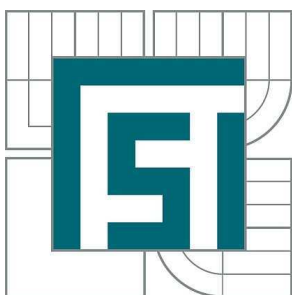


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KLIMATIZACE KUCHYNĚ A VÝDEJNY JÍDEL

AIR CONDITIONING OF KITCHEN AND BUTTTERY HATCH

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VLASTIMIL DVOŘÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. EVA JANOTKOVÁ, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vlastimil Dvořák

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Klimatizace kuchyně a výdejny jídel

v anglickém jazyce:

Air conditioning of kitchen and butttery hatch

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a dimenzování zařízení pro klimatizaci kuchyně a výdejny jídel v administrativní budově. Budova se nachází v lokalitě s letní nýpočtovou teplotou 32 °C a steplotou mokrého teploměru 20 °C a s výpočtovou teplotou zimní -12 °C. Dispozice objektu, stavební materiály a vybavení kuchyně spotřebiči dle dodané dokumentace.

Cíle diplomové práce:

Stanovení množství větracího vzduchu. Výpočet tepelných ztrát a tepelné zátěže klimatizovaných prostor. Psychrometrický výpočet letního a zimního provozu. Návrh strojovny klimatizace, distribuce vzduchu, dimenzování vzduchovodů a ventilátorů. Rozpis materiálů. Zpracování potřebné výkresové dokumentace.

Seznam odborné literatury:

- Chyský, J. - Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace. Technický průvodce sv. 31. BOLIT, Brno 1993.
- Székyová, M. - Ferstl, K. - Nový, R.: Větrání a klimatizace. JAGA, Bratislava 2006.
- ČSN EN 12831 Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu: březen 2005.
- ČSN 730548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů: 1986.
- ČSN 730540-3 Tepelná ochrana budov – Část 3: Návrhové hodnoty veličin: 2005.
- Nařízení vlády 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci.
- Větrání kuchyní. Společnost pro techniku prostředí 1999.
- Firemní podklady.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Eva Janotková, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 14.11.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem a dimenzováním zařízení pro klimatizaci kuchyně a výdejny jídel v administrativní budově dle zadaných parametrů. Diplomová práce začíná výpočtovou částí, která obsahuje stanovení množství větracího vzduchu, výpočet tepelných ztrát a tepelné zátěže objektu. Dále jsou zde uvedeny psychrometrické výpočty klimatizačního zařízení pro letní a pro zimní provoz. Následuje část návrhová, která obsahuje návrh koncových prvků, návrh a dimenzování vzduchovodů a návrh a umístění klimatizační jednotky. Součástí práce je technická zpráva, seznam použitého materiálu a výkresová dokumentace.

Abstract

This thesis describes the design and dimensioning of a device for air conditioning in kitchen and dispensing room in the administrative building according to the given parameters. The thesis begins with a calculation part that contains the determination of ventilation air, the calculation of heat losses and heat load of the object. In addition, here are psychrometrics calculations of air-conditioning device for summer and winter operation. The following is part of the design, which includes design of terminal components, design and sizing ductwork and the design and location of air-conditioning unit. The thesis includes a technical report, list of used materials and drawing documentation.

Klíčová slova

Klimatizace, větrání, kuchyně

Key words

Air-conditioning, ventilation, kitchen

Bibliografická citace

DVOŘÁK, V. *Klimatizace kuchyně a výdejny jídel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Eva Janotková, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím doporučené literatury a odborných konzultací s vedoucí diplomové práce doc. Ing. Evou Janotkovou, CSc.

V Brně dne:

.....

podpis

Poděkování

Úvodem bych rád poděkoval vedoucí mé diplomové práce doc. Ing. Evě Janotkové, CSc. za ochotu, vstřícnost a cenné odborné rady při zpracování mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům, bratřovi a přítelkyni za neustálou podporu během celé doby studia.

OBSAH

Úvod.....	13
1. Úvod do problematiky.....	14
1.1 Větrání a klimatizace kuchyní	14
1.2 Způsoby přívodu vzduchu do kuchyně.....	14
1.2.1 Typy výústí používané pro přívod vzduchu do kuchyní.....	16
1.3 Odsávání vzduchu z kuchyní.....	16
2. Výpočet množství větracího vzduchu.....	17
2.1 Uspořádání kuchyně.....	17
2.2 Návrh rozměrů odsávacích digestoří.....	17
2.3 Stanovení produkce citelného tepla a vlhkosti.....	20
2.4 Výpočet konvekční tepelné zátěže.....	20
2.5 Výpočet termického proudu vzduchu.....	21
2.6 Výpočet množství vzduchu odsávaného digestořemi.....	22
2.7 Výpočet množství vzduchu odváděného z kuchyně.....	23
2.8 Kontrolní výpočet podle vlhkostní bilance.....	24
2.9 Kontrola množství přiváděného vzduchu.....	25
3. Výpočet tepelných ztrát.....	26
3.1 Stanovení součinitelů prostupu tepla stavebních částí.....	26
3.2 Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty vytápěného prostoru.....	30
3.2.1 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla.....	30
3.2.2 Návrhová tepelná ztráta větráním.....	31
3.3 Návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru.....	32
4. Výpočet tepelné zátěže.....	34
4.1 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla.....	34
4.1.1 Produkce tepla lidí.....	34
4.1.2 Produkce tepla svítidel.....	34
4.1.3 Tepelné zisky od technologie.....	36
4.1.4 Tepelné zisky od ventilátorů.....	36
4.1.5 Tepelné zisky ze sousedních místností.....	37
4.1.6 Celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů.....	37

