

**České vysoké učení technické v Praze**

---

Fakulta stojní - Ústav techniky prostředí



Diplomová práce

## **Klimatizace hotelu**

Vedoucí práce:

Prof. Ing. František Drkal, CSc.,

Vypracoval:

Bc. Ondřej Kubát

Praha 2018

## **Souhrn**

Cílem diplomové práce je navrhnout vhodné chladicí a větrací zařízení pro hotel Ambiance. V úvodu jsou stručně zmíněny možné varianty chlazení. Následuje výpočet tepelných zisků a tepelných ztrát a s tím spojený návrh chladicího a větracího zařízení. Dále jsou popsány dílčí části zařízení včetně potřebných výkonů. Na konci práce jsou popsány požadavky na navazující profese.

## **Summary**

The purpose of thesis is to design the appropriate cooling and ventilating system for hotel Ambiance. In the introduction are summarized various systems of cooling. Continues with calculation of heat gains and losses and the associated design of cooling and ventilating device. The fractional parts including necessary operations are described next. At the end of the work there are described requirements for the subsequent professions.

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Klimatizace hotelu vypracoval samostatně pod vedením Prof. Ing. Františka Drkala, CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

Podpis

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému konzultantovi panu Ing. Josefu Fridrichovi, který mně poskytl cenné rady a připomínky a panu Ing. Pavlu Filipovi, který mně pomohl s konceptem klimatizace.

## Obsah

1	Úvod.....	13
2	Informace o objektu .....	14
3	Výchozí podklady .....	15
4	Klimatizační systémy .....	16
4.1	Třídění klimatizačních systémů.....	16
4.2	Vzduchový klimatizační systém s variabilním průtokem vzduchu.....	16
4.3	Kombinovaný klimatizační systém vzduch/voda s indukčními jednotkami .....	17
4.4	Vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory (fan-coil).....	18
4.5	Chladivový klimatizační systém – VRV (Variable Refrigerant Volume).....	19
4.6	Hybridní systém chladivo/voda .....	19
5	Tepelné zisky.....	21
5.1	Výpočet vnějších zisků.....	21
5.1.1	Výpočet polohy slunce .....	22
5.1.2	Intenzita sluneční radiace .....	23
5.1.3	Intenzita sluneční radiace procházející standartním zasklením .....	25
5.1.4	Výpočet teploty venkovního vzduchu.....	25
5.1.5	Tepelná zátěž prostupem tepla okna – konvekcí.....	26
5.1.6	Tepelná zátěž prostupem tepla okna – radiací .....	26
5.1.7	Snížení tepelných zisků od oslunění .....	27
5.1.8	Tepelní zisky stěnami .....	28
5.1.9	Celková vnější tepelná zátěž .....	29
5.2	Výpočet vnitřních zisků.....	29
5.2.1	Tepelné zisky od lidí .....	30
5.2.2	Tepelné zisky od osvětlení .....	30
5.2.3	Tepelné zisky od technologie .....	30
5.2.4	Celková vnitřní tepelná zátěž .....	31

5.2.5	Celková tepelná zátěž.....	31
5.2.6	Tepelná zátěž větráním.....	31
5.3	Přehled tepelných zisků.....	32
6	Tepelné ztráty.....	33
7	Stanovení množství větracího vzduchu.....	35
7.1	Kuchyň.....	35
7.1.1	Výpočet konvektivní tepelné zátěže.....	35
7.1.2	Výpočet termického proudu od jednotlivých zařízení.....	35
7.1.3	Výpočet množství odsávaného vzduchu (se zákrytem i bez).....	36
7.1.4	Výpočet celkového množství odsávaného vzduchu.....	36
7.1.5	Kontrolní výpočet vlhkostní bilance.....	36
7.2	1. Podzemní patro.....	38
7.3	Větrání hotelových pokojů.....	38
8	Výběr distribučních prvků.....	40
9	Návrh potrubní sítě.....	42
9.1	Tlaková ztráta třením.....	42
9.2	Místní tlaková ztráta.....	44
10	Návrh vzduchotechnické jednotky.....	45
10.1	Vstupní údaje pro návrh zařízení.....	46
10.2	Letní provoz v 1.P.P. ....	47
10.3	Zimní provoz v 1.P.P. ....	49
10.4	Letní provoz v 1.N.P. až 7.N.P. ....	50
10.5	Zimní provoz v 1.N.P. až 7.N.P. ....	50
11	Návrh chladicího zařízení.....	52
11.1	Návrh vnitřní klimatizační jednotky – léto.....	53
11.2	Návrh venkovní klimatizační jednotky.....	54
11.3	Kontrola vnitřní jednotky v režimu vytápění.....	55

12	Vlhkost .....	56
13	Požární bezpečnost .....	57
14	Hluk a chvění .....	59
15	Specifikace zařízení.....	60
16	Požadavky na související profese.....	61
16.1	Stavba .....	61
16.2	Elektro .....	61
16.3	Měření a regulace .....	61
16.4	Elektricky požární signalizace.....	62
16.5	Vytápění.....	62
16.6	Zdravotní technika a kanalizace .....	62
17	Bezpečnost práce.....	63
18	Závěr.....	64
19	Seznam příloh.....	65
20	Seznam výkresové dokumentace .....	66
21	Seznam použité literatury.....	67

## Soupis použitého značení

### značení: veličina:

### jednotka:

A	amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu	[K]
$A_{v2}$	volná plocha pro dvouřadou mřížku	[m <sup>2</sup> ]
C	korekce pro turbulentní proudění	[-]
H	výška zasklené části okna	[m]
$H_0$	výška zdroje nad podlahou	[m]
$I_c$	intenzita přímé a difuzní sluneční radiace dopadající na or. Stěnu	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_D$	intenzita přímé sluneční radiace	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{DS}$	intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orient. plochu	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_d$	intenzita difuzní sluneční radiace	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_0$	sluneční konstanta	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{0C}$	celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením	[W/m <sup>2</sup> ]
L	šířka zasklené části okna	[m]
$L_0, B_0$	půdorysné rozměry zdroje tepla	[m]
$L_{p,a}$	hladina akustického tlaku	[dB]
$L_{wa}$	hladina akustického výkonu	[dB]
M	číslo měsíce	[-]
$M_d$	produkce vodní páry od jednotlivých kuchyňských zařízení	[g/h]
$M_s$	hmotnost obvodových stěn (bez vnější stěny), podlahy a stropu p přecházejících v úvahu pro akumulaci	[kg]
$M_{w,kuch}$	produkce vodní páry v kuchyni	[g/h]
O	obvod potrubí	[m]
P	štítkový příkon zařízení	[kW]
Q	výkon (obecně)	[W]
$Q_L$	tepelná zátěž od lidí	[W]
$Q_{chl}$	výkon chladiče	[W]
$Q_{chl,ob}$	potřebný chladicí výkon vnitřní jednotky	[W]
$Q_{oh}$	výkon ohříváče	[W]
$Q_{ok}$	tepelná zátěž prostupem tepla oknem – konvekcí	[W]



$Q_{or}$	tepelná zátěž prostupem tepla okna – radiací	[W]
$Q_{ori}$	součet všech tepelných zisků v době provozu zařízení	[W]
$Q_{orm}$	průměrná tepelná zátěž v době provozu zařízení	[W]
$Q_{ormax}$	maximální tepelná zátěž	[W]
$Q_s$	měrná produkce citelného tepla	[W/kW]
$Q_{sk}$	celková konvekční tepelná zátěž	[W]
$Q_{skut}$	skutečný chladicí výkon vnitřní jednotky	[W]
$Q_{st}$	tepelný zisk stěnou	[W]
$Q_{sv}$	tepelná zátěž od osvětlení	[W]
$Q_t$	tepelná zátěž od technologie	[W]
$Q_{zc}$	celková tepelná zátěž	[W]
$Q_{ze}$	celková vnější tepelná zátěž	[W]
$Q_{zi}$	celková vnitřní tepelná zátěž	[W]
Re	Reynoldsovo číslo	[–]
S	průřez potrubí	[m <sup>2</sup> ]
$S_o$	celkový povrch okna	[m <sup>2</sup> ]
$S_{os}$	osluněný povrch okna	[m <sup>2</sup> ]
$S_{osv}$	osvětlená plocha	[m <sup>2</sup> ]
$S_{st}$	plocha obvodové stěny	[m <sup>2</sup> ]
$T_D$	celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standartním sklem	[–]
$T_d$	celková propustnost difuzní sluneční radiace standartním sklem	[–]
$U_{ok}$	součinitel prostupu tepla oknem	[W/m <sup>2</sup> .K]
$U_{st}$	součinitel prostupu tepla obvodovou stěnou	[W/m <sup>2</sup> .K]
$U_{str}$	součinitel prostupu tepla střechou	[W/m <sup>2</sup> .K]
$U_{st,z}$	součinitel prostupu tepla obvodovou stěnou přilehlé k zemině	[W/m <sup>2</sup> .K]
$U_z$	součinitel prostupu tepla podlahy přilehlé k zemině	[W/m <sup>2</sup> .K]
$V_{e,1.P.P.}$	průtok venkovního vzduchu pro 1.P.P.	[m <sup>3</sup> /h]
$V_e$	průtok venkovního vzduchu v dané místnosti	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{e,1-7.N.P.}$	průtok venkovního vzduchu pro 1.N.P. až 7.N.P.	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{min}$	minimální průtok vzduchu ve výtahové šachtě	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{ob,skut}$	průtok vzduchu vnitřní jednotkou při max. otáčkách	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{ods}$	celkové množství odsávaného vzduchu	[m <sup>3</sup> /h]

$V_{ods,min}$	minimální průtok k zajištění dodatečného odvodu vlhkosti	$[m^3/h]$
a	sluneční azimut	$[^\circ]$
$a_{pot}$	šířka potrubí	$[m]$
b	konvektivní složka z celkového množství uvolněného tepla, dána 0,5	$[-]$
$b_{pot}$	výška potrubí	$[m]$
c	měrná tepelná kapacita vzduchu	$[J/kg \cdot K]$
$c_o$	korekce na čistotu atmosféry	$[-]$
$c_{ok}$	hloubka okna vzhledem k horní stínící desce	$[m]$
$d_{ok}$	charakteristický rozměr potrubí	$[m]$
$d_{ekv}$	ekvivalentního průměru pro čtyřhranné potrubí	$[m]$
$d_{hydr}$	hydraulický průměr jednotlivých zdrojů	$[m]$
$e_1, e_2$	délky stínů v okenním otvoru od okraje slunolamů	$[m]$
f	odstup vodorovné části okna od slunolamů	$[m]$
g	odstup svislé části okna od slunolamů	$[m]$
h	výška slunce nad obzorem	$[^\circ]$
$h_{e,l}$	entalpie venkovního vzduchu v létě	$[kJ/kg]$
$h_p$	entalpie přírodního vzduchu	$[kJ/kg]$
$h_{p,vzt}$	entalpie přírodního vzduchu ze VZT jednotky	$[kJ/kg]$
l	délka potrubí	$[m]$
n	počet hodin provozu zařízení	$[-]$
$n_L$	počet lidí	$[-]$
$n_o$	počet oken	$[-]$
q	průtok vzduchu	$[m^3/h]$
$q_{sv}$	měrná produkce tepla od osvětlení	$[W/m^2]$
r	redukční polohový faktor pro termické proudy	$[-]$
s	celkový stínící součinitel všech oken mimo 1.P.P.	$[-]$
$s_{pp}$	celkový stínící součinitel oken v 1.P.P.	$[-]$
$t_{e,l}$	venkovní výpočtová teplota vzduchu v létě	$[^\circ C]$
$t_{emax}$	maximální teplota v příslušném měsíci	$[^\circ C]$
$t_{e,z}$	venkovní výpočtová teplota vzduchu pro zimu	$[^\circ C]$
$t_{i,l}$	vnitřní výpočtová teplota vzduchu v létě	$[^\circ C]$

$t_{i,z}$	vnitřní výpočtová teplota vzduchu pro zimu	[°C]
$t_{p,1.P.P.}$	teplota přiváděného vzduchu do 1.P.P.	[°C]
$t_{p,1-7.N.P.}$	teplota přiváděného vzduchu do 1.N.P. až 7.N.P.	[°C]
$z$	účinná odsávací výška pro jednotlivé zdroje	[m]
$t_{ri}$	rovnocenná sluneční teplota v každé hodině po čas celého dne	[°C]
$t_{rm}$	průměrná rovnocenná sluneční teplota venkovního vzduchu za 24 hod.	[°C]
$t_{zzt,1.P.P.}$	teplota vzduchu za výměníkem SZZ v 1.P.P.	[°C]
$t_{zzt,1-7.N.P.}$	teplota vzduchu pro 1.N.P. až 7.N.P. za výměníkem	[°C]
$z$	součinitel znečištění atmosféry pro daný měsíc	[-]
$\alpha$	úhel stěny s vodorovnou rovinou vzaty na straně odvrácené od slunce	[°]
$\gamma$	azimutový úhel normály stěny vzaty od severu (severního směru) po směru otáčení hodinových ručiček	[°]
$\Delta p_{ext.pří.1}$	externí tlaková ztráta přívod: pro jednotku v 1.P.P.	[Pa]
$\Delta p_{ext.odv.1}$	externí tlaková ztráta odvod: pro jednotku v 1.P.P.	[Pa]
$\Delta p_{ext.pří.1-7}$	externí tlaková ztráta přívod: pro jednotku v 1.NP až 7.N.P.	[Pa]
$\Delta p_{ext.odv.1-7}$	externí tlaková ztráta odvod: pro jednotku v 1.NP až 7.N.P.	[Pa]
$\Delta p_c$	celková tlaková ztráta	[Pa]
$\Delta p_\lambda$	tlaková ztráta třením	[Pa]
$\Delta p_\xi$	místní tlaková ztráta	[Pa]
$\Delta p_{ven}$	dopravní tlak ventilátoru	[Pa]
$\delta$	sluneční deklinace pro daný měsíc	[°]
$\varepsilon$	součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci	[-]
$\theta$	úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků	[°]
$\lambda$	součinitel třecích ztrát	[-]
$\lambda_0$	součinitel třecích ztrát v kruhovém pozinkovaném potrubí	[-]
$\lambda_\xi$	součinitel třecích ztrát ve čtyřhranném pozinkovaném potrubí	[-]
$\nu$	kinematická viskozita	[m <sup>2</sup> /s]
$\xi$	součinitel místních ztrát	[-]
$\rho$	hustota vzduchu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi_i$	relativní vlhkost uvnitř objektu	[%]
$\varphi_s$	součinitel současnosti	[-]

## 1 Úvod

Stav vnitřního prostředí v obytných budovách ovlivňuje zdraví pobývajících osob. Proto se zde snažíme dosáhnout co nejlepších tepelně - vlhkostních podmínek úpravou přívodního vzduchu. Dosažením požadovaného klimatu a vybrání vhodného systému, který vyhoví všem stranám, podílejících se na projektu, není jednoduché. Při návrhu klimatizace je potřeba řešit projekt komplexně a brát v potaz i požadavky souvisejících profesí. K investiční náročnosti a ekonomičnosti provozu v dnešní době často sekunduje požadavek od architektů na design. Zde je potřeba vyvážit funkčnost systému a konečný vizuální dojem, což v některých případech není jednoduché skloubit a většinou se tyto dva požadavky rozcházejí. U rekonstrukce, kterou řeší nadcházející práce, je navíc potřeba brát ohled na poskytnutý prostor, který původně nebyl navržen pro vedení mnohdy objemných, především vzduchotechnických rozvodů a je většinou dost omezený. Cílem této diplomové práce je navrhnout projekt klimatizace a větrání pro hotel *Ambiance* a zpracovat výkresovou dokumentaci na úrovni stavebního řízení, dodržet legislativní předpisy a normy. Stanovit výkony jednotlivých zařízení včetně dimenzí rozvodů a uvést požadavky na navazující profese.

