rotačního rekuperátoru je toto nezbytné. Rekuperátor je na znečištění velmi citlivý a odstranění případných usazenin bývá velmi složité. Aby se v co největší míře vzduch vyfiltroval, jsou ve filtračních jednotkách i VZT jednotkách umístěny dva druhy filtrů. Je to hrubší kovový filtr a jemný textilní filtr. Kovový filtr není nutné měnit, jen je potřeba jej čistit, textilní filtr je při pravidelné držbě nutné vždy vyměnit za nový. Tímto řešením byly částečně sníženy náklady na výměnu filtrů.

13 Závěr

Cílem této práce a projektu bylo zajistit patřičné úpravy haly 2, aby mohl být změněn její charakter používání na halu výrobní dle stavebního úřadu a to z hlediska požadavků na větrání. Stanoveným požadavky byly mezní hygienické hodnoty teploty přiváděného vzduchu a jeho množství pro zabezpečení bezproblémového chodu instalované technologie. Byly nastíněny varianty řešení, které byly vyhodnoceny po finanční a technické stránce a byla i zhodnocena rentabilita investice. Tím se dospělo k optimálnímu řešení v daném projektu jak po stránce technické tak i ekonomické. Hlavní parametry navržených zařízení byly srovnány s výpočty, které spolu navzájem korespondovaly.

U nově instalovaných zařízení bude do budoucnosti hrát klíčovou roli především údržba a to hlavně její pravidelnost a kvalita. Pokud nebudou vzduchové cesty pravidelně čištěny, mohlo by dojít k nevratným poškozením VZT jednotek, v extrémním případě při silném znečištění filtrů až k ohrožení zdraví pracovníků nebo požáru.

Veškerá klimatizační zařízení jsou dimenzována na konkrétní technologické vybavení haly a není možné použít totéž větrací zařízení pro technologii s jinými parametry (v případě přestavby atd.). V takovém případě by bylo nutné ověřit požadavky nové technologie a prakticky celý proces návrhu opakovat.

14 Seznam použité literatury

- [1] ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu, Praha, ČNI, březen 2005.
- [2] ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů, Praha, ÚNMZ, červenec 1986.
- [3] ČSN ISO 13370 Tepelné chování budov - Přenos tepla zeminou - Výpočtové metody, Praha, ÚNMZ, březen 2009.
- [4] ČSN EN ISO 6946 Stavební prvky a stavební konstrukce - Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla - Výpočtová metoda, Praha, ČNI, leden 2009.
- [5] EN ISO 6946 - Komponenty - Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla - Výpočtová metoda, duben 2008
- [6] EN ISO 10077-1 - Tepelné chování oken, dveří a okenic - Výpočet součinitele prostupu tepla, září 2006
- [7] EN ISO 14683 - Tepelné mosty v konstrukcích budov – Lineární tepelná propustnost – Zjednodušené metody a výchozí hodnoty, duben 2015.
- [8] EN ISO 10211-2 - Tepelné mosty ve stavebních konstrukcích - Výpočet tepelných toků a povrchových teplot, prosinec 2007.
- [9] EN ISO 13370 - Tepelné chování budov - Přenos tepla na zem - Metody výpočtu, prosinec 2007.
- [10] ČSN EN ISO 13370 - Tepelné chování budov - Přenos tepla zeminou - Výpočtové metody, Praha, ÚNMZ, březen 2009.
- [11] ČSN 73 0540-3 - Tepelná ochrana budov - Návrhové hodnoty veličin, Praha, ÚNMZ, prosinec 2005.
- [12] ČSN 06 0210 - Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění, Praha, ÚNMZ, červen 1994.
- [13] Chyský J., Hemzal K. a kol., *Větrání a klimatizace*, 2. vyd., Brno, BOLIT, 1993, 490s, ISBN 80-901574-0-8.
- [14] Recknagel H., *Vykurovanie, vetranie, klimatizácia*, 2. vyd., Bratislava, ALFA, 1971, 1134s.
- [15] Klingenburg [online]. *Quick guide*. 2015. [5.5.2016]. Dostupné z: www.klingenburg.de
- [16] Chladivový systém pro přímý ohřev a chlazení ve vzduchotechnice [online]. TZB info [5.5.2016] Dostupné z www.vetrani.tzb-info.cz
- [17] Jak se vyvíjela diskontní sazba ČNB? [online]. Česká národní banka. [5.5.2016] Dostupné z https://www.cnb.cz/cs/faq/jak_se_vyvijela_diskontni_sazba_cnb.html
- [18] Diskontní sazba [online]. Středoevropské centrum pro finance a management. [5.5.2016] Dostupné z <http://www.financemanagement.cz/080vypisPojmu.php?IdPojPass=116>

15 Přílohy

Příloha č. 1. – Výkres schéma vzduchotechnického zařízení Lisování (Vložený samostatně)

Příloha č. 2. – Výkres schéma vzduchotechnického zařízení Tvarování (Vložený samostatně)

Příloha č. 3. – Výkres vzduchotechnického zařízení (Vložený samostatně)

Příloha č. 4. – Parametry rotačního rekuperátoru

Rotationswärmetauscher	FE 8	Zubehör
Typ:	Standardrotor	- Rotor in geteilter Ausführung, Zusammenbau bau- seits
Ges. Wärmeleistung:	930,8 kW	
Rückwärmzahl:	82,7 %	
Rückfeuchtzahl:	61,9 %	
WRG-Klasse (EN13053):	H1	
Wirkungsgrad (ausgeglichen, trocken):	82,64 %	
Betriebszustand:	1	
Zuluft:	53 000 m ³ /h	
Δ Druck (Z):	191,1 Pa	
Temperatur IN:	-15,0 °C	
Rel. Feuchte IN:	85,0 %	
Abs. Feuchte IN:	0,9 g/kgL	
Temperatur OUT:	23,9 °C	
Rel. Feuchte OUT:	33,8 %	
Abs. Feuchte OUT:	6,2 g/kgL	
Abluft:	53 000 m ³ /h	
Δ Druck (A):	191,1 Pa	
Temperatur IN:	32,0 °C	
Rel. Feuchte IN:	32,0 %	
Abs. Feuchte IN:	9,5 g/kgL	
Temperatur OUT:	-3,4 °C	
Rel. Feuchte OUT:	95,0 %	
Abs. Feuchte OUT:	2,7 g/kgL	
Antriebsleistung:	750 W	
Strom:	2,00 A	
Spannung:	230 V	
Phasenzahl:	3-phasig	