4.2 Tepelné zisky z vnějšího prostředí.....	38
4.2.1 Tepelné zisky okny.....	38
4.2.2 Tepelné zisky prostupem stěnou.....	41
4.2.3 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem.....	43
4.2.4 Tepelné zisky vázaným teplem (vodní zisky).....	44
5. Psychrometrické výpočty klimatizačního zařízení.....	45
5.1 Letní provoz klimatizačního zařízení.....	45
5.1.1 Počáteční parametry.....	45
5.1.2 Určení faktoru citelného tepla.....	46
5.1.3 Volba obtokového součinitele.....	46
5.1.4 Určení efektivního faktoru citelného tepla.....	47
5.1.5 Určení rosného bodu chladiče.....	48
5.1.6 Určení stavu vzduchu za chladičem.....	48
5.1.7 Určení stavu přívodního vzduchu P.....	48
5.1.8 Určení hmotnostního toku vzduchu chladičem.....	49
5.1.9 Kontrola pracovního rozdílu teplot.....	49
5.1.10 Výpočet chladiče klimatizačního zařízení.....	50
5.2 Zimní provoz klimatizačního zařízení.....	50
5.2.1 Počáteční parametry.....	50
5.2.2 Určení faktoru citelného tepla.....	52
5.2.3 Určení stavu vzduchu přiváděného do místnosti.....	53
5.2.4 Návrh zařízení pro zpětné získávání tepla.....	53
5.2.5 Výkon ohřívače.....	54
6. Návrh koncových prvků.....	56
6.1 Návrh koncových prvků pro odvod vzduchu z kuchyně.....	56
6.1.1 Návrh digestoře D ₁	56
6.1.2 Návrh digestoře D ₂	56
6.1.3 Návrh digestoře D ₃	57
6.1.4 Návrh výústky do sběrného potrubí pro zařízení 8.....	58
6.2 Návrh koncových prvků pro přívod vzduchu do kuchyně.....	58
6.2.1 Základní parametry pro návrh.....	59
6.2.2 Objemový tok vzduchu přiváděného do místnosti všemi výústkami.....	59
6.2.3 Objemový tok vzduchu přiváděného do místnosti jednou výústkou.....	59
6.2.4 Návrh výústky.....	60
6.2.5 Výstupní rychlost vzduchu z výústky.....	60

6.2.6 Stanovení rychlosti vzduchu v pracovní výšce.....	60
6.2.7 Kontrola pracovního rozdílu teplot.....	61
6.2.8 Stanovení tlakové ztráty a hladiny akustického výkonu výústky.....	62
7. Návrh vzduchovodů.....	63
7.1 Návrh přívodního vzduchovodu.....	63
7.1.1 Vztahy pro výpočty jednotlivých veličin.....	64
7.1.2 Určení tlakových ztrát jednotlivých úseků.....	66
7.1.3 Určení magistrály.....	66
7.1.4 Doregulování vzduchovodů.....	66
7.2 Návrh odtahového vzduchovodu.....	66
7.2.1 Vztahy pro výpočty jednotlivých veličin.....	69
7.2.2 Určení tlakových ztrát jednotlivých úseků.....	69
7.2.3 Určení magistrály.....	69
7.2.4 Doregulování vzduchovodů.....	69
8. Návrh klimatizační jednotky.....	71
9. Technická zpráva.....	78
Závěr.....	81
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	82
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	83
SEZNAM PŘÍLOH.....	88

Úvod

Klimatizace vnitřních prostor se v dnešní době stále více rozšiřuje, v některých případech se dokonce považuje za samozřejmost. Nezbytná je klimatizace velkých kuchyní. Malé kuchyně postačuje větrat přirozeně otevřenými okny, ale u větších je zapotřebí instalovat klimatizační zařízení s dostatečnými parametry. Spotřebiče zde umístěné produkují velké množství odpadního tepla a páry, v případě plynových sporáků i spalin. Při nesprávně navrženém systému se v těchto provozech může objevit celá řada problémů. Nadměrná produkce vlhkosti může vést ke kondenzaci par na chladnějších površích a stěnách, kde mohou růst různé plísně. Nezanedbatelný faktor je tepelná pohoda zaměstnanců pracujících v kuchyni u spotřebičů, kteří jsou zatíženi sálavým teplem. Správně navržený systém by měl všechny tyto škodlivé faktory eliminovat.

Diplomová práce se zabývá návrhem tohoto zařízení na základě zadaných údajů, dispozice objektu, rozmístění a typu spotřebičů v kuchyni. Prvním krokem je stanovení produkce páry a citelného tepla spotřebiči. Z těchto údajů se určí množství větracího vzduchu, které je třeba z provozu odvádět a přivádět. Dále dle zadaných údajů určíme tepelnou ztrátu a tepelné zisky. Tepelnou ztrátu počítáme pro venkovní teplotu $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tepelné zisky pro 21. července a venkovní teplotu $32\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z vypočtených údajů se dimenzuje klimatizační zařízení pro letní a zimní provoz, dále následuje návrh koncových prvků, vzduchovodů a klimatizační jednotky. Součástí práce je technická zpráva, seznam použitého materiálu a výkresová dokumentace.

1. Úvod do problematiky

1.1 Větrání a klimatizace kuchyní

Kuchyňské provozy jsou specifickou skupinou a je zapotřebí věnovat zvýšenou pozornost stavu vzduchu uvnitř kuchyní. Kuchyně jsou specifické velkou produkcí tepla, vodní páry, pachů a zplodin, které je nutné odvádět. Dále je nutné zamezit vnikání vzduchu z kuchyně do okolních prostor, jelikož vzduch z kuchyně je znečištěn různými zápachy. Stejnou pozornost je zapotřebí věnovat zamezení vnikání vzduchu z okolních místností do kuchyně, protože tento může být zdrojem choroboplodných zárodků, které by se mohly dostávat do připravovaných jídel. Z těchto důvodů je u kuchyňských provozů použit systém rovnotlakého větrání nebo klimatizace, kdy do prostoru přivádíme stejné množství vzduchu, jako z něj odvádíme. Nedostatečné větrání způsobuje diskomfort zaměstnanců a v důsledku zvýšené kondenzace vlhkosti na chladnějších površích se zde mohou začít množit různé mikroorganismy a plísně. Kuchyně rozdělujeme podle produkce jídel na velmi malé, malé, střední a velké.

Do velmi malých kuchyní se řadí provozy, kde se vaří pro přibližně 10 lidí. Tyto kuchyně postačuje větrat přirozeně okny nebo větracími šachtami.

Malé kuchyně menších produkcí, maximálně 100 jídel za den, mají umístěné nucené odsávání v místě vzniku škodlivin. Zařízení pro odsávání je ovládáno individuálně podle potřeby. Přívod vzduchu je zajištěn infiltrací nebo větracími otvory.