## 2 Informace o objektu

V této diplomové práci bude řešena klimatizace a větrání hotelu Ambiance. Jedná se o celkovou rekonstrukci objektu, který se nachází v Tyršově ulici 1841/8 v Praze 2. Hotel je podsklepený a má sedm nadzemních podlaží. V přízemním patře se nachází hotelová restaurace s kuchyní, hygienické zázemí pro personál a hotelový klub. V prvním nadzemním patře je zázemí sloužící k ubytování hostů, zbytek patra tvoří pokoje pro hosty. Ve vrchních šesti patrech se nacházejí pouze hotelové pokoje se zázemím pro úklid. Provoz hotelu se předpokládá nepřetržitý, a provoz hotelové restaurace bude pouze po čas snídaní, obědů a večeří.



*Obr.[1] Hotel Ambiance [1]*

### 3 Výchozí podklady

Pro vypracování projektové dokumentace se vycházelo z následujících podkladů:

- stavební výkresová dokumentace
- podklady a požadavky od jednotlivých výrobců vzduchotechnických zařízení a distribučních elementů
- ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN 06 0210 – Výpočet tepelných ztrát objektu
- VDI 2052 – 2006 Raumluftechnische Anlange für Küchen
- ČSN 73 0872 – Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením
- Nařízení vlády č. 272/2011 Sb. O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Nařízení vlády č. 361/2007 Sb. kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci se změnami 68/2010 Sb., 93/2012 Sb., 9/2013 Sb., 32/2016 Sb.
- Vyhláška č. 6/2003 Sb. kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí obytných místností některých staveb
- ČSN EN 378-1 – Chladicí zařízení a tepelná čerpadla – Bezpečnostní a environmentální požadavky – Část 1: Základní požadavky, definice, klasifikace a kritéria volby
- Požadavky na větrání obytných budov dle ČSN EN 15 665/Z1

## 4 Klimatizační systémy

### 4.1 Třídění klimatizačních systémů

Klimatizace je proces úpravy tepelného, vlhkostního stavu ovzduší, čistoty a proudění pro libovolné aplikace. V této diplomové práci bude klimatizován hotelový objekt, tudíž budeme mluvit o tzv. klimatizaci komfortní, která zajišťuje mimo jiné i přívod čerstvého venkovního vzduchu pro dodržení hygienických podmínek osob, pohybujících se v objektu. Pro správný výběr klimatizačního systému si bude potřeba uvést všechny možné systémy a jejich základní rozdělení.[2]

#### Třídění klimatizačních systémů:

- a) podle tekutiny přenášející chlad a teplo
  - vzduchové
  - kombinované – vzduch/voda
  - vodní
  - chladičové
  
- b) podle počtu zón (místností), ve kterých klimatizační systém upravuje prostředí a v nichž dochází k individuálním změnám tepelné a vlhkostní zátěže
  - jednozónové
  - vícezónové

Existují různé kombinace výše uvedených systémů. Dále budou uvedeny a porovnány pouze takové systémy, které dávají svým principem smysl při řešení zadaného projektu. K možnému řešení patří vzduchový systém s variabilním průtokem vzduchu, kombinovaný systém vzduch/voda s indukčními jednotkami, vodní systém s konvektory (fan-coil), chladičový VRV systém a hybridní systém chladič/voda. Vzhledem k tomu, že se v hotelu nachází mnoho místností s odlišným charakterem tepelných zisků, popř. tepelných ztrát a provozem, budou všechny navrhované koncepty vícezónové.

### 4.2 Vzduchový klimatizační systém s variabilním průtokem vzduchu

První možností, jak odvést tepelnou zátěž je pomocí chladného vzduchu. Jelikož se jedná o rozsáhlý objekt s poměrně velkými tepelnými zisky, bylo by za potřebí velkých dimenzí potrubí kvůli nízké tepelné kapacitě vzduchu při dodržení optimálních rychlostí proudění

vzduchu v potrubí. Důsledkem by byla vyšší vstupní investice na vzduchotechnických rozvodech a velké vzduchotechnické jednotce, pro kterou je vyhrazeno velmi málo místa. Další problém by nastal s vertikálním vedením vzduchovodů, na které není dostatek místa ve vertikálních šachtách a nad recepcí, kde dochází ke křížení vzduchovodů. Tento systém není vhodný pro chlazení hotelu Ambiance.

### **4.3 Kombinovaný klimatizační systém vzduch/voda s indukčními jednotkami**

Jedná se o zařízení, které je založeno na tzv. aerodynamické indukci. Čerstvý vzduch, který je dán hygienickým minimem, je pomocí trysek vyfouknut do distribuční komory. Indukčním účinkem se přisává z místnosti vzduch sekundární. Ten je v závislosti na momentální potřebě před smísením ohřát nebo ochlazen ve vodním výměníku. Množství sekundárního vzduchu bývá zpravidla mezi dvou až osminásobkem vzduchu primárního, jedná se o tzv. indukční poměr. Indukční jednotka slouží rovnou jako distribuční prvek.[2]

#### **Nevýhody indukčních jednotek**

- závislost na přívodu čerstvého vzduchu, indukční jednotky nejsou schopny udržet požadovanou teplotu v prostoru při vypnuté centrální VZT jednotce
- potřeba zajistit teplotu chladicí vody nad rosným bodem sekundárního vzduchu
- nutnost celoroční úpravy větracího vzduchu ve VZT jednotce přibližně na 16 °C

#### **Výhody indukčních jednotek**

- vnitřní jednotky nejsou závislé na elektrické energii – ekonomičnost
- tichý provoz
- odpadá požadavek na odvod kondenzátu
- indukční jednotka je přímo distribuční prvek
- díky suchému chlazení není potřeba navyšovat výkon zařízení a není vysušován vnitřní vzduch

Tento způsob chlazení není též vhodnou volbou ke klimatizování hotelu Ambiance. Hotelové pokoje nemají díky svým vysokým oknům, dosahujících téměř ke stropu podhledy. Projektanti stavební části vymezili prostor pro klimatizační zařízení pouze v sádkartonovém kastlíku podél stěny, kde je pokoj přilehlý k pokojové chodbě. Zde se nenachází dostatek místa pro standartní indukční jednotku, a jedinou možností by bylo použití speciálních indukčních jednotek upravené pro hotelové objekty s výfukem ve vodorovném směru, aby byla zajištěna distribuce vzduchu do celého pokoje. Tyto jednotky nebudou použity z důvodu nedodržení maximálního doporučeného indukčního poměru. To je dáno tím, že některé, především



dvojlůžkové pokoje mají velké tepelné zisky a přívod čerstvého vzduchu je malý (50 m<sup>3</sup>/h). Při letních extrémech by bylo nutno podchlazovat oběhový vzduch pro dodržení požadované vnitřní teploty, případně by bylo potřeba zvýšit průtok větracího vzduchu. Tato situace by nastala pouze v nevhodně situovaných pokojích. Jelikož je snaha zachovat stejnou koncepci ve všech pokojích, nebudou použity na klimatizování a větrání hotelu indukční jednotky.

#### **4.4 Vodní klimatizační systém s ventilátorovými konvektory (fan-coil)**

Tento klimatizační systém v samostatném provozu upravuje cirkulačně vnitřní vzduch. K zajištění průtoku hygienického minima se systém používá v kombinaci se vzduchotechnickým jednokanálovým klimatizačním systémem.[2] Čerstvý vzduch je buď přiveden přímo do ventilátorového konvektoru, kde se smísí spolu se vzduchem oběhovým a je vyfouknut ven, nebo je samostatně přiveden vzduchotechnickou vyústkou a samotné mísení se odehrává přímo v místnosti. Oběhový vzduch proudí stejně jako u systému s indukčními jednotkami přes vodní výměník, kde je podle aktuální potřeby ohřát nebo ochlazen na požadovanou teplotu.

##### **Nevýhody ventilátorového konvektoru**

- nutnost připojit vnitřní jednotku ke zdroji energie (pohon ventilátoru)
- nižší teplota chladicí vody než u indukčních jednotek
- odvlhčování vnitřního vzduchu
- navýšení chladicího výkonu o výkon potřebný ke kondenzaci vlhkosti ze vzduchu
- potřeba zajistit odvod kondenzátu
- pro současné ekonomické chlazení a vytápění je potřeba dvakrát více rozvodů

##### **Výhody ventilátorového konvektoru**

- zařízení je schopno pracovat a udržovat požadovanou vnitřní teplotu samostatně - bez provozu vzduchotechnické jednotky
- regulace výkonu vnitřní jednotky může být jak na straně vody (kvantitativní nebo kvalitativní), tak regulací otáček ventilátoru tzn. průtokem vzduchu
- vnitřní jednotka neobsahuje expanzní ventil – tišší provoz

Tento systém by šel použít jako jedna z variant ke chlazení/vytápění hotelu Ambiance.

#### 4.5 Chladivový klimatizační systém – VRV (Variable Refrigerant Volume)

Základní chladivový klimatizační systém tvoří venkovní jednotka, vnitřní jednotka, kompresor a expanzní ventil. Venkovní jednotka je obvykle umístěná na střeše objektu nebo u menších instalací v konzoli na fasádě a má funkci kondenzátoru. Součástí venkovní jednotky je ventilátor, který napomáhá k sdílení tepla mezi výměníkem a venkovním vzduchem (chlادivo/vzduch). Vnitřní jednotka (výparník) obsahuje filtr oběhového vzduchu, ventilátor, výměník (chlادivo/vzduch) a expanzní ventil (může být součástí venkovní jednotky). Vnitřní jednotky se vyrábějí v různém provedení – kazetové, nástěnné, podstropní a mezistropní. Systém se odlišuje od ostatních v principu sdílení tepla. Zatímco u vzduchových a vodních systémů je teplo sdíleno změnou teploty látky (přenos citelného tepla). Přenos tepla u chladivových systémů je změnou skupenství (přenos vázaného tepla). Obě jednotky jsou propojeny chladivem a okruh je uzavřený. Chladivový systém není určen pouze pro chlazení, ale svoje využití má i v zimě. Přepnutím rozdělovacího ventilu a změnou směru toku chladiva se stává z kondenzátoru výparník a naopak. Zařízení vykonává funkci tepelného čerpadla. Nevýhodou vytápění chladivovým systémem je odmrazování venkovní jednotky, kdy zařízení není schopno dodávat potřebný tepelný výkon do objektu. V této době může vzniknout tepelná nepohoda. Další výhody a nevýhody VRV systému jsou obdobné jako u vodního systému. Největší úskalí při návrhu VRV systému do místností s trvalým pobytem vyplývá z legislativy. Podle normy ČSN EN 378-1 je maximální přípustná koncentrace v hotelových pokojích s trvalým pobytem 0,44 kg chladiva na  $m^3$  místnosti. Množství chladiva se vypočítává z celého uzavřeného systému. Problém lze řešit čidlem hlídající koncentraci chladiva ve vzduchu, které je drahé a musí být instalováno ve všech místnostech. K nevýhodám klimatizačního systému v chladivovém provedení přispívá razantní nárůst cen chladiva, a s tím spojené nákladné doplňování média do chladicího systému.

#### 4.6 Hybridní systém chladivo/voda

Hybridní systém je kombinací chladivového a vodního systému. Venkovní (můžou být i vnitřní) kondenzátorové jednotky pracují principiálně stejně jako VRV systémy s tím rozdílem, že mezi chladicí místností a jednotkou je rozdělovač s výměníkem chladivo/voda [3], tudíž chladícím či topným médiem v koncových místnostech je voda. Celkově má systém z obou systémů poměrně mnoho výhod. Hlavní výhodou je ta, že nemusíme v místnostech s trvalým pobytem hlídat únik chladiva nebo instalovat čidla hlídající jeho únik. Dále vnitřní hybridní jednotky nemají expanzní ventil a tím pádem jsou tišší než chladivové. Oproti

vodnímu systému hybridní systém neobsahuje takové množství vody a sestava má lepší reakční dobu na požadované změny.

Po zvážení veškerých výhod a nevýhod všech výše zmiňovaných systémů, bylo zvoleno za nejvhodnější variantu zvolit právě hybridní systém chladivo/voda s tím, že venkovní jednotky budou umístěny uvnitř objektu a vzduch budou nasávat přes perforovanou střechu s výfukem nad střechu objektu. Toto řešení platí pro 2.N.P. až 6.N.P.. V 1.N.P. bude použit VRV systém, který má taky, podobně jako hybridní systém, mezi vnitřní a venkovní jednotkou rozdělovač, který zaručuje chlazení a topení zároveň, ale na obou stranách bude chladivo. Odtud budou rozvody do hotelových pokojů v 1.N.P.a zároveň do výměníku, kde bude připravována topná a chladicí voda pro vzduchotechnické jednotky. Celý tento koncept byl navržen od firmy Mitsubishi Electric, která disponuje děleným výměníkem na venkovní jednotce. Jednotky zaručují kontinuální provoz v zimním období. 1.P.P. bude chlazeno vzduchotechnickou jednotkou.

## 5 Tepelné zisky

Výpočet tepelné zátěže byl vypočítán podle normy ČSN 73 0548 – výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů.[4] V následující kapitole bude naznačen podrobný postup výpočtu vnějších a vnitřních tepelných zisků, dle výše uvedené normy společně s dosazením skutečných hodnot pro referenční místnost. Kvůli poměrně dlouhému výpočtu s obsáhlými vzorci byl vytvořen v programu Microsoft Excel skript, obsahující všechny níže uvedené vzorce a pomocí něho byl objekt spočítán. Soubor s výpočty je nahrán na CD, které bude přiloženo k diplomové práci. Pro správné stanovení tepelné zátěže bylo potřeba v programu AutoCAD odměřit potřebné délky a plochy konstrukcí nacházejících se v jednotlivých místnostech.

### 5.1 Výpočet vnějších zisků

Výpočet s dosazením konkrétních hodnot bude pro pokoj pro hosty č. 1051, který je umístěný v prvním nadzemním patře. Jedná se o dvouúžlkový pokoj, který je orientován na západ a má jednu průsvitnou plochu orientovanou rovněž na západ. Největší tepelná zátěž pokoje nastává v květnu v 16 hodin. Pro tento měsíc a tuto hodinu bude též proveden výpočet. Stejně uzpůsobené pokoje se nachází i ve druhém až šestém patře, tudíž výpočet bude stejný pro všechny tyto pokoje s označením x051 (x je rovno patru, v kterém se pokoj nachází).

#### Využívání budovy:

Hotel: Nepřetržitý provoz (00.00 h až 24.00 h)

Restaurace: 8.00 h až 10.00 h, 11.30 h až 14.00 h, 18.00 h až 22.00 h

#### Vnitřní výpočtová teplota pro léto:

Hotel  $t_{i,l} = 26 \pm 1^\circ\text{C}$

Restaurace  $t_{i,l} = 26 \pm 1^\circ\text{C}$

#### Vlastnosti konstrukcí budovy:

$U_{st} = 0,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .....součinitel prostupu tepla obvodovou stěnou

$U_{ok} = 2,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .....součinitel prostupu tepla oknem

$U_{str} = 0,24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .....součinitel prostupu tepla střechou

$d_{st} = 0,60$  m ..... tloušťka obvodové stěny

$d_{str} = 0,45$  m ..... tloušťka střechy

$s_{pp} = 0,9$  ..... celkový stínící součinitel oken v 1.P.P.

$s = 0,6$  ..... celkový stínící součinitel všech oken mimo 1.P.P.

### 5.1.1 Výpočet polohy slunce

#### Sluneční deklinace $\delta$

Sluneční deklinace  $\delta$  je zeměpisná šířka, kde v daný den ve dvanáct hodin v poledne je slunce nad obzorem a počítá se pro každý 21. den v daném měsíci podle vztahu:

$$\delta = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot M) = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot 5) = 20,4^\circ$$

kde

M ..... číslo měsíce (1-12)

Měsíc	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen
$\delta$ [°]	0,0	11,8	20,4	23,5	20,4	11,8	0,0	-11,8

Tab.[1] Sluneční deklinace v jednotlivých měsících[5]

#### Výška slunce nad obzorem $h$

Výška slunce nad obzorem se určuje pro  $50^\circ$  severní šířky a platí pro celou Českou republiku podle vztahu:

$$h = \arcsin(0,766 \cdot \sin \delta - 0,643 \cdot \cos \delta \cdot \cos(15 \cdot \tau)) [^\circ]$$

$$h = \arcsin(0,766 \cdot \sin 20,4 - 0,643 \cdot \cos 20,4 \cdot \cos(15 \cdot 16)) = 34,6^\circ$$

kde

$\tau$  ..... sluneční čas [h]

$\delta$  ..... sluneční deklinace pro daný měsíc [°]

#### Sluneční azimut $a$

Sluneční azimut se určuje od severu (severního směru) po směru hodinových ručiček podle vztahu:

$$a = \arcsin\left(\frac{\sin(15. \tau) \cos \delta}{\cos h}\right) = \arcsin\left(\frac{\sin(15.16)}{\cos 34,6}\right) = 260,6^\circ$$

kde

$\delta$  ..... sluneční deklinace pro daný měsíc [°]

$\tau$  ..... sluneční čas [h]

$h$  ..... výška slunce nad obzorem [°]

### Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků $\theta$

$$\theta = \arccos(\sin h \cdot \cos \alpha + \cos h \cdot \sin \alpha \cdot (a - \gamma)) [^\circ]$$

$$\theta = \arccos(\sin 34,6 \cdot \cos 90 + \cos 34,6 \cdot \sin 90 \cdot (260,6 - 270)) = 35,7^\circ$$

kde

$h$  ..... výška slunce nad obzorem [°]

$\alpha$  ..... úhel stěny s vodorovnou rovinou vzatý na straně odvrácené od slunce [°]

(pro svislé stěny  $\alpha = 90^\circ$ , pro vodorovné stěny  $\alpha = 0^\circ$ )

$a$  ..... sluneční azimut [°]

$\gamma$  ..... azimutový úhel normály stěny vzatý od severu (severního směru) po směru

otáčení hodinových ručiček [°]

Světová strana	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SZ
$\gamma$ [°]	0	45	90	135	180	225	270	315

Tab. [2] Hodnoty azimutu stěny  $\gamma$  pro jednotlivé světové strany[5]

## 5.1.2 Intenzita sluneční radiace

### Intenzita přímé sluneční radiace $I_D$

Po místa s nadmořskou výškou 300 m. n. m. (průměr měst v České republice) se určuje intenzita přímé sluneční radiace podle vztahu:

$$I_D = I_0 \cdot \exp[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}] = 1350 \cdot \exp[-0,097 \cdot 4 \cdot (\sin h)^{-0,8}] = 733 [W/m^2]$$

kde

$I_0$  ..... sluneční konstanta  $I_0 = 1350 \text{ [W/m}^2\text{]}$

$z$  ..... součinitel znečištění atmosféry pro daný měsíc [–]

$h$  ..... výška slunce nad obzorem [°]

Měsíc	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen
$z$ [°]	3	4	4	5	5	4	4	3

Tab. [3] Součinitel znečištění atmosféry  $z$  v jednotlivých měsících[5]

### Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu $I_{DS}$

$$I_{DS} = I_0 \cdot \exp[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}] \cdot \cos \theta \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$I_{DS} = 1350 \cdot \exp[-0,097 \cdot 4 \cdot (\sin h)^{-0,8}] \cdot \cos 35,7 = 590 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$I_0$  ..... sluneční konstanta  $I_0 = 1350 \text{ [W/m}^2\text{]}$

$z$  ..... součinitel znečištění atmosféry pro daný měsíc [–]

$h$  ..... výška slunce nad obzorem [°]

$\theta$  ..... úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků [°]

### Intenzita difuzní sluneční radiace

$$I_d = \left[ I_0 - I_D - (1080 - 1,4 \cdot I_D) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \frac{\sin h}{3} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$I_d = \left[ 1350 - 733 - (1080 - 1,4 \cdot 733) \cdot \sin^2 \frac{90}{2} \right] \cdot \frac{\sin 34,6}{3} = 112 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

kde

$I_0$  ..... sluneční konstanta  $I_0 = 1350 \text{ [W/m}^2\text{]}$

$I_D$  ..... intenzita přímé sluneční radiace  $[W/m^2]$

$\alpha$  ..... úhel stěny s vodorovnou rovinou vzatý na straně odvrácené od slunce [°]

(pro svislé stěny  $\alpha = 90^\circ$ , pro vodorovné stěny  $\alpha = 0^\circ$ )

h..... výška slunce nad obzorem [°]

### **Intenzita celkové sluneční radiace**

$$I_C = I_{DS} + I_d = 595 + 112 = 707 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

kde

$I_{DS}$  ..... intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu [W/m<sup>2</sup>]

$I_d$  ..... intenzita difuzní sluneční radiace [W/m<sup>2</sup>]

### **5.1.3 Intenzita sluneční radiace procházející standardním zasklením**

#### **Celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace $T_D$ standardním sklem**

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100}\right)^5 = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{35,7}{100}\right)^5 = 0,86 \text{ [-]}$$

$\theta$ ..... úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků [°]

#### **Celková propustnost difuzní sluneční radiace $T_d$ standardním sklem**

$$T_d = 0,85 \text{ [-]}$$

#### **Celková intenzita sluneční radiace $I_{oc}$ procházející standardním jednoduchým zasklením**

$$I_{oc} = I_{DS} \cdot T_D + I_d \cdot T_d = 595 \cdot 0,86 + 112 \cdot 0,85 = 608 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

kde

$I_{DS}$ ..... intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu [W/m<sup>2</sup>]

$T_D$ ..... celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem [-]

$I_d$ ..... intenzita difuzní sluneční radiace [W/m<sup>2</sup>]

$T_d$ ..... celková propustnost difuzní sluneční radiace standardním sklem [-]

### **5.1.4 Výpočet teploty venkovního vzduchu**

$$t_{e,l} = t_{e,max} - A \cdot [1 - \sin(15\tau - 135)] = 26,5 - 7 \cdot [1 - \sin(15 \cdot 16 - 135)] = 26,3 \text{ °C}$$

kde

A ..... amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu, volím  $A = 7$  [K]



$\tau$  ..... sluneční čas [h]

$t_{\text{emax}}$  ..... maximální teplota v příslušném měsíci [°C]

Měsíc	Březen	Duben	Květen	Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen
$t_{\text{emax}}$ [°C]	19,0	22,0	26,5	28,5	30,0	30,0	27,5	23,5

Tab.[4] Doporučované maximální hodnoty teploty v jednotlivých měsících[5]

### 5.1.5 Tepelná zátěž prostupem tepla okna – konvekcí

$$Q_{\text{ok}} = U_{\text{ok}} \cdot S_o \cdot (t_{\text{e,l}} - t_{\text{i,l}}) = 2,7 \cdot 2,5 \cdot (26,3 - 26) = 15 \text{ [W]}$$

kde

$U_{\text{ok}}$  ..... součinitel prostupu tepla okna [W/m<sup>2</sup>.K]

$S_o$  ..... plocha okna [m<sup>2</sup>]

$t_{\text{e,l}}$  ..... venkovní výpočtová teplota vzduchu v létě [°C]

$t_{\text{i,l}}$  ..... vnitřní výpočtová teplota vzduchu v létě [°C]

### 5.1.6 Tepelná zátěž prostupem tepla okna – radiací

Osluněný povrch okna

$$e_1 = d_{\text{ok}} \cdot [\tan(a - \gamma)] = 0 \cdot [\tan(260,6 - 270)] = 0 \text{ m}$$

$$e_2 = c_{\text{ok}} \cdot \left| \frac{\tan h^\circ}{\cos(a - \gamma)} \right| = 0 \cdot \left| \frac{\tan 34,6^\circ}{\cos(260,6 - 270)} \right| = 0 \text{ m}$$

$$S_{\text{os}} = [L - (e_1 - f)] \cdot [H - (e_2 - g)] = [2 - (0 - 0)] \cdot [1,25 - (0 - 0)] = 2,5 \text{ m}$$

*Pozn. Okna jsou předsazená v rovině fasády a není zde uvažováno s žádnými slunolamy. Z toho plyne, že plocha okna se rovná osluněné ploše ( $S_o = S_{\text{os}}$ )*

kde

L ..... šířka zasklené části okna [m]

H ..... výška zasklené části okna [m]

f ..... odstup vodorovné části okna od slunolamů [m]

$g$  ..... odstup svislé části okna od slunolamů [m]

$e_1, e_2$  ..... délky stínů v okenním otvoru od okraje slunolamů [m]

$c_{ok}$  ..... hloubka okna vzhledem k horní stínící desce [m]

$d_{ok}$  ..... hloubka okna [m]

$$Q_{or} = [S_{os} \cdot I_o \cdot c_o + (S_o - S_{os}) \cdot I_{od}] \cdot s \cdot n_o = [2,5 \cdot 608 \cdot 0,85 + (2,5 - 2,5) \cdot 95] \cdot 0,6 \cdot 1 = 775 \text{ W}$$

kde

$S_{os}$  ..... osluněný povrch okna [m<sup>2</sup>]

$I_{oc}$  ..... celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m<sup>2</sup>]

$c_o$  ..... korekce na čistotu atmosféry [-]

$S_o$  ..... celkový povrch okna [m<sup>2</sup>]

$I_{od}$  ..... intenzita difusní radiace procházející standardním jednoduchým zasklením [W/m<sup>2</sup>]

$s$  ..... stínící součinitel [-]

$n_o$  ..... počet oken [-]

oblast	venkovská	průmyslová
$c_o$ [-]	1,15	0,85

Tab.[5] Korekce na čistotu atmosféry[5]

### 5.1.7 Snížení tepelných zisků od oslunění

$$\Delta Q = 0,05 \cdot M_s \cdot \Delta t = 0,05 \cdot 0,1 = 0 \text{ W}$$

kde

$\Delta Q$  ..... snížení maximální hodnoty tepelných zisků od oslunění oken [W]

$M_s$  ..... hmotnost obvodových stěn (bez vnější stěny), podlahy a stropu

přicházejících v úvahu pro akumulaci [kg]

$\Delta t$  ..... maximální přípustné překročení požadované teploty v klimatizovaném prostoru [K]

$$Q_{orm} = \frac{\sum Q_{ori}}{n}$$

kde

$Q_{orm}$  ..... průměrná tepelná zátěž v době provozu zařízení [W]

$\sum Q_{ori}$  ..... součet všech tepelných zisků v době provozu zařízení [W]

$n$  ..... počet hodin provozu zařízení [—]

Dále se porovná maximálních tepelná zátěž  $Q_{ormax}$ , od které se odečte maximální hodnota snížení tepelných zisků  $\Delta Q$  s průměrnou tepelnou zátěží  $Q_{orm}$ . Jelikož chceme být na straně bezpečnosti, vybereme a dále počítáme s větší hodnotou z obou čísel.

*Pozn. V této diplomové práci jsme si výpočet poněkud zjednodušili. S akumulací sluneční radiace do vnitřních stěn jsme nepočítali. Snížení maximální hodnoty tepelných zisků  $\Delta Q = 0$ . Zjednodušení platí pro všechny místnosti v hotelovém objektu.*

### 5.1.8 Tepelní zisky stěnami

Obvodová konstrukce hotelu Ambiance je zděna z páleného zdiva o tloušťce  $d = 600$  mm. Podle normy ČSN 73 0548 [4] se jedná již o stěnu těžkou ( $d \geq 450$  mm). U těžkých konstrukcí se kolísání teplot na vnitřní straně zanedbá díky velké tepelné kapacitě konstrukce a tepelný tok stěnou se určí podle vztahu:

$$Q_{st} = U_{st} \cdot S_{st} \cdot (t_{rm} - t_{i,l}) = 0,6.6,81. (28,1 - 26) = 9 \text{ W}$$

kde

$U_{st}$  ..... součinitel prostupu tepla obvodové stěny [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]

$S_{st}$  ..... plocha obvodové stěny [ $\text{m}^2$ ]

$t_{rm}$  ..... průměrná rovnícenná sluneční teplota venkovního vzduchu za 24 hod. [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_{i,l}$  ..... vnitřní teplota vzduchu v létě [ $^{\circ}\text{C}$ ]

### Výpočet rovníkové sluneční teploty venkovního vzduchu [°C]

$$t_r = t_{e,l} + \frac{\varepsilon \cdot I_c}{\alpha_e} = 26,3 + \frac{0,7 \cdot 707}{15} = 59,3 \text{ [°C]}$$

$t_{e,l}$  ..... venkovní teplota vzduchu v létě [°C]

$\varepsilon$  ..... součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci, volím 0,7 [-]

$I_c$  ..... intenzita přímé a difuzní sluneční radiace dopadající na orientovanou stěnu  
[W/m<sup>2</sup>]

$\alpha_e$  ..... součinitel přestupu tepla na vnější straně stěny, volím 15 [W/m<sup>2</sup>.K]

### Výpočet průměrné rovníkové sluneční teploty venkovního vzduchu za 24 hodin [°C]

$$t_{rm} = \frac{\sum t_{ri}}{24} = 28,1 \text{ [°C]}$$

*Pozn. Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel*

kde

$t_{ri}$  ..... rovníková sluneční teplota v každé hodině po čas celého dne [°C]

#### 5.1.9 Celková vnější tepelná zátěž

$$Q_{ze} = Q_{ok} + Q_{or} + Q_{st} = 15 + 775 + 9 = 799 \text{ [W]}$$

$Q_{ok}$  ..... tepelná zátěž prostupem tepla oknem - konvekci

$Q_{or}$  ..... tepelná zátěž prostupem tepla oknem - radiací

$Q_{st}$  ..... tepelná zátěž prostupem stěnou

#### 5.2 Výpočet vnitřních zisků

Při návrhu klimatizace musí být brán ohled nejenom na zisky od slunce (vnější zisky), ale i na zisky vnitřní. K vnitřním zdrojům tepelných patří zisky od lidí, svítidel a technologie. Tepelná zátěž od svítidel je brána podle doporučených hodnot z normy ČSN 73 0548 [5] 8 W/m<sup>2</sup> konstantně pro celý hotel. Vybavenost hotelového pokoje je vždy jedna LED televize na pokoj a počet lidí (pokojových hostů) je stanoven podle zařizovacích předmětů (lůžek)

vyobrazených ve výkresové dokumentaci. V recepci je uvažováno s provozem jednoho PC s monitorem, který produkuje 200 W a s malou laserovou tiskárnou, která produkuje 130 W.