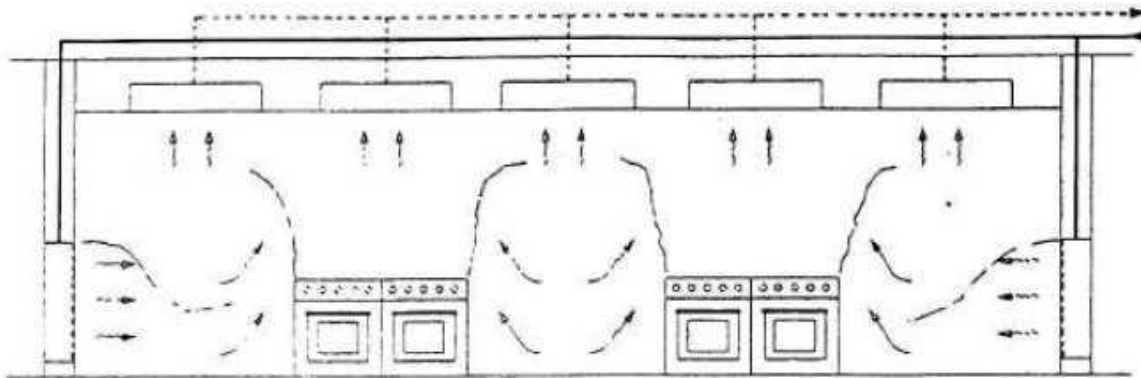
Střední kuchyně, které mají produkci do 250 jídel za den mají nucený přívod i odvod vzduchu. Odsávací prvky musí být umístěny co nejbližší zdrojům škodlivin. Větrací nebo klimatizační zařízení pracuje pouze s venkovním vzduchem. Oběhový vzduch se zde nepoužívá, protože je znečištěn zápachy a částicemi tuku. Vhodné je zde využít zařízení pro zpětné získávání tepla.

Velké kuchyně mají produkci jídel větší než 250 jídel za den a způsob větrání je stejný jako u kuchyní s produkcí jídel do 250 za den.

1.2 Způsoby přívodu vzduchu do kuchyně

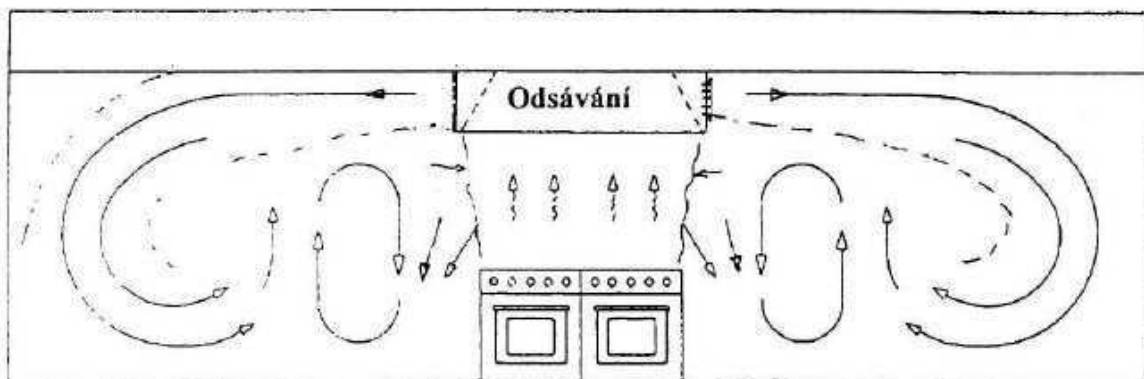
Vzduch se do kuchyně přivádí dvěma způsoby. Zaplavovacím a směšovacím.

Při zaplavovacím způsobu přívodu vzduchu je vzduch do místnosti přiváděn velkoplošnými výstřky umístěnými u podlahy. Vzduch má malé výtokové rychlosti, přibližně do 0,5 m/s. Přiváděný vzduch má menší teplotu než vzduch v místnosti a dochází k jeho přilnutí k podlaze, odkud se pohybuje vzhůru vlivem konvekce u zdrojů tepla. Ohřátý vzduch stoupá ke stropu, kde je následně odsáván. Obraz proudění vzduchu v místnosti při použití zaplavovacího způsobu přívodu vzduchu je uveden na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Obrázek proudění vzduchu v místnosti při zaplavovacím způsobu přívodu vzduchu [2]

Druhý způsob přívodu vzduchu je směšovací, který je možno použít jako horizontální, viz obr. 1.2, nebo jako vertikální, viz obr. 1.3. Pro přívod vzduchu jsou používány prvky, které musí zajistit dostatečné promíšení vzduchu přírodního se vzduchem v místnosti. Jako hlavní prvky se používají obdelníkové výústky, štěrby, anemostaty a vířivé anemostaty. Jednotlivé typy prvků jsou popsány v kap. 1.2.1.



Obr. 1.2 Obrázek proudění vzduchu v místnosti při horizontálním přívodu vzduchu směšováním [2]



Obr. 1.3 Obrázek proudění vzduchu v místnosti při vertikálním přívodu vzduchu směšováním [2]

1.2.1 Typy výústí používané pro přívod vzduchu do kuchyní

Obdelníkové výústky

Obdelníkové výústky bývají většinou dvouřadé s lamelami vertikálními a horizontálními. Natočením lamel můžeme regulovat směr proudění vzduchu z výústky. Pracovní rozdíl teplot pro obdelníkové výústky může být až 6 K.

Štěrbiny

U štěrbinových výústek jejich délka několásobně převyšuje šířku a lze jimi vytvořit plošné proudění. Pracovní rozdíl teplot pro štěrby může být až 6 K, ale nevýhodou těchto koncových prvků je jejich hlučnost.

Anemostaty

Anemostaty se vyznačují tím, že umožňují používat větší pracovní rozdíl teplot (až 8 K). Instalují se většinou do stropních podhledů a zajišťují rovnoměrný přívod vzduchu do všech směrů.

Vířivé anemostaty

Vířivé anemostaty mají na výstupu lamely, které mohou být pevné nebo nastavitelné. Vířivé anemostaty zajišťují intenzivní smíšení vzduchu přívodního se vzduchem v místnosti a umožňují vysoký pracovní rozdíl teplot, který může být až 12 K.

Velkoplošné výústky

Velkoplošné výústky se používají pouze pro přívod vzduchu a bývají umístěny blízko podlahy nebo v podlaze. Způsobují přilnutí proudu k podlaze a zajišťují lepší kvalitu vzduchu v zóně pobytu. Při použití velkoplošných výústek se pracuje s malou rychlostí proudění a s malým pracovním rozdílem teplot, který se pohybuje kolem 2 K.

1.3 Odsávání vzduchu z kuchyní

Vzduch je z kuchyní odsáván koncovými prvky, které se umísťují co nejbližší zdrojům škodlivin. Nutné je také dodržet předepsaný přesah koncového prvku přes obrysy spotřebičů nebo skupin spotřebičů. Minimální přesah přes obrysy spotřebičů nebo skupin spotřebičů je 200 mm, u spotřebičů s dvířky je minimální přesah 400 mm, aby se zamezilo úniku škodlivin při otevřených dvířkách spotřebiče.