### 5.2.1 Tepelné zisky od lidí

$$Q_L = 6,2 \cdot n_L \cdot (36 - t_{i,l}) = 6,2 \cdot 2 \cdot (36 - 26) = 143 \text{ W}$$

kde

$n_L$  ..... počet lidí [-]

$t_i$  ..... vnitřní teplota vzduchu v létě [°C]

### 5.2.2 Tepelné zisky od osvětlení

$$Q_{sv} = q_{sv} \cdot S_{osv} = 8,14 = 112 \text{ W}$$

kde

$q_{sv}$  ..... měrná produkce tepla od osvětlení [W/m<sup>2</sup>]

$S_{osv}$  ..... osvětlená plocha

Pozn. Je uvažováno svícení zářivkami

### 5.2.3 Tepelné zisky od technologie

$$Q_t = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot \sum P = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 50 = 50 \text{ W}$$

$Q_t$  ..... tepelná zátěž od technologie [W]

$c_1$  ..... součinitel současnosti [-]

$c_2$  ..... zbytkový součinitel [-]

$c_3$  ..... součinitel využití stroje [-]

$P$  ..... elektrický příkon [W]

*Pozn. Součinitel současnosti jsme stanovili roven 1, jelikož výpočet je pouze pro jedno zařízení, současnost bude jedna. Zbytkový součinitel je rovněž roven jedné, protože veškerý tepelný tok jde do místnosti a není nikde lokálně odveden z místnosti pryč. Součinitel využití jsme stanovili též roven jedné, protože výrobci LED televizí podobných rozměrů udávají příkon 50 W jako provozní spotřebu.*

#### 5.2.4 Celková vnitřní tepelná zátěž

$$Q_{zisk} = Q_L + Q_{sv} + Q_t = 143 + 112 + 50 = 305 \text{ W}$$

$Q_L$  ..... tepelná zátěž od lidí [W]

$Q_{sv}$  ..... tepelná zátěž od osvětlení [W]

$Q_t$  ..... tepelná zátěž od technologie [W]

#### 5.2.5 Celková tepelná zátěž

$$Q_{zc} = Q_{ze} + Q_{zi} = 799 + 305 = \mathbf{1104} \text{ [W]}$$

$Q_{ze}$  ..... celková vnější tepelná zátěž [W]

$Q_{zisk}$  ..... celková vnitřní tepelná zátěž [W]

#### 5.2.6 Tepelná zátěž větráním

V celém objektu jsme nemuseli počítat s tepelnou zátěží od větrání. Přívod v celém objektu je izotermní a je upravován na požadovanou teplotu v centrální VZT jednotce.

### 5.3 Přehled tepelných zisků

V následující tabulce budou uvedeny celkové tepelné zisky jednotlivých místností. Celý výpočet byl proveden principiálně stejně jako pro místnost č. 1051. Jediný rozdíl byl při stanovení celkové tepelné zátěže místností v 1.P.P.. Jelikož je patro částečně podsklepeno, bylo potřeba odečíst tepelné ztráty do zeminy, které vznikají i v létě. Součinitel prostupu tepla pro podlahu přiléhající k zemině  $U_z = 0,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  a součinitel prostupu tepla pro obvodovou stěnu přiléhající také k zemině  $U_{st,z} = 1,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . Bylo počítáno s teplotou zeminy  $t_{zem} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  a vnitřní výpočtovou teplotou v létě  $t_{i,l} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ , tedy s celkovým rozdílem teplot  $21 \text{ [K]}$ .

1.P.P.	$t_i$	Qzisk	1.N.P.	$t_i$	Qzisk	2.N.P.	$t_i$	Qzisk	3.N.P.	$t_i$	Qzisk
č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]	č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]	č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]	č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]
001+002	26	931	1011+1012+1013	26	1618	2011+2012+2013	26	1618	3011+3012+3013	26	1618
003+004+005		3391	1021+1022+1023		1226	2021+2022+2023		1226	3021+3022+3023		1226
006+007		1962	1031+1032+1033		1118	2031+2032+2033		1118	3031+3032+3033		1118
008+009+010		3598	1041+1042+1043		1866	2041+2042+2043		1926	3041+3042+3043		1926
		1051+1052+1053	1104		2051+2052+2053	1104		3051+3052+3053	1104		
		1061+1062+1063	1132		2061+2062+2063	1132		3061+3062+3063	1132		
		1071+1072+1073	1158		2071+2072+2073	1158		3071+3072+3073	1158		
		1081+1082+1083	973		2081+2082+2083	973		3081+3082+3083	973		
		1091+1092+1093	830		2091+2092+2093	578		3091+3092+3093	578		
		1101+1102+1103	602		2101+2102+2103	844		3101+3102+3103	844		
		112+113	2108		2111+2112+2113	567		3111+3112+3113	567		
					2121+2122+2123	566		3121+3122+3123	566		
				2131+2132+2133	815	3131+3132+3133	815				
				2141+2142+2143	1196	3141+3142+3143	1196				
				2151+2152+2153	2073	3151+3152+3153	2073				
4.N.P.	$t_i$	Qzisk	5.N.P.	$t_i$	Qzisk	6.N.P.	$t_i$	Qzisk	7.N.P.	$t_i$	Qzisk
č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]	č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]	č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]	č. místnosti	[ $^\circ\text{C}$ ]	[W]
4011+4012+4013	26	1618	5011+5012+5013	26	1618	6011+6012+6013	26	1618	7011+7012+7013	26	1316
4021+4022+4023		1226	5021+5022+5023		1226	6021+6022+6023		1226	7021+7022+7023		1034
4031+4032+4033		1118	5031+5032+5033		1118	6031+6032+6033		1118	7031+7032+7033		1000
4041+4042+4043		1926	5041+5042+5043		1926	6041+6042+6043		1926	7041+7042+7043		1012
4051+4052+4053		1104	5051+5052+5053		1104	6051+6052+6053		1104	7051+7052+7053		996
4061+4062+4063		1132	5061+5062+5063		1132	6061+6062+6063		1132	7071+7072+7073		1003
4071+4072+4073		1158	5071+5072+5073		1158	6071+6072+6073		1158	7081+7082+7083		1009
4081+4082+4083		973	5081+5082+5083		973	6081+6082+6083		973	7091+7092+7093		1063
4091+4092+4093		578	5091+5092+5093		578	6091+6092+6093		578	7101+7102+7103		988
4101+4102+4103		844	5101+5102+5103		844	6101+6102+6103		844	7111+7112+7113		967
4111+4112+4113		567	5111+5112+5113		567	6111+6112+6113		567	7121+7122+7123		1001
4121+4122+4123		566	5121+5122+5123		566	6121+6122+6123		566	7131+7132+7133		1206
4131+4132+4133		815	5131+5132+5133		815	6131+6132+6133		815	7141+7142+7143		2090
4141+4142+4143		1196	5141+5142+5143		1196	6141+6142+6143		1196			
4151+4152+4153		2073	5151+5152+5153		2073	6151+6152+6153		2073			

Tab.[6] Tabulka s tepelnými zisky jednotlivých místností

## 6 Tepelné ztráty

Tepelnou ztrátu v hotelových pokojích bude pokrývat hybridní systém chladivo/voda, který bude pracovat reverzním módu. V koupelnách budou pro dodržení tepelné pohody instalována elektrická trubková otopná tělesa dle profese vytápění, která není součástí této projektové dokumentace. Výpočet tepelných ztrát byl vypočítán podle normy ČSN 06 0210 [6]. Analýza výpočtu s dosazením byla provedena již pro tepelné zisky, na které bylo dimenzováno chladicí zařízení, jelikož se klimatizační systém dimenzuje na letní extrém (větší potřeba chladu než tepla), nebude rozepsán podrobný výpočet tepelných ztrát. Pro stanovení tepelných ztrát byl použit program Excel, stejně jako u výpočtu tepelných zisků. Postup výpočtu bude k nahlédnutí pouze na CD, které bude přiloženo k diplomové práci. I zde byl k odměřování konstrukcí potřebných ke stanovením tepelných ztrát použit program AutoCad.

1.P.P.	t <sub>i</sub>	Q <sub>ztr</sub>	1.N.P.	t <sub>i</sub>	Q <sub>ztr</sub>	2.N.P.	t <sub>i</sub>	Q <sub>ztr</sub>	3.N.P.	t <sub>i</sub>	Q <sub>ztr</sub>			
č. místnosti	[°C]	[W]	č. místnosti	[°C]	[W]	č. místnosti	[°C]	[W]	č. místnosti	[°C]	[W]			
001+002	22	970	1011+1012	22	720	2011+2012	22	700	3011+3012	22	700			
003+004+005	22	2480	1013	24	300	2013	24	290	3013	24	290			
006+007	22	1620	1021+1022	22	620	2021+2022	22	600	3021+3022	22	600			
008+009+010	22	850	1023	24	140	2023	24	130	3023	24	130			
			1031+1032	22	400	2031+2032	22	280	3031+3032	22	280			
			1033	24	120	2033	24	110	3033	24	110			
			1041+1042	22	720	2041+2042	22	700	3041+3042	22	700			
			1043	24	100	2043	24	90	3043	24	90			
			1051+1052	22	390	2051+2052	22	370	3051+3052	22	370			
			1053	24	100	2053	24	90	3053	24	90			
			1061+1062	22	440	2061+2062	22	420	3061+3062	22	420			
			1063	24	120	2063	24	110	3063	24	110			
			1071+1072	22	540	2071+2072	22	520	3071+3072	22	520			
			1073	24	130	2073	24	120	3073	24	120			
			1081+1082	22	920	2081+2082	22	880	3081+3082	22	880			
			1083	24	630	2083	24	610	3083	24	610			
			1091+1092	22	780	2091+2092	22	360	3091+3092	22	360			
			1093	24	120	2093	24	100	3093	24	100			
			1101+1102	22	550	2101+2102	22	790	3101+3102	22	790			
			112+113	22	1670	2103	24	100	3103	24	100			
									2111+2112	22	480	3111+3112	22	480
									2113	24	110	3113	24	110
									2121+2122	22	450	3121+3122	22	450
						2123	24	90	3123	24	90			
						2131+2132	22	810	3131+3132	22	810			
						2133	24	140	3133	24	140			
						2141+2142	22	550	3141+3142	22	550			
						2143	24	140	3143	24	140			
						2151+2152	22	550	3151+3152	22	550			
						2153	24	750	3153	24	750			
<b>Qztr celková</b>		<b>5920</b>	<b>Qztr celková</b>		<b>9510</b>	<b>Qztr celková</b>		<b>11440</b>	<b>Qztr celková</b>		<b>11440</b>			

Tab.[7] Tabulka s tepelnými ztrátami jednotlivých místností



4.N.P.	ti	Qztr	5.N.P.	ti	Qztr	6.N.P	ti	Qztr	7.N.P	ti	Qztr
č. místnosti	[°C]	[W]	č. místnosti	[°C]	[W]	č. místnosti	[°C]	[W]	č. místnosti	[°C]	[W]
4011+4012	22	700	5011+5012	22	700	6011+6012	22	700	7011+7012	22	710
4013	24	290	5013	24	290	6013	24	290	7013	24	340
4021+4022	22	600	5021+5022	22	600	6021+6022	22	600	7021+7022	22	480
4023	24	130	5023	24	130	6023	24	130	7023	24	160
4031+4032	22	280	531+5032	22	280	6031+6032	22	280	7031+7032	22	250
4033	24	110	5033	24	110	6033	24	110	7033	24	130
4041+4042	22	700	5041+5042	22	700	6041+6042	22	700	7041+7042	22	270
4043	24	90	5043	24	90	6043	24	90	7043	24	120
4051+4052	22	370	5051+5052	22	370	6051+6052	22	370	7051+7052	22	310
4053	24	90	5053	24	90	6053	24	90	7053	24	120
4061+4062	22	420	5061+5062	22	420	6061+6062	22	420	7071+7072	22	360
4063	24	110	5063	24	110	6063	24	110	7073	24	150
4071+4072	22	520	5071+5072	22	520	6071+6072	22	520	7081+7082	22	300
4073	24	120	5073	24	120	6073	24	120	7083	24	140
4081+4082	22	880	5081+5082	22	880	6081+6082	22	880	7091+7092	22	270
4083	24	610	5083	24	610	6083	24	610	1093	24	140
4091+4092	22	360	5091+5092	22	360	6091+6092	22	360	7101+7102	22	310
4093	24	100	5093	24	100	6093	24	100	7103	24	160
4101+4102	22	790	5101+5102	22	790	6101+6102	22	790	7111+7112	22	350
4103	24	100	5103	24	100	6103	24	100	7113	24	110
4111+4112	22	480	5111+5112	22	480	6111+6112	22	480	7121+7122	22	790
4113	24	110	5113	24	110	6113	24	110	7123	24	180
4121+4122	22	450	5121+5122	22	450	6121+6122	22	450	7131+7132	22	650
4123	24	90	5123	24	90	6123	24	90	7133	24	180
4131+4132	22	810	5131+5132	22	810	6131+6132	22	810	7141+7142	22	640
4133	24	140	5133	24	140	6133	24	140	7143	24	780
4141+4142	22	550	5141+5142	22	550	6141+6142	22	550			
4143	24	140	5143	24	140	6143	24	140			
4151+4152	22	550	5151+5152	22	550	6151+6152	22	550			
4153	24	750	5153	24	750	6153	24	750			
<b>Qztr celková</b>		<b>11440</b>	<b>Qztr celková</b>		<b>11440</b>	<b>Qztr celková</b>		<b>11440</b>	<b>Qztr celková</b>		<b>8400</b>

Tab.[7] Tabulka s tepelnými ztrátami jednotlivých místností

## 7 Stanovení množství větracího vzduchu

### 7.1 Kuchyň

Kuchyně vyžadují vysoký nárok na přívod čerstvého vzduchu. Vzniká zde především velké množství tepla, vlhkosti, pachů popř. spalin od plynových spotřebičů, které je potřeba odvést. Nedostatečné větrání má za důsledek kondenzaci vzdušné vlhkosti uvnitř kuchyně, stékání kondenzované páry, nárůstu plísní, mikroorganismů a šíření pachů od vaření. Proto je nezbytné veškeré tyto škodliviny odvést. V České republice neexistuje předpis na větrání zařízení pro společné stravování, přestože je potřeba tyto prostory větrat. Ke správnému návrhu větrání nám bude sloužit německý předpis VDI 2052/99 – Ramlufttechnische Anlagen für Küchen. [7]. Pro správné navržení vnitřních zisků je potřeba znát veškeré vybavení kuchyně, příkony zařízení a kuchyňský provoz. Informaci o tom, zda budou v kuchyni použity elektrické nebo plynové spotřebiče. Pro stanovení tepelné zátěže slouží tabulka v [7], která udává měrnou produkci citelného tepla, latentního tepla a vlhkosti v závislosti na typu zařízení vztaženou na 1 kW štítkového příkonu. Pod textem je naznačen postup výpočtu s dosazenými hodnotami odpovídající elektrické smažicí pánvi o výkonu 3 kW. Zařízení bude odsáváno pod zákrytem. Půdorysní rozměr zařízení je (720 x 820) mm a zařízení se nachází 900 mm nad podlahou.

#### 7.1.1 Výpočet konvektivní tepelné zátěže

$$Q_{sk} = P \cdot Q_s \cdot b \cdot f = 3.330 \cdot 0,5 \cdot 0,7 = 347 \text{ W}$$

kde

$Q_{sk}$ ..... celková konvekční tepelná zátěž [W]

P..... štítkový příkon zařízení [kW]

$Q_s$ ..... měrná produkce citelného tepla [W/kW]

b..... konvektivní složka z celkového množství uvolněného tepla, dána 0,5 [–]

f..... faktor současnosti, volíme 0,7 podle tabulky v [7]

#### 7.1.2 Výpočet termického proudu od jednotlivých zařízení

$$V_{th} = k \cdot Q_{sk}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 18 \cdot 347^{\frac{1}{3}} \cdot (1,2 + 1,7 \cdot 0,77)^{\frac{5}{3}} \cdot 0,63 = 368 \text{ m}^3/\text{hod}$$

kde

k..... empiricky stanovený koeficient,  $k = 18 \text{ [m}^{\frac{4}{3}}/\text{W}^{\frac{1}{3}} \cdot \text{h]}$

$Q_{sk}$ ..... celková konvekční tepelná zátěž [W]

z ..... účinná odsávací výška pro jednotlivé zdroje [m]

$$z = h - H_0 = 2,1 - 0,9 = 1,2 \text{ [m]}$$

kde

$H_0$  ..... výška zdroje nad podlahou [m]

h..... výška odsávání (zakryty 2,1 m, nejsou-li použity zákryty, volí se 2,5 m)

$d_{hydr}$  ..... hydraulický průměr jednotlivých zdrojů [m]

$$d_{hydr} = 2 \cdot L_0 B_0 / (L_0 + B_0) = 2 \cdot 0,72 \cdot 0,82 / (0,72 + 0,82) = 0,77 \text{ m}$$

r..... redukční polohový faktor pro termické proudy [-]

kde

$L_0, B_0$  ..... půdorysné rozměry zdroje tepla [m]

### 7.1.3 Výpočet množství odsávaného vzduchu (se zákrytem i bez)

$$V_{ods,zák} = V_{th} \cdot a = 368 \cdot 1,2 = 441 \text{ m}^3/\text{hod}$$

kde

$V_{th}$  ..... termický proud vzduchu od jednotlivých zařízení [ $\text{m}^3/\text{hod}$ ]

a ..... přírážkový součinitel narušení termického proudu, dle tab.(naskenovat)

### 7.1.4 Výpočet celkového množství odsávaného vzduchu

$$V_{ods} = \sum V_{ods,zák} + \sum V_{ods,bez} = 441 + 1989 = 2430 \text{ m}^3/\text{h}$$

*Pozn. Při stanovení termického proudu  $V_{th}$  z kuchyně od zařízení bez zákrytu postupuje analogicky. Pouze výšku odsávání  $h$  volíme 2,5 m. Musíme též zohlednit narušení proudu, které je způsobeno přiváděcím proudem - koeficientem  $a$ , stejně jako u odsávání se zákrytem.*

### 7.1.5 Kontrolní výpočet vlhkostní bilance

$$V_{ods,min} = \frac{\sum M_d \cdot \varphi}{(x_{ods} - x_{př}) \cdot \rho} = \frac{3374 \cdot 0,7}{6,1,2} = 328 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{ods,min} < V_{ods} \rightarrow 328 < 2430 \text{ podmínka platí}$$

kde

$V_{ods,min}$  ..... minimální průtok k zajištění dodatečnému odvodu vlhkosti [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$V_{ods}$  ..... celkové množství odsávaného vzduchu [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\sum M_d$  ..... součet produkce vodní páry od jednotlivých kuchyňských zařízení [g/h]

$\varphi_s$  ..... součinitel současnosti [-]

$(x_{ods} - x_{př}) = 6 \text{ g/kg s. v. pro } x_{ods} < 16,5 \text{ g/kg s. v.}$

$\rho$  ..... objemová hmotnost vzduchu [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

Typ zařízení	počet	P	Qs	M	Qc	Dhydr	r	Vth	a	Vth,ods
[-]	[-]	[kW]	[W]	[g/hod]	[W]	[m]	[-]	[m3/hod]	[-]	[m3/hod]
Průchozí mycí stroj	1	6,6	175	792	404	0,76	0,63	335	1,2	402
Myčka	1	3,15	175	378	193	0,50	0,63	292		351
Elektrická smažicí pánev	1	3	330	1764	347	0,77	0,63	368		441
Chladicí stůl	1	0,5	700	-	123	0,96	0,63	399		479
Ohřivač párků	1	2	120	440	84	0,46	0,63	156		187
Chladicí skříň	2	0,2	700	-	49	0,60	0,63	134		161
Digitální váha	1	0,25	175	-	15	0,27	0,63	66		79
Nářezový stroj	1	0,3	175	-	18	0,43	0,40	57		69
Chlazená nástavba	1	0,2	700	-	49	0,59	0,63	133		159
Chlazená nástavba	1	0,2	700	-	49	0,59	0,40	84		101
<b>Celkem</b>	<b>11</b>	<b>16,4</b>	<b>3950</b>	<b>3374</b>	<b>1331</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>2025</b>		<b>1,2</b>

Tab.[8] Tabulka s výpočtem potřebného množství přiváděného vzduchu pro jednotlivá zařízení

Celkový vypočtený odsávaný a přiváděný vzduch byl výpočtem stanoven na hodnotu  $2430 \text{ m}^3/\text{h}$ . Větrání kuchyně je rovnotlaké. Množství vzduchu vyšlo poměrně velké na rozměry dané kuchyně, která má půdorysný rozměr  $24 \text{ m}^2$  a při zpětné kontrole nebyla splněna podmínka limitní výměny vzduchu s ohledem na vznik pocitu průvanu v nedostatečně dimenzovaném prostoru kuchyně  $V_{př} < 90 \text{ m}^3$ . [7] Tudíž jsem se po konzultaci rozhodl snížit objemový průtok vzduchu na  $1800 \text{ m}^3$ . Tím pádem je výše uvedená podmínka splněna.

## 7.2 1. Podzemní patro

Při návrhu výměny vzduchu jednotlivých místností se vycházelo z podkladů uvedených v kapitole 2. Při výpočtu bylo počítáno s  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  na osobu.

Zařízení	Výměna vzduchu [m <sup>3</sup> /hod.]
Šatny	20 na 1 šatní místo
Umývárny	30 na 1 umyvadlo
Sprchy	150-200 na 1 sprchu
Záchody	50 na kabinu

Tab.[9] Výměna vzduchu v sanitárních zařízeních

č. místnosti	přívod [m <sup>3</sup> /hod.]	odvod [m <sup>3</sup> /hod.]
001+002	700	700
003+004+005	2100	2100
006+007	1050	1050
008+009+010	1800	1800
011	15	-
012	365	-
013	-	50
015	50	-
017	-	30
018	-	50
019	-	150
020	-	80
021	-	80
024	-	30
025	-	200
026	-	50
027	160	-
028	-	40
029	250	-
032	-	50
033	-	30
<b>Celkem</b>	<b>6490</b>	<b>6490</b>

Tab.[10] Přehled bilancí vzduchu v jednotlivých místnostech v 1.P.P.

## 7.3 Větrání hotelových pokojů

Pro dodržení hygienického minima je potřeba větrat místnosti s trvalým pohybem osob. Pokoje budou větrány dle normy ČSN EN 15665/Z1 a vyhláška č. 6/2003. Minimální dávka na hosta při trvalém větrání  $25 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{os}$  a intenzita výměny vzduchu na chodbách je min.  $0,5 \text{ h}^{-1}$ . V koupelnách bude odvod vzduchu  $50 - 75 \text{ m}^3/\text{h}$  dle typu pokoje. Čerstvý vzduch bude přiváděn stěnovými mřížkami do pobytových místností - pokojů, které jsou spojeny s pokojovou chodbou. Odtah bude proveden přes hygienické zázemí pomocí odvodních talířových ventilů. Každý pokoj a patro bude naprojektováno na rovnotlaké větrání. Na chodbách bude přívod pomocí přívodních talířových ventilů společně s odtahem.

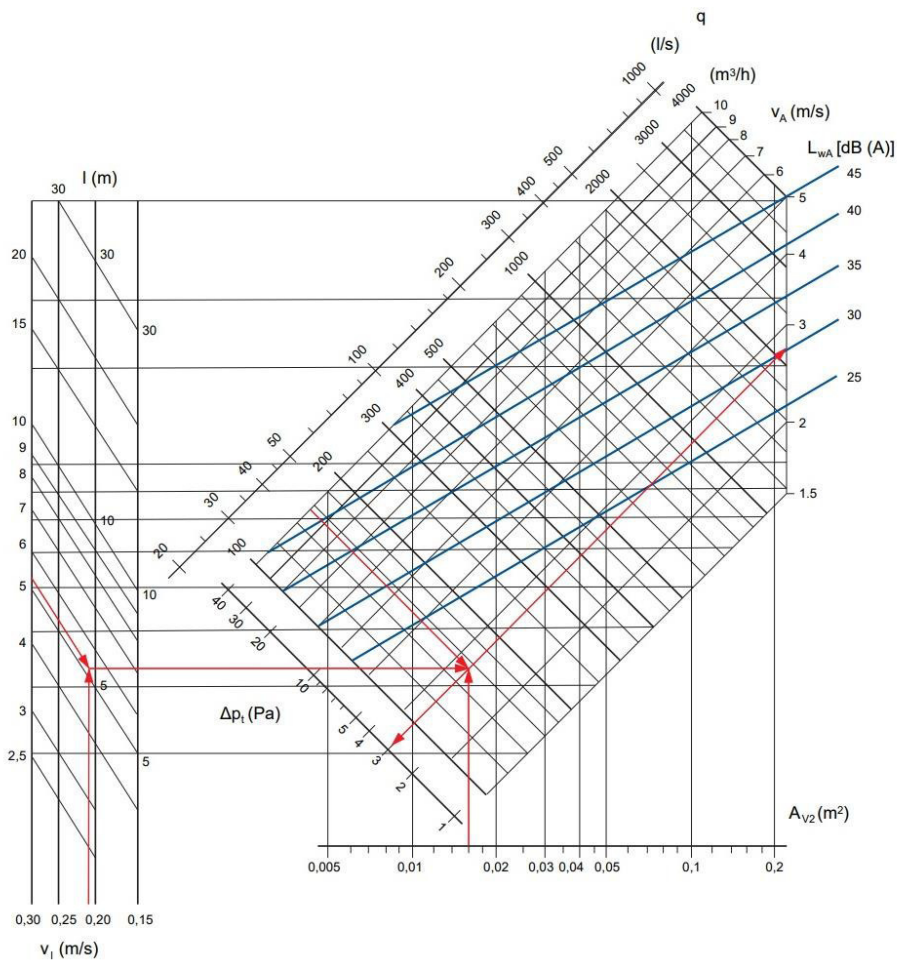
	1.N.P.	2.N.P.	3.N.P.	4.N.P.	5.N.P.	6.N.P.	7.N.P.
počet hostů [-]	32	34	34	34	34	34	28
počet zaměstnanců [-]	1	-	-	-	-	-	-
množství vzduchu pro hosta [m3/h]	25						
množství vzduchu pro zaměstnance [m3/h]	35						
chodby + zázemí pro úklid	130	75	75	75	75	75	75
množství vzduchu pro patro [m3/h]	965	925	925	925	925	925	775
<b>množství vzduchu celkem [m3/h]</b>	<b>6365</b>						

*Tab.[11] Tabulka s množstvím větracího vzduchu v 1 .N.P. až 7. N.P.*

## 8 Výběr distribučních prvků

### Potrubní vyústky

Potrubní vyústky budou použity od výrobce Systemair. Typ Nova – B pro čtyřhranné a typ Nova – C pro kruhové potrubí. Přívodní mřížky budou v dvouřadém provedení. Při návrhu mřížek budou voleny rychlosti ve volném průřezu do 1,5 m/s. Dále bude brán ohled na akustický výkon, který nesmí přesáhnout 35 dB a na vzdálenost mezi mřížkami. Ke správnému návrhu slouží graf uveden níže, kde je naznačeno, jak se dají odečíst jednotlivé hodnoty.[8]



Graf [1] Diagram pro návrh potrubních vyústí [8]

kde

$A_{V2}$  ..... volná plocha pro dvouřadou mřížku [ $m^2$ ]

$q$  ..... průtok vzduchu [ $m^3/h$ ]

$L_{WA}$  ..... hladina akustického výkonu [ $dB(A)$ ]

$\Delta p_t$ ..... tlaková ztráta [Pa]

### **Stropní anemostaty**

Na chodbách v 1. P.P. a v místnosti č. 025 budou použity anemostaty Konika – 200 od firmy Systemair

### **Talířové ventily**

Ve zbytku patra je odvod a přívod řešen pomocí přívodních/odvodních talířových ventilů od firmy Elektrodesign. Velikost ventilu byla brána s ohledem na průtok. Průměry talířových ventilů jsou 125 mm nebo 160 mm.

### **Stěnové mřížky**

Stěnové mřížky byly rovněž použity od výrobce Systemair. Stěnové mřížky jsou umístěné pouze v hotelových pokojích ve skříní nebo nad skříní v sádkartonovém podhledu. Velikost mřížek byla volena obdobně jako u potrubních vyústek podle přiloženého grafu[1] od výrobce.. V objektu budou instalovány pouze dvě velikosti mřížek 225 x 125 mm nebo 325 x 75 mm.