Všechny odsávací koncové prvky musí být opatřeny lapači tuku. Lapače tuku obsahují filtrační vložky, které musí být snadno přístupné kvůli jejich výměně nebo čištění. Nejvhodnější je svislé umístění filtračních vložek, aby se zamezilo odkapávání tuku a zkondenzované vlhkosti. Z tohoto důvodu musí být ve spodní části opatřeny žlábkem pro záchyt a odvod zachyceného tuku. Z důvodu rychlého zanášení lapačů tuku je potřeba dbát na jejich údržbu. Lapače tuku se musí nejdéle po čtyřech týdnech měnit nebo čistit, aby mohly správně plnit svoji funkci a nezvyšovaly neúměrně tlakovou ztrátu v potrubí.

2. Výpočet množství větracího vzduchu

Při výpočtu bylo postupováno dle VDI 2052 literatury [2].

2.1 Uspořádání kuchyně

V kuchyni se nachází celkem 8 spotřebičů o celkovém výkonu 89 kW. Jejich seznam s rozměry je uveden v tab. 2.1, rozmístění a prostorové uspořádání na obr. 2.1. Označení jednotlivých místností uvedených na obr. 2.1 je uvedeno v tab. 2.3.

Tab. 2.1 Rozměry spotřebičů

Číslo spotřebiče	Typ spotřebiče	Rozměry		
		Délka	Šířka	Výška
		L_0	B_0	H_0
		[mm]	[mm]	[mm]
1	Plyn. sporák	700	400	900
2	Plyn. plotna	700	400	900
3	El. fritéza	700	400	900
4	El. vařič	700	400	900
5	Konvektomat	800	910	920
6	Plyn. sporák	700	800	900
7	Výdejní pult	615	1145	900
8	Myčka nádobí	749	635	1900

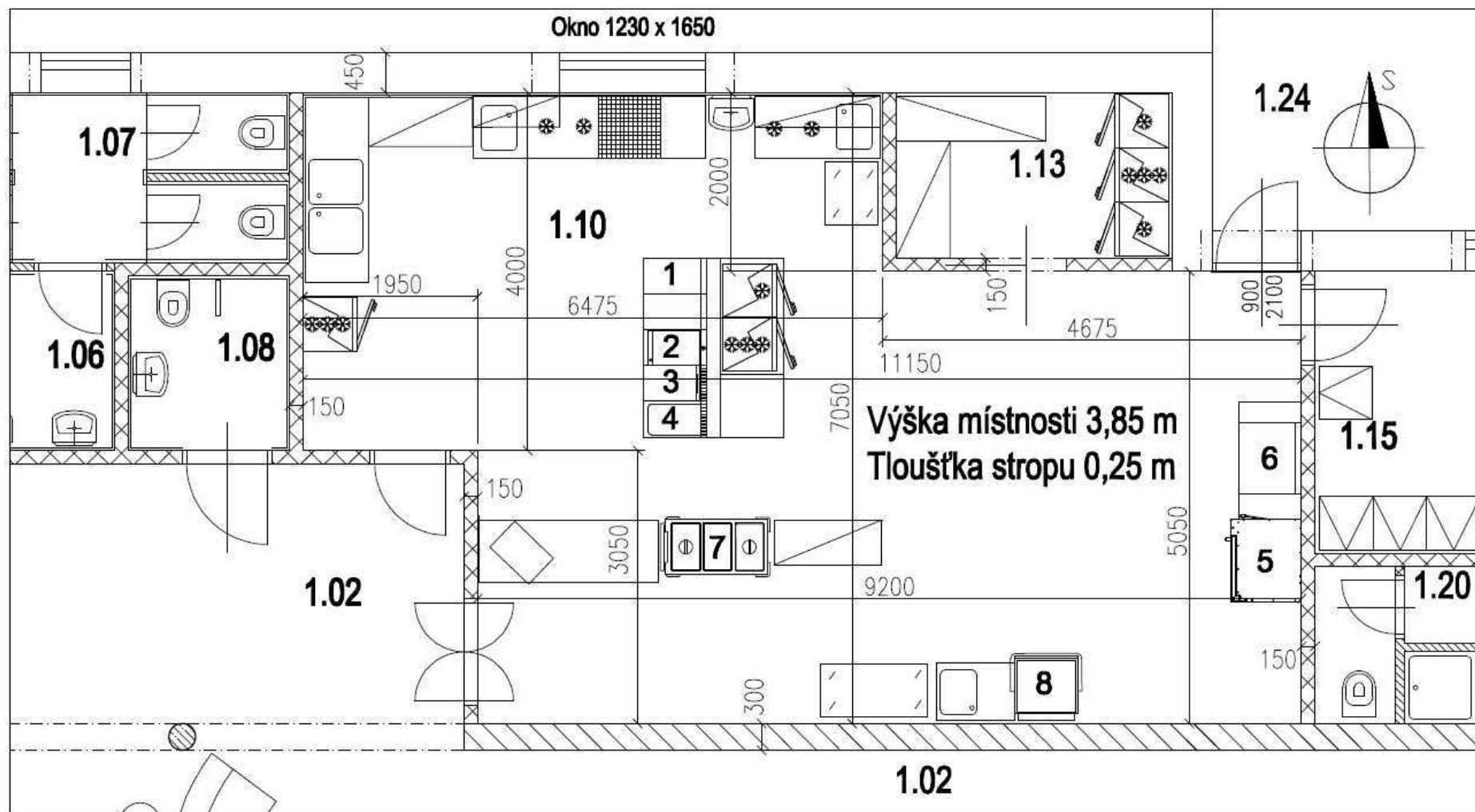
2.2 Návrh rozměrů odsávacích digestoří

Základní rozměry digestoří vycházejí z minimálního požadovaného přesahu přes obrysy spotřebičů nebo skupin spotřebičů. Označení digestoří a jejich navrhované rozměry jsou uvedeny v tab. 2.2.

Tab. 2.2 Navrhnuté rozměry digestoří

Název digestoře	Odsávané spotřebiče	Délka digestoře	Šířka digestoře
		L	B
		[mm]	[mm]
D ₁	1, 2, 3, 4	2400	1100
D ₂	5, 6	2400	1200
D ₃	7	1545	1015

Výška spodní hrany všech digestoří je standardně $H = 2100$ mm. Centrální digestoř D₁ a digestoř D₃ mají přesahy přes okrajové hrany spotřebičů minimálně 200 mm. Digestoř D₂ je umístěna jednou stranou u stěny a její šířka přesahuje rozměr spotřebičů minimálně o 400 mm, jelikož je zde umístěn spotřebič s dvířky a je potřeba zamezit úniku škodlivin do prostoru při otevřených dvířkách. Pro zařízení 8 (myčka nádobí) bude použito odsávání sběrným potrubím umístěným ve výšce 2500 mm.