## 9 Návrh potrubní sítě

Nedílnou součástí návrhu dobře fungující vzduchotechniky je stanovení velikostí potrubních rozvodů. V tomto projektu bude použita metoda rychlostí. Výchozím podkladem pro stanovení rychlostí v jednotlivých částech byl zdroj[9]. Rychlosti v hlavních úsecích těsně za jednotkou byly voleny do 5 m/s, kde navíc nebylo moc místa pro instalaci větších dimenzí, tudíž dosažení nižších rychlostí. Rychlost směrem od jednotky k distribučním prvkům klesá. Ve zbylých rozvodech byly rychlosti maximálně do 3,5 m/s, většinou nižší. Rychlost proudění vzduchu byla mírně pod doporučenými hodnotami dle[9]. Pro správný návrh ventilátoru je potřeba k objemovému průtoku spočítat i větev s největší tlakovou ztrátou a určit  $\Delta p_s$ , která je rovna  $\Delta p_{ven}$ . Celková tlaková ztráta je součet tlakové ztráty třecí a místní. Výpočet tlakových ztrát hlavní větve bude uveden v příloze č.[1]

$$\Delta p_s = \Delta p_{ven} = \Delta p_c$$

$$\Delta p_c = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi$$

kde

$\Delta p_c$ ..... celková tlaková ztráta [Pa]

$\Delta p_\lambda$ ..... tlaková ztráta třením [Pa]

$\Delta p_\xi$ ..... místní tlaková ztráta [Pa]

### 9.1 Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = R \cdot L \text{ [Pa]}$$

kde

$\lambda$ ..... součinitel třecích ztrát [-]

$l$ ..... délka potrubí [m]

$d$ ..... charakteristický rozměr potrubí [m]

$w$ ..... rychlost vzduchu v potrubí [m/s]

$\rho$ ..... hustota vzduchu ( $\rho = 1,2$ ) [kg/m<sup>3</sup>]

Pro stanovení třecí tlakové ztráty použijeme zjednodušený vztah podle Smolíka, který platí pro proudění vzduchu v pozinkovaném potrubí s ekvivalentní drsností stěn vzduchovodů  $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$  [10]

$$\lambda_0 = \frac{0,0812}{\text{Re}^{0,125} \cdot d^{0,11}} [-]$$

Re ..... Reynoldsovo číslo [-]

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

kde

d ..... charakteristický rozměr potrubí [m]

w ..... rychlost vzduchu v potrubí [m/s]

$\nu$  ..... kinematická viskozita [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

**Výpočet ekvivalentního průměru pro čtyřhranné potrubí podle[9]:**

$$d_{\text{ekv}} = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot a_{\text{pot}} \cdot b_{\text{pot}}}{2 \cdot (a_{\text{pot}} + b_{\text{pot}})}$$

kde

S ..... obsah potrubí [ $\text{m}^2$ ]

O ..... obvod potrubí [m]

$a_{\text{pot}}$  ..... šířka potrubí [m]

$b_{\text{pot}}$  ..... výška potrubí [m]

**Pro výpočet součinitele  $\lambda$  se ve čtyřhranném potrubí provádí korekce podle vztahu[9]:**

$$\lambda_{\xi} = C \cdot \lambda_0 [-]$$

kde

$\lambda_0$  ..... součinitel třecích ztrát pro kruhové potrubí [-]

C ..... korekce pro turbulentní proudění [-]

$$C = 1,1 - 0,1 \cdot \frac{b}{a} [-]$$

## 9.2 Místní tlaková ztráta

$$\Delta p_{\xi} = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]}$$

kde

$\xi$  ..... součinitel místních ztrát [-]

$w$  ..... rychlost vzduchu v potrubí [m/s]

$\rho$  ..... hustota vzduchu ( $\rho = 1,2$ ) [kg/m<sup>3</sup>]

Součinitel místní tlakové ztráty  $\xi$  pro různé druhy tvarovek bývá určen na základě experimentálních měření. Hodnoty se můžou lišit v závislosti na použitém zdroji. Pro výpočet byla použita literatura uvedena ve zdroji.[11]

## **10 Návrh vzduchotechnické jednotky**

Větrání hotelu Ambiance budou zajišťovat dvě vzduchotechnické jednotky DUOVENT COMPACT DV 6900 H od firmy Elektrodesign, které byly zvoleny na základě dispozičních možností. Obě jednotky budou umístěny v 1.P.P. v místnostech č. 023 a 025 dle výkresové dokumentace. Jednotky budou v horizontálním provedení umístěny na podlaze. Obě jednotky budou dopraveny v rozloženém stavu a smontovány budou až na stavbě. Každá ze vzduchotechnických jednotek bude obsahovat:

### **Na přívodní straně:**

Pružná manžeta, uzavírací klapka se servopohonem, vícestupňový filtr, rekuperační hliníkový protiproudý výměník, ventilátor, vodní ohřívač/chladič, pružná manžeta

### **Na odvodní straně:**

Pružná manžeta, vícestupňový filtr, rekuperační hliníkový protiproudý výměník, uzavírací klapka se servopohonem, pružná manžeta

### **Skříň**

Tu tvoří patentovaný modulární systém Isostream se stěnovými panely tloušťky 45 mm. Ty jsou vyrobeny z pozinkovaného plechu v odstínu RAL 9002 (šedobílá). Vnitřní panely jednotky jsou opatřeny zvukovou a tepelnou izolací z nehořlavého materiálu. Přístup do jednotek bude pomocí odnímatelných panelů. Rám jednotky je vyroben z hliněných povrchů a odvod kondenzátu je na spodní straně jednotky.

### **Ventilátory**

Přívodní i odvodní ventilátor je vyroben kompozitního materiálu, který je staticky i dynamicky vyvážen. Ventilátory mají dozadu zahnuté lopatky.

### **Rekuperační výměník**

Součástí jednotky je protiproudý rekuperační výměník, který je vyroben z hliníku s je by-pass s klapkou, která řídí vzduch proudící do výměníku.

## Klapky

Jednotka je osazena na sání čerstvého vzduchu a na výfuku odpadního vzduchu uzavíratelnou hliněnou klapkou. Ovládání klapek je pomocí servopohonů.

## Filtr

Na sání čerstvého vzduchu je umístěna dvojice filtru G4 (EU2) a F7 (EU7). Na sání odpadního vzduchu je umístěn filtr M5 (EU5). Rozměry filtrů jsou 471x550x48 mm. Přístup k filtrům je možný přes revizní dveře na obslužné straně jednotky.

Provoz VZT pro 1.P.P. se bude řídit dle provozu kuchyně a jídelny vhodně nastaveným časovým programem.

Provoz VZT jednotky pro 1.N.P. až 7.N.P. bude kontinuální.

### 10.1 Vstupní údaje pro návrh zařízení

Parametry venkovního vzduchu (platí pro obě jednotky)

$\rho$ ..... hustota vzduchu ( $\rho = 1,2$ ) [kg/m<sup>3</sup>]

$c$  ..... měrná tepelná kapacita vzduchu ( $c=1010$ ) [J/kg. K]

Léto:  $t_{e,l} = 32$  °C  $h_{e,l} = 58$  kJ/kg

Zima:  $t_{e,z} = -15$  °C  $\varphi_{e,z} = 95$  %

Všechny grafické výstupy z H-X diagramů byly vytvořeny pomocí[13]

### Množství přiváděného vzduchu

Jednotka pro 1.P.P.

$$V_{přív,1} = 6490 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$V_{odv,1} = 6490 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$\Delta p_{ext.přív.1} = 224 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{ext.odv.1} = 305 \text{ [Pa]}$$

kde

$\Delta p_{\text{ext.př.1}}$  ..... externí tlaková ztráta přívod: pro jednotku do 1.P.P.

$\Delta p_{\text{ext.odv.1}}$  ..... externí tlaková ztráta odvod: pro jednotku do 1.P.P.

Jednotka pro 1.N.P. až 7.N.P.

$$V_{\text{přiv,2}} = 6365 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$V_{\text{odv,2}} = 6365 \text{ m}^3/\text{hod}$$

$$\Delta p_{\text{ext.př.2}} = 230 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{\text{ext.odv.2}} = 329 \text{ [Pa]}$$

kde

$\Delta p_{\text{ext.př.1-7}}$  ..... externí tlaková ztráta přívod: pro jednotku do 1.N..P. až 7.N.P.

$\Delta p_{\text{ext.odv.1-7}}$  ..... externí tlaková ztráta odvod: pro jednotku do 1.N..P. až 7.N.P.

Ventilátorová charakteristika viz příloha č.[2]

Ke grafickému zobrazení úprav bude použit zdroj[13]

## 10.2 Letní provoz v 1.P.P.

V prvním podlaží bude veškerá tepelná zátěž odváděna vzduchotechnickou klimatizační jednotkou. Důvodem oddělit toto podlaží koncepčně od zbylých sedmi pater, byl především kvůli odlišnému provozu a oddělení hotelové kuchyně od ubytovacího zázemí. Dále kvůli lepšímu zaregulování a rozdělení průtoků rovnoměrně do dvou menších jednotek. Z důvodu velké obsazenosti a velkého průtoku čerstvého vzduchu pro dodržení hygienického minima na osoby a zajištění správné větrání kuchyně podle [7], bude i stejným průtokem odvedena tepelné zátěž a nebude použito oběhového vzduchu. Před návrhem klimatizační jednotky byla v prvopočátku stanovena místnost s největším měrným ziskem vztaženým k objemovému průtoku a dále bude postupováno dle[12]. Jelikož místnosti mají velmi podobný měrný zisk, bude použit jednozónový jednokanálový vzduchový systém.

### Vstupní parametry

$$V_{e,1.P.P.} = 6490 \text{ m}^3/\text{h} \text{ .....průtok venkovního vzduchu pro 1.P.P.}$$

### Parametry místnosti s nejvyšším měrným ziskem pro místnost (008+009+010)

$V_e = 1800 \text{ m}^3/\text{h}$ .....průtok venkovního vzduchu v dané místnosti.

$Q_{\text{zisk}} = 3598 \text{ W}$ .....tepelný zisk v dané místnosti

$t_{i,l} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ .....vnitřní výpočtová teplota pro léto

$$Q = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_p) \rightarrow (t_{i,l} - t_p) = \frac{Q}{V \cdot \rho \cdot c} = \frac{3598}{\frac{1800}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010} = 5,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{p,1.P.P.} = t_i - 5,9 = 26 - 5,9 = 20,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

kde

$t_{p,1.P.P.}$ .....teplota přiváděného vzduchu do 1.P.P.

### **Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_e$**

Musí platit:

$$(x_i - x_p) = \frac{M_w}{V_{\text{cel},1} \cdot \rho} = \frac{16598}{6490 \cdot 1,2} = 2,13 \text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$$

$$M_w = m_w \cdot n + M_{w,\text{kuch}} = 116.110 + 3374 = 16598 \text{ g/hod}$$

kde

$m_w$ .....produkce vodní páry na osobu [g/hod]

$n$ .....počet osob [-]

$x_i$ .....měrná vlhkost vnitřního vzduchu [g/kg<sub>s.v.</sub>]

$x_p$ .....měrná vlhkost přiváděcího vzduchu [g/kg<sub>s.v.</sub>]

$M_{w,\text{kuch}}$ .....produkce vodní páry v kuchyni viz. tab.[10] [g/hod]

### **Kontrola H-X diagramu a výpočtu**

$$(x_i - x_p)_{\text{vyp}} = (x_i - x_p)_{\text{h-x diagram}}$$

## Výkon chladiče

$$Q_{chl} = V \cdot \rho \cdot (h_e - h_p) = \frac{6490}{3600} \cdot 1,2 \cdot (58 - 44,4) = 29,4 \text{ kW}$$

kde

$h_{e,l}$  ..... entalpie venkovního vzduchu v létě [kJ/kg]

$h_p$  ..... entalpie přívodního vzduchu [kJ/kg]

Obě hodnoty odečteny z H-X diagramu viz příloha č.[3]

*Pozn. Při návrhu výkonu chladiče nebylo uvažováno se zpětným získáváním tepla a bereme tuto skutečnost jako rezervu výkonu chladiče*

## 10.3 Zimní provoz v 1.P.P.

V zimním období bude vzduchotechnická jednotka hradit ve větraných místnostech pouze ztráty větráním a přívod vzduchu bude izotermní o teplotě 22 °C. Vytápění v 1.P.P. bude zajišťovat teplovodní otopná soustava, která není součástí této projektové dokumentace a bude řešena zvlášť profesí vytápění.

### Vstupní parametry

$V_{e,1.P.P.} = 6490 \text{ m}^3/\text{h}$  ..... průtok venkovního vzduchu pro 1.P.P.

### Zpětné získávání tepla

$$\theta = \frac{t_{zzt,1.P.P.} - t_{e,z}}{t_{i,z} - t_{e,z}} \rightarrow t_{zzt,1.P.P.} = \theta \cdot (t_{i,z} - t_{e,z}) - t_{e,z} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$0,77 \cdot (22 - (-15)) + (-15) = 13,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

kde

$\theta$  ..... účinnost zpětného získávání tepla [-]

$t_{zzt,1.P.P.}$  ..... teplota vzduchu za výměníkem SZZ pro 1.P.P.

$t_{e,z}$  ..... venkovní výpočtová teplota vzduchu pro zimu [°C]

$t_{i,z}$  ..... vnitřní výpočtová teplota vzduchu pro zimu [°C]



## Výkon ohřivače

$$Q_{oh} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{i,z} - t_{zzt,1.P.P.}) = \frac{6490}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (22 - 13,3) = 19,0 \text{ kW}$$

*Pozn. Grafické řešení viz příloha č.[4]*

## 10.4 Letní provoz v 1.N.P. až 7.N.P.

Zde bude vzduchotechnická jednotka hradit pouze tepelné zisky větráním. Čerstvý venkovní vzduch bude upravován ve vzduchotechnické jednotce na teplotu 26 °C a tepelná zátěž bude odváděna pomocí vnitřních potrubních klimatizačních jednotek. Návrh vnitřních klimatizačních jednotek bude uveden v následující kapitole.

## Vstupní parametry

$V_{e,1-7.N.P.} = 6365 \text{ m}^3/\text{h}$  ..... průtok venkovního vzduchu pro 1.N.P. až 7.N.P.

$t_{i,l} = 26 \text{ °C}$ ..... vnitřní výpočtová teplota pro léto

$t_{p,1-7.N.P.} = 26 \text{ °C}$ ..... teplota přiváděného vzduchu do 1.N.P. až 7.N.P.

## Výkon chladiče

$$Q_{chl} = V \cdot \rho \cdot (h_e - h_p) = \frac{6365}{3600} \cdot 1,2 \cdot (58 - 51,1) = 14,8 \text{ kW}$$

kde

$h_{e,l}$ ..... entalpie venkovního vzduchu v létě [kJ/kg]

$h_{p,vzt}$  ..... entalpie přivodního vzduchu ze VZT jednotky [kJ/kg]

*Pozn. Obě hodnoty odečteny z h-x diagramu, kde je naznačený pouze proces chlazení vzduchu ve VZT jednotce viz příloha č.[5]*

## 10.5 Zimní provoz v 1.N.P. až 7.N.P.

V zimním období bude vzduchotechnická jednotka hradit ve větraných místnostech pouze ztráty větráním obdobně jako v 1.P.P.. Přívod vzduchu bude izotermní o teplotě 22 °C s rozdílem, že tepelnou ztrátu budou hradit vnitřní klimatizační jednotky.

## Vstupní parametry

$V_{e,1-7.N.P.} = 6365 \text{ m}^3/\text{h}$  ..... průtok venkovního vzduchu pro 1.N.P. až 7.N.P.

## Zpětné získávání tepla

$$\theta = \frac{t_{zzt,1.P.P.} - t_{e,z}}{t_{i,z} - t_{e,z}} \rightarrow t_{zzt,1.P.P.} = \theta \cdot (t_{i,z} - t_{e,z}) - t_{e,z} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$0,77 \cdot (22 - (-15)) + (-15) = 13,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

kde

$\theta$  ..... účinnost zpětného získávání tepla [-]

$t_{zzt,1-7.N.P.}$  ..... teplota vzduchu za výměníkem pro 1.N.P. až 7.N.P. [°C]

$t_{e,z}$  ..... venkovní výpočtová teplota vzduchu pro zimu [°C]

$t_{i,z}$  ..... vnitřní výpočtová teplota vzduchu pro zimu [°C]

## Výkon ohřivače

$$Q_{oh} = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{i,z} - t_{zzt,1.P.P.}) = \frac{6365}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (22 - 13,3) = 18,7 \text{ kW}$$

*Pozn. Grafické řešení viz příloha č.[6], kde je naznačený pouze proces ohřívání vzduchu ve VZT jednotce*

Celkový potřebný chladicí výkon pro VZT jednotky **44,2 kW**

Celkový potřebný topný výkon pro VZT jednotky **37,7 kW**

## 11 Návrh chladícího zařízení

Proces úpravy teploty vzduchu zajišťují v nadzemních podlažích vnitřní klimatizační jednotky od firmy Mitsubishi Electric. V 1.N.P. a v místnosti 028 budou instalovány jednotky v chladivovém provedení. Ve zbylých patrech budou jednotky pracující s teplonosným médiem - vodou.

### Potrubní jednotky

Potrubní jednotky budou instalovány ve všech pokojích pro hosty. Výhodou těchto jednotek jsou kompaktní rozměry 790 x 700 x 200 mm (š x h x v) a malá montážní výška, která je 200 mm. Jednotky mají díky nové generaci ventilátorů velmi nízkou hladinu akustického tlaku (platí pro všechny jednotky). Jednotky jsou osazeny čerpadlem kondenzátu.[3]

Označení jednotek: PEFY-PXXVMS1-E (teplonosné médium – chladiivo)

WPXXWPXXVMSI-E (teplonosné médium – voda)

*Pozn. Jednotky s označením WPXXWPXXVMSI-E mají rozměr 839 x 700 x 200 mm*

### 4 - cestná kazetová jednotka

Kazetová jednotka bude umístěna pouze v místnosti č. 113 - recepci. Jednotka bude umístěna v sádkartonovém podhledu. Rozměry kazetové jednotky jsou 570 x 570 mm (š x h), montážní výška je 245 mm.[3]

Označení jednotky: PLFY-P20VFM-E

### Nástěnná jednotka

Nástěnná jednotka bude instalována pouze v místnosti č. 028, kde se nachází zálohovaný zdroj energie a hotelový server. Rozměr jednotky je 815 x 225 x 295 mm (š x h x v), vhodné pro instalaci v této místnosti. Obsahuje čerpadlo kondenzátu.[3]

Označení jednotky: PKFY-P25VBM-E

### 11.1 Návrh vnitřní klimatizační jednotky – léto

Návrh a výpočet vnitřní jednotky bude proveden pro typový dvoulůžkový hotelový pokoj č. 1051. Postup výpočtu byl proveden podle [12].

Vstupní parametry:

$\rho$ ..... hustota vzduchu ( $\rho = 1,2$ ) [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$c$ ..... měrná tepelná kapacita vzduchu ( $c=1010$ ) [ $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]

Léto:  $t_{e,l} = 32^\circ\text{C}$   $h_{e,l} = 58 \text{ kJ}/\text{kg}$

Zima:  $t_{e,z} = -15^\circ\text{C}$   $\varphi_{e,z} = 95 \%$

*Pozn. Stejně jako pro návrh vzduchotechnických jednotek*

$Q_{zisk} = 1104 \text{ W}$

$$V_{ob} = \frac{Q_{zisk}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t_p} \cdot 3600 = \frac{1104}{1,2 \cdot 1010 \cdot 8} \cdot 3600 = 409 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde

$\Delta t_p$  pracovní rozdíl teplot (volíme 8 až 10K)

#### PEFY - potrubní jednotky, plochá konstrukce

Označení jednotek		PEFY-WP15VMS1-E	PEFY-WP20VMS1-E	PEFY-WP25VMS1-E
Chlazení	chladičí výkon (kW)	1,7	2,2	2,8
	příkon (kW)	0,05	0,05	0,06
Vytápění	topný výkon (kW)	1,9	2,5	3,2
	příkon (kW)	0,03	0,03	0,04

Označení jednotek		PEFY-WP15VMS1-E	PEFY-WP20VMS1-E	PEFY-WP25VMS1-E
Proud vzduchu ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	N/S/V	300/360/420	330/390/480	330/420/540
Statický tlak (Pa)		5/15/35/50	5/15/35/50	5/15/35/50
Hladina akustického tlaku dB(A)*	N/S/V	22/24/28	23/25/29	23/26/30
Rozměry (mm)	šířka	790	790	790
	hloubka	700	700	700
	výška	200	200	200
Hmotnost (kg)		19	20	20
Připojení vodního potrubí Ø (")		3/4	3/4	3/4
Zdroj napětí (V, fáze, Hz)		220-240, 1, 50	220-240, 1, 50	220-240, 1, 50
Provozní el. proud (A)		0,33	0,38	0,40

\* Hladina akustického tlaku naměřená ve středu pod jednotkou ve vzdálenosti 1,5 m.

Tab.[12] Výkonové parametry vnitřních jednotek [3]

Volím jednotku PEFY-WP15VMS1-E o výkonu 1700 W

$$\Delta t_{p,skut,l} = \frac{Q_{zisk}}{\rho \cdot c \cdot V_{ob,skut}} \cdot 3600 = \frac{1104}{1,2 \cdot 1010 \cdot 420} \cdot 3600 = 7,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde

$\Delta t_{p,skut}$ ..... skutečný pracovní rozdíl teplot [ $^\circ\text{C}$ ]

$V_{ob,skut}$ ..... průtok vzduchu vnitřní jednotkou při max. otáčkách [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$$Q_{chl,ob} = V_{ob,skut} \cdot \rho \cdot (h_i - h_{p,ob}) \cdot 1000 = \frac{420}{3600} \cdot 1,2 \cdot (51,2 - 42,2) \cdot 1000 = 1260 \text{ W}$$

### Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_s$

kde

$x_i$ ..... měrná vlhkost vnitřního vzduchu [ $\text{g}/\text{kg}_{s,v}$ ]

$x_s$ ..... měrná vlhkost smíchaného vzduchu [ $\text{g}/\text{kg}_{s,v}$ ]

$h_i$ ..... entalpie vnitřního vzduchu v létě [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]

$h_{p,ob}$ ..... entalpie přívodního oběhového vzduchu [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]

*Pozn. Obě hodnoty odečteny z h-x diagramu viz příloha č.[7], kde je naznačený celý proces úpravy vzduchu v místnosti č. 1051, kvůli splývání čar není bod I (stav vnitřního vzduchu) v měřítku a je posunut směrem “doprava”.*

$$Q_{skut} = 1700 \text{ W}$$

Podmínka  $Q_{skut} \geq Q_{chl,ob}$  platí, jednotka výkonově vyhovuje. Seznam jednotek (vnitřních i vnějších) bude přiložen v příloze č.[8]

### 11.2 Návrh venkovní klimatizační jednotky

Ověření vnitřní jednotky bude pro typ PURY-EP300YLM-A, která vyrábí chlad pro 2.N.P. a 3.N.P. Podle Databooku od firmy Mitsubishi Electric[14], je výkon při venkovní jednotky při venkovní teplotě  $32 \text{ } ^\circ\text{C}$   $Q_{ven,jedn.2-3.N.P.} = 34,1 \text{ kW}$ . Součet výkonu vnitřních jednotek je  $39,1 \text{ kW}$ (odečteno z přílohy č.7).

$\frac{39,1}{34,1} \cdot 100 = 115 \% < 130 \%$ , kapacity index  $< 130 \text{ }^\circ\text{C}$  splněno

$$Q_{chl,ob,2-3.N.P.} = V_{ob,skut,2-3.N.P.} \cdot \rho \cdot (h_i - h_{p,ob}) \cdot 1000 = \frac{9600}{3600} \cdot 1,2 \cdot (51,2 - 42) = 29,6 \text{ kW}$$

$Q_{chl,ob,2-3.N.P.}$  .... Potřebný chladicí výkon pro 2.N.P. a 3.N.P. [kW] (odečteno z h-x dia.)

$Q_{chl,ob,2-3.N.P.} < Q_{ven.jedn.2-3.N.P.}$  splněno

*Pozn. kontrola správného návrhu jednotek byla též zkontrolována návrhovým programem od firmy Mitsubishi Electric.*

### 11.3 Kontrola vnitřní jednotky v režimu vytápění

Ověření výkonu vnitřní jednotky provedeme na stejné místnosti jako pro chlazení. Tepelná ztráta místnosti č. 1051  $Q_{ztr} = 390 \text{ W}$ .

$$Q_{ztr} = V_{ob} \cdot \rho \cdot c \cdot (\Delta t_{p,skut,z}) \rightarrow (\Delta t_{p,skut,z}) = \frac{Q_{ztr}}{V_{ob} \cdot \rho \cdot c} = \frac{390}{\frac{420}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1010} = 2,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{vyt,ob} = V_{chl,skut} \cdot \rho \cdot c \cdot (\Delta t_{p,skut,z}) = \frac{420}{3600} \cdot 1010 \cdot 1,2 \cdot (2,8) = 390 = Q_{ztr}$$

Všechny místnosti v hotelu mají mnohem větší tepelný zisk, než tepelnou ztrátu. Jednotky mají také vyšší topný výkon než chladicí výkon viz. tab.[12]. Proto není potřeba dále vše kontrolovat a zařízení bude spolehlivě hradit tepelnou ztrátu v zimním období.

*Pozn. Grafické řešení viz příloha č.[9]*

## 12 Vlhkost

Problém nízké vlhkosti nastává v zimním období, kdy je do objektu přiváděn chladný vzduch, který má malou měrnou vlhkost. Minimální požadavek na relativní vlhkost v klimatizovaném objektu  $\varphi_e = 30 \%$ . Jak je vidět z příloh č.[4] a [9], pro dodržení požadované vlhkosti by bylo zapotřebí instalovat zvlhčovač do obou jednotek. Jelikož vlhčení vzduchu je energeticky náročné, nebudou v tomto objektu instalovány zvlhčovače vzduchu. Restaurace bude provozována s omezeným provozem a je určena pouze pro pokojové hosty a vzhledem k tomu, že řešené místnosti slouží jako ubytovací zařízení, nepřepokládá se zde stálý dlouhodobý pobyt osob. I z těchto důvodů se nebudou instalovat zvlhčovače vzduchu do hotelu Ambiance.

## 13 Požární bezpečnost

Projekt VZT je zpracován v souladu s ČSN 73 0872 „Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením“. Současně s projektem vzduchotechniky je zpracováván projekt požární bezpečnosti staveb.

Pro větrání prostor objektu jsou stanoveny základní zásady pro řešení požární ochrany uvedené v požární zprávě.

- Pro vedení VZT potrubí v instalačních šachtách jsou šachty samostatným požárním úsekem. Z tohoto důvodu musí být potrubí procházející ze šachty menší než 0,04 m<sup>2</sup>.
- Jsou-li ze šachty vedena dvě nebo více potrubí, musí být (při zachování předchozí podmínky) vzájemně vzdálena min. 0,5 m. Pokud tato podmínka není dodržena, jsou potrubí vedena požárně odolným podhledem nebo musí být požárně izolována do předepsané vzdálenosti.
- Při průchodu vzduchotechnického potrubí většího než 0,04 m<sup>2</sup> požárním předělem jsou osazeny požární klapky.[15]

Požární opatření bylo zpracováno na základě dokumentace PBŘ, která sloužila jako výchozí podklad při řešení požární bezpečnosti.

V objektu jsou navrženy 2 chráněné únikové cesty (dále jen CHÚC)

### CHÚC – A

Jedná se o vnitřní schodiště, které bude požárně odděleno od stávajících prostorů požárními uzávěry EI 30. Větrání CHÚC A bude je navrženo větracím otvorem o ploše minimálně 2 m<sup>2</sup> umístěným v nejvyšším podlaží (7.N.P. nad schodištěm) a přívodem vzduchu z průjezdu stejně velkým otvorem. Otevírací mechanismy horního i dolního otvoru musí být ovládány dálkovým ovládním z několika míst CHÚC A a z úrovně vstupního podlaží (alternativně budou otevřeny na základě impulsu EPS).

### CHÚC – B

Evakuační výtah bude nahrazovat druhou CHÚC B. Výtahová šachta bude vybavena přetlakovým větráním, přetlak 5 – 15 Pa po dobu 45 min. Minimální intenzita výměny vzduchu  $I_{min} = 15 h^{-1}$ .

$$I_{min} = \frac{V_{min}}{V_s} \rightarrow V_{min} = V_s \cdot I_{min} = 131.15 = 1965 m^3/hod$$



kde

$I_{\min}$  ..... minimální intenzita výměny vzduchu [ $\text{h}^{-1}$ ]

$V_{\min}$  ..... minimální průtok vzduchu ve výtahové šachtě [ $\text{m}^3/\text{hod}$ ]

$V_{\S}$  ..... objem šachty [ $\text{m}^3$ ] (odečteno z programu AutoCad)

Přetlakové větrání bude zajišťovat protipožární ventilátor AXC 315 (F). Návrhový list přiložen v příloze č.10

## 14 Hluk a chvění

Nedílnou součástí při návrhu vzduchotechniky je studie hluku a chvění od instalovaných zařízení. Při špatném návrhu a nedodržení hygienických limitů může hluk způsobit zdravotní problémy lidem pobývajících uvnitř budovy, proto je potřeba udělat určitá bezpečnostní opatření:

- na obou jednotkách jsou instalovány vyhovující tlumiče hluku, tak aby nebyl na nejbližší akusticky chráněném místě překročen maximální limit hladiny akustického tlaku  $L_{p,a,max} = 40dB$ , budou použity buňkové tlumiče hluku GE 250 x 500 x 1500 od firmy Greif-akustika. Tlumiče budou instalovány na všechna potrubí vystupující ze vzduchotechnických jednotek.
- vzduchotechnická jednotka i vnitřní klimatizační jednotky budou pružně uloženy do stavebních konstrukcí z důvodu zamezení přenosu vibrací
- rychlosti na vyústkách jsou voleny dle doporučení jednotlivých výrobců
- připojení hlavních rozvodů k vzduchotechnické jednotce bude pomocí pružných manžet, abych bylo zabráněné šíření vibrací do potrubí
- potrubí uchyceno na závěsech budou pružně odděleno nebo podloženo gumou
- vzduchovody budou při prostupu stavební konstrukcí izolovány
- rychlosti v jednotlivých větvích jsou na spodní hranici doporučených hodnot

Výpočet uvedený v příloze č.11 byl vypočten dle[16]. Při výpočtu bylo uvažováno zjednodušeně bez vlastního hluku od jednotlivých elementů. Výpočet byl proveden pro nejbližší trojici vyústek v místnosti č. 001. Hladina akustického výkonu na konci potrubní sítě byla uvažována vzhledem na podobnost umístění pro všechny tři vyústky stejná. Dále byl zvolen kontrolní bod k určení hladiny akustického tlaku v daném místě. (bod umístěn uprostřed místnosti vzdálen přibližně 1 m od prostřední vyústky). Po zohlednění působení více zdrojů s odlišným směrovým součinitelem ( $Q = 2$  nebo  $4$ ) a různou vzdáleností od kontrolovaného bodu vyšla hladina akustického tlaku v kontrolním místě  $L_{p,a} = 34 dB$ . Tudíž limit 40 dB nebyl překročen. Při výpočtu bylo uvažováno pouze s výše uvedenými zdroji.