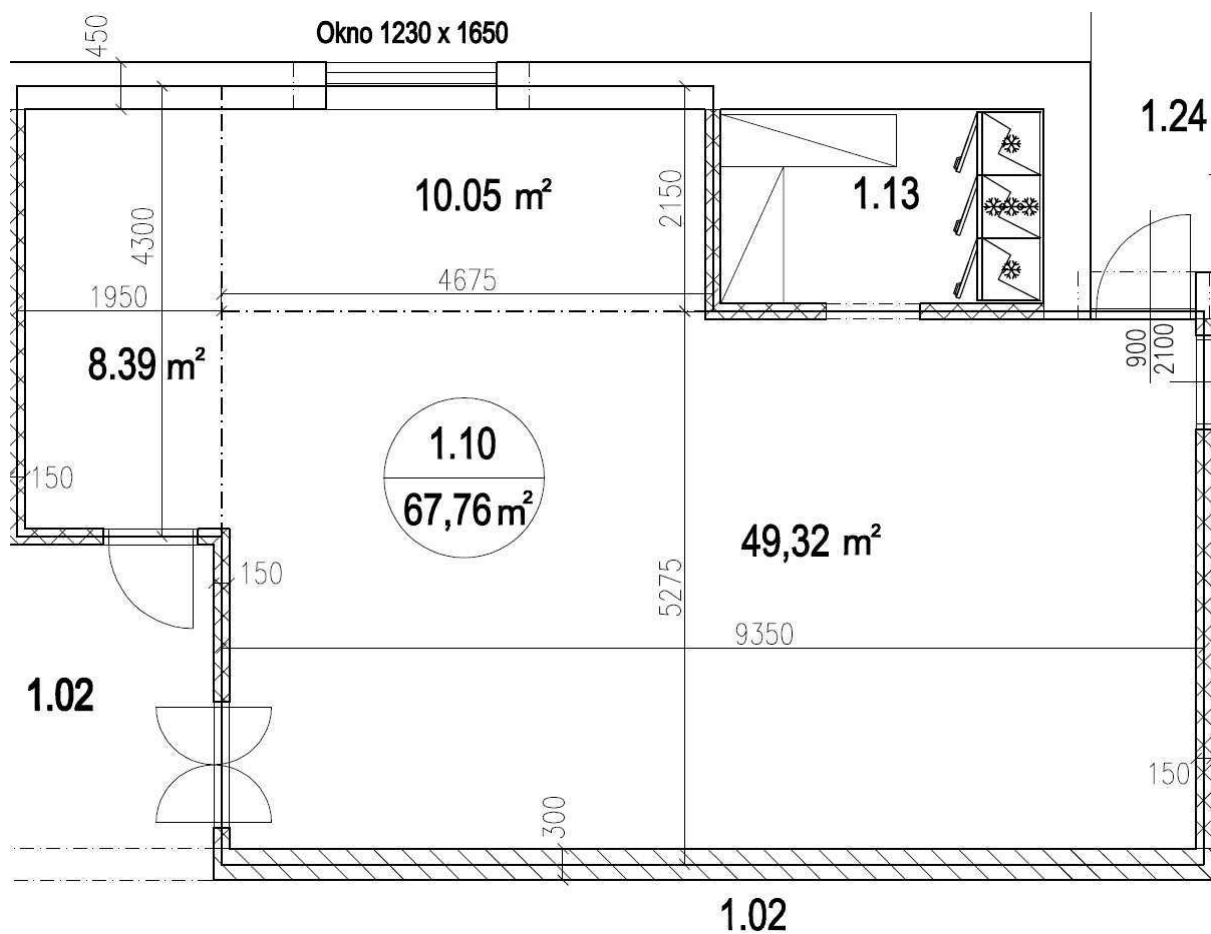


Obr. 2.1 Uspořádání kuchyně

Tab. 2.3 Tabulka místností

Číslo místnosti	Účel místnosti
1.02	RESTAURACE
1.06	PŘEDSÍN WC
1.07	WC
1.08	WC
1.10	KUCHYNĚ
1.13	SKLAD POTRAVIN
1.15	ŠATNA, DENNÍ MÍSTNOST
1.20	WC+SPRCHA
1.24	NAKLÁDACÍ RAMPA

Pro výpočet podlahové plochy byla místnost rozdělena na 3 části viz obr. 2.2. U každé části je uvedena její plocha a rozměry. Celková plocha místnosti je uvedena pod jejím číslem. Při výpočtu podlahové plochy se k délce vnitřních stěn připočítává ještě polovina tloušťky okrajové zdi a výsledná křivka, jejíž plochu počítáme, prochází zdi, jak je patrné z obr. 2.2.



Obr. 2.2 Výpočet podlahové plochy kuchyně

2.3 Stanovení produkce citelného tepla a vlhkosti

Stanovení celkové produkce tepla a vlhkosti od jednotlivých spotřebičů je uvedeno v tab. 2.3. Výpočet dle vztahů (2.1) a (2.2) vychází z typu spotřebiče (elektrický nebo plynový), zadaného příkonu spotřebiče a tabulkové hodnoty jeho produkce citelného tepla a vlhkosti uvedené v [2], s. 37, 38, tab. 3.

Tab. 2.3 Produkce tepla a vlhkosti jednotlivých spotřebičů

Číslo spotřebiče	Typ spotřebiče	Jmenovitý výkon	Produkce citelného tepla		Produkce páry	
		\dot{P}	\dot{Q}_s	\dot{Q}_c	\dot{D}	\dot{m}_w
		[kW]	[W/kW]	[W]	[g/(h·kW)]	[g/h]
1	Plyn. sporák	9,3	250	2325	147	1367
2	Plyn. plotna	6,3	350	2205	588	3704
3	El. fritéza	13,5	90	1215	1030	13905
4	El. vařič	11,0	200	2200	220	2420
5	Konvektomat	17,3	70	1211	220	3806
6	Plyn. sporák	20,0	250	5000	147	2940
7	Výdejní pult	2,1	125	263	294	617
8	Myčka nádobí	9,5	175	1663	0	0

$$\dot{Q}_c = \dot{P} \cdot \dot{Q}_s \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_w = \dot{P} \cdot \dot{D} \quad (2.2)$$

kde:

\dot{Q}_s	produkce citelného tepla spotřebiče na 1 kW příkonu	[W/kW]
\dot{Q}_c	celková produkce citelného tepla spotřebiče	[W]
\dot{P}	jmenovitý příkon spotřebiče	[kW]
\dot{D}	produkce vlhkosti spotřebiče na 1 kW příkonu	[g/(h·kW)]
\dot{m}_w	celková produkce vlhkosti spotřebiče	[g/h]

2.4 Výpočet konvekční tepelné zátěže

Konvekční tepelná zátěž od každého spotřebiče se počítá dle vztahu (2.3). Vzorový výpočet je uveden pro spotřebič č. 1, hodnoty pro ostatní spotřebiče jsou uvedeny v tab. 2.4. Hodnota φ je zvolena dle [2], s. 38, tab. 4.

$$\dot{Q}_{c,K} = \dot{Q}_c \cdot b \cdot \varphi \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_{c,K} = 2325 \cdot 0,5 \cdot 0,7$$

$$\dot{Q}_{c,K} = 813,75 \text{ W}$$

kde:

$\dot{Q}_{C,K}$	konvekční tepelná zátěž od spotřebiče	[W]
\dot{Q}_C	celková produkce citelného tepla spotřebiče	[W]
b	konvekční složka předaného tepla, $b = 0,5$	[-]
φ	součinitel současnosti chodu spotřebičů, $\varphi = 0,7$ pro hotelové kuchyně dle [2], s. 38, tab. 4	[-]

Tab. 2.4 Hodnoty konvekční tepelné zátěže pro dané spotřebiče

Číslo spotřebiče	Vypočtená konvekční tepelná zátěž	
	$\dot{Q}_{C,K}$	
	[W]	
1	814	
2	772	
3	425	
4	770	
Celkem pro 1-4	2781	
5	424	
6	1750	
Celkem pro 5 a 6	2174	
7	92	
8	582	

2.5 Výpočet termického proudu vzduchu

Výpočet termického proudu vzduchu se provádí dle vztahu (2.4). Je to proud teplého vzduchu, který vzniká v důsledku produkce tepla spotřebiči. Vzorový výpočet je proveden pro spotřebič č. 1.

$$\dot{V}_{th} = k \cdot \dot{Q}_{C,K}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_h)^{\frac{5}{3}} \cdot \beta \quad (2.4)$$

$$\dot{V}_{th} = 18 \cdot 813,75^{\frac{1}{3}} \cdot (1,2 + 1,7 \cdot 1,02)^{\frac{5}{3}} \cdot 1$$

$$\dot{V}_{th} = 1519,37 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde:

\dot{V}_{th}	termický proud vzduchu	[m ³ /h]
k	empiricky stanovený koeficient, $k = 18$	[m ^{4/3} W ^{-1/3} h ⁻¹]
$\dot{Q}_{C,K}$	konvekční tepelná zátěž od spotřebiče	[W]
z	účinná odsávací výška dle (2.5)	[m]
d_h	hydraulický průměr spotřebiče dle (2.6)	[m]
β	redukční polohový faktor dle [2], s. 39, tab. 6	[-]

$$z = h - H_0 \quad (2.5)$$

$$z = 2,1 - 0,9$$

$$z = 1,2 \text{ m}$$

kde:

z	účinná odsávací výška	[m]
h	výška odsávání, $h = 2,1$ m, pro myčku $h = 2,5$ m	[m]
H_0	výška spotřebiče	[m]

$$d_h = 2 \cdot \frac{L_0 \cdot B_0}{L_0 + B_0} \quad (2.6)$$

$$d_h = 2 \cdot \frac{0,7 \cdot 0,4}{0,7 + 0,4}$$

$$d_h = 0,51 \text{ m}$$

kde:

d_h	hydraulický průměr spotřebiče	[m]
L_0	délka spotřebiče	[m]
B_0	šířka spotřebiče	[m]

Vypočtené hodnoty termického proudu vzduchu pro všechny spotřebiče jsou uvedeny v tab. 2.5.

Tab. 2.5 Výpočet termického proudu vzduchu od spotřebičů

Číslo sp.	Typ sp.	L_0	B_0	H_0	d_h	z	$\dot{Q}_{C,K}$	β	\dot{V}_{th}
		[mm]	[mm]	[mm]	[m]	[m]	[W]	[-]	[m ³ /h]
1	Plyn. sporák	700	400	900	0,51	1,20	814	1,00	562,94
2	Plyn. plotna	700	400	900	0,51	1,20	772	1,00	553,08
3	El. fritéza	700	400	900	0,51	1,20	425	1,00	453,43
4	El. vařič	700	400	900	0,51	1,20	770	1,00	552,67
Celkem pro spotřebiče 1-4 odsávané digestoří D₁									2122,12
5	Konvektomat	800	910	920	0,85	1,18	424	0,63	426,17
6	Plyn. sporák	700	800	900	0,75	1,20	1750	0,63	616,49
Celkem pro spotřebiče 5 a 6 odsávané digestoří D₂									1042,66
7	Výdejní pult	615	1145	900	0,80	1,20	92	1,00	389,19
Pro spotřebič 7 odsávaný digestoří D₃									389,19
8	Myčka nádobí	749	635	1900	0,69	0,60	582	0,40	155,45

2.6 Výpočet množství vzduchu odsávaného digestořemi

Výpočet se provede dle vztahu (2.7) vynásobením termického proudu vzduchu přírážkovým faktorem a . Dle [2], s. 40, tab. 7, volíme $a = 1,20$ pro směšovací proudění. Vzorový výpočet je proveden pro spotřebič č. 1.

$$\dot{V}_{ods,dig} = \dot{V}_{th} \cdot a \quad (2.7)$$

$$\dot{V}_{ods,dig} = 562,94 \cdot 1,20$$

$$\dot{V}_{ods,dig} = 675,53 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde:

$\dot{V}_{ods,dig}$ množství vzduchu odsávaného digestořemi $[\text{m}^3/\text{h}]$

\dot{V}_{th} termický proud vzduchu jednotlivých spotřebičů $[\text{m}^3/\text{h}]$

a přírážkový faktor poruch termického proudu $[-]$

Hodnoty množství vzduchu odsávaného digestořemi pro všechny spotřebiče jsou uvedeny v tab. 2.6. V tabulce není uveden spotřebič č. 8 (myčka), protože je odsáván pod stropem, nikoli digestoří.