## 15 Specifikace zařízení

Číslo zařízení	Seznam hlavních komponent	Počet kusů
1.0	VZT jednotka DUOVENT COMPACT DV 6900 H	2
2.0	Venkovní klimatizační jednotka PURY-EP250YLM-A	2
2.1	Venkovní klimatizační jednotka PURY-EP300YLM-A	3
2.2	Venkovní klimatizační jednotka PURY-EP350YLM-A	1
2.3	Rozdělovač CMB-WP1016-GA1	4
2.4	Rozdělovač CMB-WP108-GB1	4
2.5	Rozdělovač CMB-P108-G1	1
2.6	Rozdělovač CMB-P1013-G1	1
2.7	Výměník PWFY-P140VM-E-AU	4
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-P15VMS1-E	8
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-P20VMS1-E	1
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-P25VMS1-E	2
-	Vnitřní nástěnná jednotka PKFY-P25VBM-E	1
-	Vnitřní kazetová jednotka PLFY-P25VFM-E	1
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-WP10VMS1-E	26
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-WP15VMS1-E	46
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-WP20VMS1-E	5
-	Vnitřní potrubní jednotka PEFY-WP25VMS1-E	11
2,8	Pořadí ventilátor PXC 315 (F)	1

Tab.[13] Výpis hlavních komponent

## 16 Požadavky na související profese

### 16.1 Stavba

- Zajistí veškeré prostupy pro vedení rozvodů dle výkresové dokumentace
- VZT potrubí v místech průchodů stavební konstrukcí obalit pružným materiálem, v místech průchodů požárně dělicí konstrukcí je nutné dodržet požárně bezpečnostní předpisy pro tyto prostupy
- provede zakrytí rozvodů potrubí (dle požadavku na interiér)
- instalace zástěn a zákrytů provést až po zapojení VZT systému
- návrh, ale zejména provedení stavebních konstrukcí uvnitř budovy nesmí umožnit přenos hluku (např. od VZT jednotky, ale i všech ostatních zdrojů hluku) vedením konstrukcí do chráněných vnitřních prostor stavby, pozornost je třeba věnovat zvláště případům styku se sádkartonovými podhledy
- zajistí transportní cestu vzduchotechnické jednotky do strojovny (VZT jednotka bude transportována po dílech do místností č. 023 + 025, kde bude sestavena)
- zajistí kotvení kuchyňského zákrytu do stropu v místnosti č. 009
- u VZT jednotky v místnosti č. 025 vytvořit v SDK předstěně revizní otvory pro možnost volného přístupu k jednotce
- Zajistí podříznutí dveří nebo instalaci mřížky ve všech hygienických zázemích a v místnostech, kde je podtlakové odváděn odpadní vzduch
- Zajistí konstrukci pro umístění expanzních nádob v blízkosti rozdělovačů

### 16.2 Elektro

Zajistit přívod elektrické energie k:

- VZT jednotkám 3x400V/50Hz
- venkovním klimatizačním jednotkám 400V/50Hz
- vnitřním klimatizačním jednotkám 230V/50Hz
- rozdělovačům 230V/50Hz
- požárnímu ventilátoru 230V/50Hz
- oběhovým čerpadlům mezi výměníkem PWFY-P140VM-E-AU a akumulacním zásobníkem a VZT jednotkami dle požadavku profese vytápění

### 16.3 Měření a regulace

Zajistit:

- protimrazovou ochranu výměníků zpětného získávání tepla
- osazení a propojení uzavíracích klapek ve VZT jednotkách a v potrubí
- propojení vnitřních termostatů v hotelových pokojích s vnitřními jednotkami
- propojení čtečky hotelových karet v jednotlivých pokojích s čidly identifikující otevření/uzavření oken
- propojení čidla hlídající koncentraci chladiva s uzavíracím ventilem ve vnitřní jednotce (pouze v pokojích v 1.N.P.)
- zajistit regulaci vodních ohřivačů/chladičů ve VZT jednotkách

#### **16.4 Elektricky požární signalizace**

- zajistit spouštění požárního větrání
- zajistit otevírání větracího otvoru v průchodu, v nejvyšším patře nad schodištěm a ve všech chodbách před evakuačním výtahem
- zajistit spouštění požárního ventilátoru společně s otevřením uzavírací klapky v nejvyšším místě šachty evakuačního výtahu
- napojení a ovládání protipožárních klapek

#### **16.5 Vytápění**

- zajistí instalaci vyhovujících expanzních nádob k rozdělovačům (chladiivo/voda)
- zajistí přívod vody do akumulárního zásobníku a k vodním výměníkům ve VZT jednotkách
- zajistí instalaci vyhovující expanzní nádoby na okruh s akumulárním zásobníkem

#### **16.6 Zdravotní technika a kanalizace**

- zaústění odvodu kondenzátu ze VZT jednotky (vyústění a zápachová uzávěrka je součástí jednotky) do kanalizace
- zajistit odvod kondenzátu od vnitřních klimatizačních jednotek (jednotky jsou vybaveny čerpadlem kondenzátu)
- vertikální vzduchotechnické potrubí napojit na odpad přes kuličkový sifon

## 17 Bezpečnost práce

Všechna navržená zařízení mají rotační části zakryty, ústí ventilátorů jsou chráněna. Všechny prostory musí být dostatečně osvětleny. Použitá zařízení jsou typového provedení - běžně používaná.

Vzduchotechnika má charakter teplovzdušného větrání a odsávání, bez odsávání hořlavých plynů a par.

Při montáži, provozu a opravách vzduchotechnického zařízení je nutné dodržovat platné předpisy týkající se ochrany zdraví, bezpečnosti při práci a veškerá bezpečnostní opatření vyplývající ze souvisejících norem, předpisů a technických podmínek jednotlivých prvků.

Po skončení montáže celého zařízení se provede funkční zkouška, při které se budou měřit výkonové parametry, a provede se správné nastavení regulačních elementů pro požadovanou distribuci vzduchu. U vzduchotechnických rozvodů je nutné provést kontrolu, zda nedošlo během montáže k deformaci potrubí.

Projekt byl zpracován podle platných legislativních předpisů a norem za předpokladu montáže odbornými pracovníky. Případné změny nebo doplňky je třeba předem projednat a dohodnout s projektantem.

## 18 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vypracovat projekt chlazení a větrání hotelu Ambiance včetně výkresové dokumentace na úrovni stavebního povolení dle platných podle platných legislativních předpisů a norem. Nejdříve byly uvedeny technické možnosti odvodu tepelné zátěže. Následoval výběr konkrétního řešení, které není jednotné pro celý objekt. Pro odvod tepelné zátěže v horních šesti patrech, kde se nachází hotelové pokoje, byl použit hybridní systém chladivo/voda. Pro 1.N.P. byl vybrán VRV systém, který zajišťuje i potřebný chladicí/topný výkon pro dvě vzduchotechnické jednotky. Jedna VZT jednotka zajišťuje izotermní přívod větracího vzduchu pro všechna nadzemní podlaží po celý rok. Jednotka v 1.P.P. má za úkol větrat a navíc odvést tepelnou zátěž v létě. Naopak v zimě bude tepelné ztráty hradit otopná soustava. Následoval výpočet tepelných zisků dle ČSN 73 0548 a výpočet tepelných ztrát dle ČSN 06 0210. Oba výpočty jsou uvedeny v příloženém CD. Na základě těchto výpočtů byly stanoveny veškeré potřebné výkony pro potřebná zařízení. Dále bylo určeno množství větracího vzduchu a zvoleny prvky k jeho distribuci. V 1.P.P. jsou použity potrubní mřížky a talířové ventily. V pokojích pro hosty je čerstvý venkovní vzduch přiváděn pomocí stěnové mřížky a odvod je řešen přes koupelnu talířovými ventily. Metodou rychlostí byly navrženy dimenze vzduchotechnických rozvodů. Na základě rozměrů potrubní sítě byly spočteny tlakové ztráty a navržena vhodná jednotka a ventilátor. V hotelu budou použita čtyřhranná i kruhová potrubí z pozinkovaného plechu. Dále následoval návrh s výpočtem vnitřních a vnějších klimatizačních jednotek společně s naznačením úpravy vzduchu v h-x diagramech, a to jako pro zimní, tak pro letní provoz. Pokračovala zmínka o problematice vlhkosti v zimním období. Následně byl proveden výpočet útlumu hluku pro nejbližší vnitřní chráněný prostor společně s výběrem tlumiče hluku. Na konci práce byl uveden seznam s výpisem hlavních zařízení a byly uvedeny požadavky na navazující profese.

Po skončení montáže celého zařízení se provede funkční zkouška, při které se budou měřit výkonové parametry a provede se správné nastavení regulačních elementů pro požadovanou distribuci vzduchu. U vzduchotechnických rozvodů je nutné provést kontrolu, zda nedošlo během montáže k deformaci potrubí.

Projekt byl zpracován podle platných legislativních předpisů a norem za předpokladu montáže odbornými pracovníky. Případné změny nebo doplňky je třeba předem projednat a dohodnout s projektantem.

## **19 Seznam příloh**

PŘÍLOHA Č.1 – Výpočet tlakových ztrát v potrubí

PŘÍLOHA Č.2 – Ventilátorové charakteristiky

PŘÍLOHA Č.3 – H-x diagram – letní provoz – 1.P.P.

PŘÍLOHA Č.4 – H-x diagram – zimní provoz – 1.P.P.

PŘÍLOHA Č.5 – H-x diagram – chlazení ve VZT – 1.N.P. až 7.N.P.

PŘÍLOHA Č.6 – H-x diagram – ohřev ve VZT – 1.N.P. až 7.N.P.

PŘÍLOHA Č.7 – H-x diagram – letní provoz – m. č. 1051

PŘÍLOHA Č.8 – Seznam klimatizačních jednotek

PŘÍLOHA Č.9 – H-x diagram – zimní provoz – m. č. 1051

PŘÍLOHA Č.10 – Charakteristika požárního ventilátoru

PŘÍLOHA Č.11 – Výpočet šíření hluku v potrubní síti



## **20 Seznam výkresové dokumentace**

- 1.4.2-1 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 1.P.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-2 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 1.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-3 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 2.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-4 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 3.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-5 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 4.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-6 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 5.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-7 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 6.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-8 – VEDENÍ ROZVODŮ VZDUCHOTECHIKY V 7.N.P. – A1 – 1:50
- 1.4.2-9 – ROZVINUTÉ SCHÉMA KLIMATIZACE A VĚTRÁNÍ – A2
- 1.4.2-10 – ROZVINUTÉ SCHÉMA CHLADÍČÍHO OKRUHU V 1.NP – A2
- 1.4.2-11 – ROZVINUTÉ SCHÉMA CHLADÍČÍHO OKRUHU V 2.NP AŽ 4.NP – A2
- 1.4.2-12 – ROZVINUTÉ SCHÉMA CHLADÍČÍHO OKRUHU V 5.NP AŽ 7.NP – A2

## 21 Seznam použité literatury

- [1] Booking.com [online]. Cit. 11. 01. 2018. Dostupné z:  
<https://www.booking.com/hotel/cz/ambiente.cs.html>
- [2] DRKAL, František; LAIN, Miloš; SCHWARZER, Jan a ZMRHAL, Vladimír. Klimatizace a průmyslová vzduchotechnika. Praha; Evropský sociální fond, 2009.
- [3] Csmtrade.com [online]. Cit. 18. 01. 2018 Dostupné z:  
[http://www.csmtrade.cz/images/download/KATALOGY/ME\\_katalog\\_2016.pdf](http://www.csmtrade.cz/images/download/KATALOGY/ME_katalog_2016.pdf)
- [4] ČSN 73 0548. Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Praha: Vydavatelství ÚNM, 1985.
- [5] ZMRHAL, Vladimír [online]. Cit. 18. 12. 2017 Dostupné z:  
[http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01\\_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf](http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf)
- [6] BOHÁČ, Jindra [online]. Cit. 18. 12. 2017 Dostupné z:  
[https://jindrab.webnode.cz/files/200000175-42b5443af6/ZVYT\\_cv\\_1\\_2017\\_TZ%20%C4%8CSN%20060210.pdf](https://jindrab.webnode.cz/files/200000175-42b5443af6/ZVYT_cv_1_2017_TZ%20%C4%8CSN%20060210.pdf)
- [7] MATHAUSEROVÁ, Zuzana a MORÁVEK, Petr. Větrání kuchyní. Praha: Informační centrum ČKAIT, 2001.
- [8] Výrobky, systemair [online]. Cit. 12. 02. 2018 Dostupné z:  
<https://www.systemair.com/cz/Ceska/Products/distribucni-elementy/mrizky-a-vyustky-nova/potrubni-vyustky/nova-c/Nova-C/>
- [9] ZMRHAL, Vladimír [online]. Cit. 02. 01. 2017 Dostupné z:  
[http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/04\\_Navrh%20potrubni%20site.pdf](http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/04_Navrh%20potrubni%20site.pdf)
- [10] DRKAL, František a ZMRHAL, Vladimír. *Větrání*. 2. vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2018.
- [11] ASHRAE Handbook 2001 Fundamentals, 2001, ASHRAE, Atlanta.
- [12] ZMRHAL, Vladimír [online]. Cit. 01. 15. 2018 Dostupné z:

- [http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/02\\_Navrh%20klimatizacnih%20systemu.pdf](http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/02_Navrh%20klimatizacnih%20systemu.pdf)
- [13] Vzduchotechnika, klimatizace, kompaktní jednotky. Cit. 15. 01. 2018 Dostupné z:  
[http://www.cic.cz/downloads/10\\_HX%20Diagram.xls](http://www.cic.cz/downloads/10_HX%20Diagram.xls)
- [14] Mitsubishi Electric [online]. Cit. 25.01.2018 Dostupné z:  
[http://www.mitsubishitech.co.uk/Data/City-Multi\\_Outdoor/PURY\\_Standard/2016-2015/PURY-P-Y\(S\)LM-A1/PURY-P-Y\(S\)LM-A1\\_Databook.pdf](http://www.mitsubishitech.co.uk/Data/City-Multi_Outdoor/PURY_Standard/2016-2015/PURY-P-Y(S)LM-A1/PURY-P-Y(S)LM-A1_Databook.pdf)
- [15] ČVUT, FSv [online]. Cit. 15.02.2018 Dostupné z:  
[http://people.fsv.cvut.cz/~wald/edu/134SEP\\_Seminar\\_IBS/2012/07\\_SP12\\_Koubova\\_Ochrana\\_VZT.pdf](http://people.fsv.cvut.cz/~wald/edu/134SEP_Seminar_IBS/2012/07_SP12_Koubova_Ochrana_VZT.pdf)
- [16] ZMRHAL, Vladimír [online]. Cit. 01. 15. 2018 Dostupné z:  
[http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/05\\_Sireni%20hluku%20potrubni%20siti.pdf](http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/05_Sireni%20hluku%20potrubni%20siti.pdf)