Tab. 2.6 Množství vzduchu odsávaného digestořemi

Číslo spotřebiče	\dot{V}_{th}	$\dot{V}_{ods,dig}$
	$[\text{m}^3/\text{h}]$	$[\text{m}^3/\text{h}]$
1	562,94	675,53
2	553,08	663,70
3	453,43	544,12
4	552,67	663,20
Celkem pro sp. 1-4		2546,55
5	426,17	511,41
6	616,49	739,79
Celkem pro sp. 5 a 6		1251,19
7	389,19	467,03

2.7 Výpočet množství vzduchu odváděného z kuchyně

Množství odváděného vzduchu z kuchyně spočítáme dle vztahu (2.8) jako součet množství vzduchu odsávaného digestořemi od jednotlivých spotřebičů, množství vzduchu odsávaného pod stropem (spotřebiče, které nejsou pod žádnou digestoří) a vyrovnávacího množství vzduchu. Zda budeme do výpočtu dle vztahu (2.8) zahrnovat i vyrovnávací množství vzduchu, zjistíme dle vztahu (2.9).

$$\dot{V}_{ods} = \sum_1^7 \dot{V}_{ods,dig} + \dot{V}_{th,ex} \cdot a + \dot{V}_A \quad (2.8)$$

$$\dot{V}_{ods} = (2546,55 + 1251,19 + 467,03) + 155,45 \cdot 1,20 + 271$$

$$\dot{V}_{ods} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde:

\dot{V}_{ods}	množství vzduchu odváděného z kuchyně	[m ³ /h]
$\dot{V}_{ods,dig}$	množství vzduchu odsávaného digestořemi od spotřebičů 1-7	[m ³ /h]
$\dot{V}_{th,ex}$	termický proud vzduchu pro spotřebiče mimo digestoře	[m ³ /h]
a	přirážkový faktor poruch termického proudu	[-]
\dot{V}_A	vyrovnávací proud vzduchu	[m ³ /h]

Musí platit, že:

$$\dot{V}_{th,ex} + \dot{V}_A \geq 0,1 \cdot \sum_1^7 \dot{V}_{ods,dig} \quad (2.9)$$

$$155,45 + \dot{V}_A \geq 0,1 \cdot (2546,55 + 1251,19 + 467,03)$$

$$155,45 + \dot{V}_A \geq 426,5$$

$$\dot{V}_A \geq 271 \text{ m}^3/\text{h}$$

Uvažujeme množství vyrovnávacího proudu vzduchu $\dot{V}_A = 271 \text{ m}^3/\text{h}$.

2.8 Kontrolní výpočet podle vlhkostní bilance

Zde se provádí výpočet potřebného množství odváděného vzduchu na základě produkce vlhkosti dle vztahu (2.10), aby se zamezilo kondenzaci vlhkosti ze vzduchu. Hodnoty \dot{m}_W jsou uvedeny v tab. 2.3. Hodnota φ je zvolena dle [2], s. 38, tab. 4.

$$\dot{V}_{ods,W} = \frac{\sum_1^8 \dot{m}_W \cdot \varphi}{(x_{ods} - x_{př}) \cdot \rho} \quad (2.10)$$

$$\dot{V}_{ods,W} = \frac{(1367 + 3704 + 13905 + 2420 + 3806 + 2940 + 617) \cdot 0,7}{6 \cdot 1,2}$$

$$\dot{V}_{ods,W} = 2796 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde:

$\dot{V}_{ods,W}$	množství odváděného vzduchu podle produkce vlhkosti	[m ³ /h]
\dot{m}_W	produkce vlhkosti jednotlivých spotřebičů	[g/h]
φ	součinitel současnosti chodu spotřebičů dle [2], s. 38, tab. 4, $\varphi = 0,7$ pro hotelové kuchyně	[-]
$(x_{ods} - x_{př})$	rozdíl měrných vlhkostí vzduchu odsávaného a přiváděného $(x_{ods} - x_{př}) = 6 \text{ g/kg}_{s.v.}$ dle [2]	[g/kg _{s.v.}]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]

Pro určení potřebného množství odsávaného vzduchu se uvažuje s větší hodnotou

$$\dot{V}_{ods,W} \text{ a } \dot{V}_{ods}.$$

$$\dot{V}_{ods,W} = 2796 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{ods} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h}$$

Celkové množství odsávaného vzduchu je tedy rovno $\dot{V}_{ods} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h}$, přepočteno

$$\dot{V}_{ods} = 1,31 \text{ m}^3/\text{s}.$$

2.9 Kontrola množství přiváděného vzduchu

Větrání kuchyně je zajišťováno jako rovnotlaké, takže množství vzduchu přiváděného se musí rovnat množství vzduchu odváděného dle vztahu (2.11). Je třeba provést kontrolní výpočet intenzity výměny vzduchu dle vztahu (2.12), aby lidé uvnitř místnosti nebyli obtěžováni průvanem.

$$\dot{V}_{př} = \dot{V}_{ods} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h} \quad (2.11)$$

kde:

$$\dot{V}_{př} \quad \text{množství vzduchu přiváděného} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{V}_{ods} \quad \text{množství vzduchu odváděného z kuchyně} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Abyste nevzniklo obtěžování průvanem, musí být intenzita výměny vzduchu v místnosti

$\dot{I}_{vým} \leq 90 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$. Intenzita výměny vzduchu se spočítá dle vztahu (2.12).

$$\dot{I}_{vým} = \frac{\dot{V}_{př}}{A_m} \quad (2.12)$$

$$\dot{I}_{vým} = \frac{4722,31}{67,76}$$

$$\dot{I}_{vým} = 69,7 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$$

kde:

$$\dot{I}_{vým} \quad \text{intenzita výměny vzduchu v místnosti} \quad [\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)]$$

$$\dot{V}_{př} \quad \text{množství vzduchu přiváděného} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$A_m \quad \text{plocha místnosti} \quad [\text{m}^2]$$

Intenzita výměny vzduchu vyhovuje.

3. Výpočet tepelných ztrát

Výpočet byl proveden dle normy ČSN EN 12831 [3]. Pohled na kuchyni včetně přilehlých místností a jejich teplot je na obr. 3.1. Všechny místnosti sousedící s kuchyní, včetně místností v 2. patře, jsou vytápěny na 24 °C jako kuchyně, takže tepelné ztráty do vedlejších místností budou nulové. Tepelné mosty v budově jsou izolované. Místnosti sousedící s kuchyní jsou uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Tabulka místností

Číslo místnosti	Účel místnosti	Teplota v místnosti
1.02	RESTAURACE	24 °C
1.06	PŘEDSÍN WC	24 °C
1.07	WC	24 °C
1.08	WC	24 °C
1.10	KUCHYŇ	24 °C
1.13	SKLAD POTRAVIN	24 °C
1.15	ŠATNA, DENNÍ MÍSTNOST	24 °C
1.20	WC+SPRCHA	24 °C
1.24	NAKLÁDACÍ RAMPA	-

3.1 Stanovení součinitelů prostupu tepla stavebních částí

Pro každou stavební část se její součinitel prostupu tepla stanoví dle vztahu (3.1). Hodnoty λ pro jednotlivé vrstvy jsou vyhledány v ČSN 730540-3 [14], pro okna a dveře [6].

$$U_k = \frac{1}{R_{Si} + \sum R_i + R_{Se}} \quad (3.1)$$

kde:

U_k	součinitel prostupu tepla stavební částí	[W/(m ² ·K)]
R_i	odpor proti vedení tepla jednotlivými vrstvami stav. části	[m ² ·K/W]
R_{Si}	odpor proti přestupu tepla na vnitřní straně stavební části	[m ² ·K/W]
R_{Se}	odpor proti přestupu tepla na vnější straně stavební části	[m ² ·K/W]

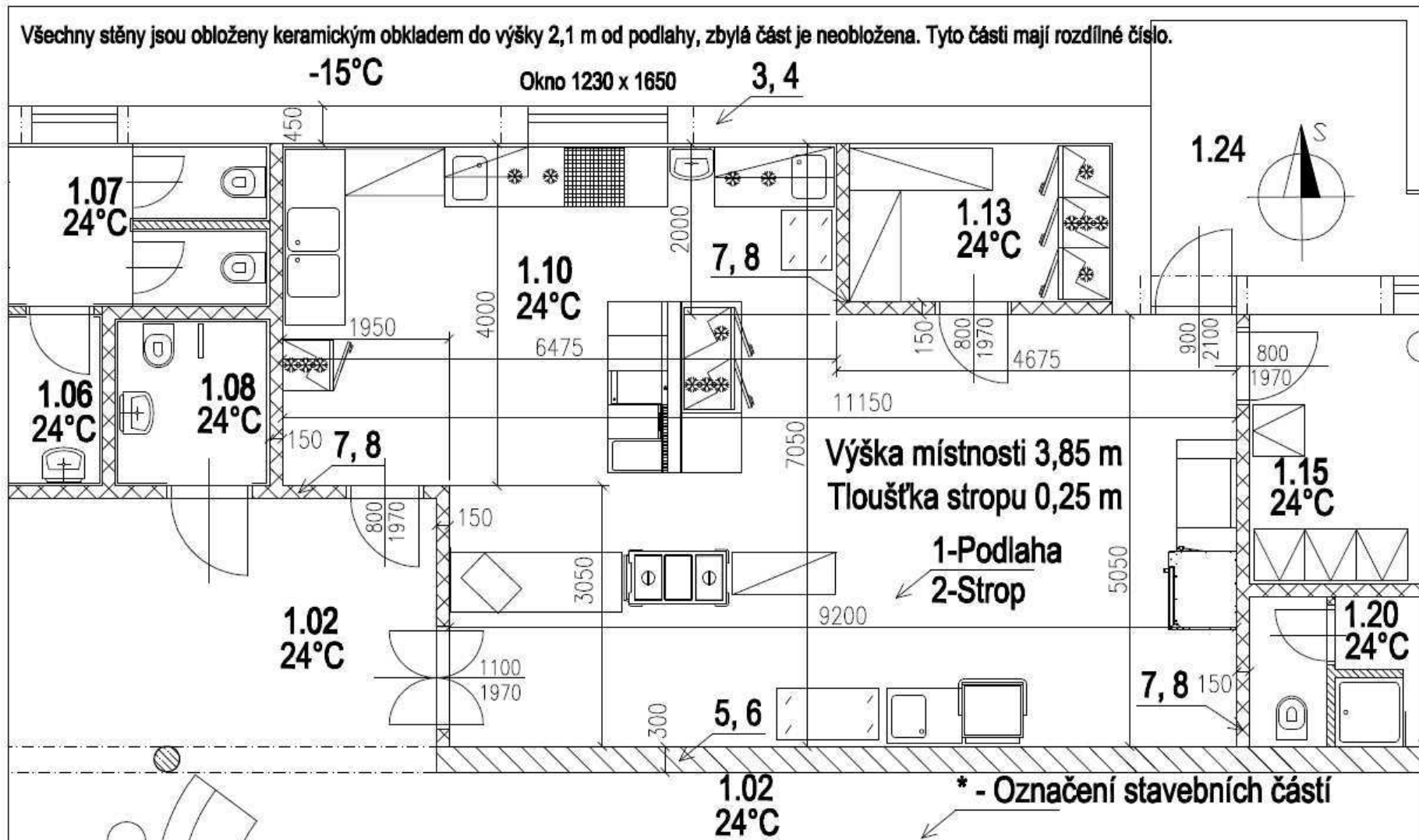
Hodnota odporu proti vedení tepla jednotlivými vrstvami stavební části se vypočítá dle vztahu (3.2). Hodnoty R_{Si} a R_{Se} byly odečteny z normy ČSN 730540-3 [14].

$$R_i = \frac{d_i}{\lambda_i} \quad (3.2)$$

kde:

R_i	odpor proti prostupu tepla jednotlivými vrstvami st. části	[m ² ·K/W]
d_i	tloušťka vrstvy	[m]
λ_i	součinitel tepelné vodivosti	[W/(m·K)]

Hodnoty součinitele prostupu tepla pro všechny stavební části jsou uvedeny v tab. 3.2.



Obr. 3.1 Teploty v kuchyni a sousedních místnostech

Tab. 3.2 Tepelné vlastnosti stavebních částí pro stanovení součinitele prostupu tepla

	Popis	d	λ	R	U_S
		m	W/m·K	m ² ·K/W	W/m ² ·K
Kody stavebních částí	Označení stavebních částí				
	Název vnitřní laminární vrstvy			$R_{s_i}=1/\alpha_i$	
	Název materiálu	d_i	λ_i	$R_i=d_i/\lambda_i$	
	
	Název materiálu	d_n	λ_n	$R_n=d_n/\lambda_n$	
	Název vnější laminární vrstvy			$R_{s_e}=1/\alpha_e$	
Celková tloušťka a U_k		Σd_i		ΣR_i	$1/\Sigma R_i$
1	Podlaha				
	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (tep. tok směrem dolů)			0,170	
	Keramická dlažba	0,015	1,010	0,015	
	Anhydrit potěr	0,050	1,200	0,042	
	Separáčn \acute{y} fólie	0,001	0,200	0,005	
	Tepelná izolace EPS	0,080	0,034	2,353	
	Hydroizolace - Radonelast	0,004	0,200	0,020	
	Železobeton	0,100	1,430	0,070	
	Hutněn \acute{y} š \acute{t} ěrko-pískov \acute{y} z \acute{a} syp	0,100	0,800	0,125	
	Celková tloušťka a U_k		0,350		2,799
2	Strop				
	Odp. při přestupu tepla na vnitřní straně (tep. tok směrem nahoru)			0,100	
	Železobeton	0,250	1,430	0,175	
	Tepelná izolace EPS	0,080	0,034	2,353	
	Separáčn \acute{y} fólie	0,001	0,200	0,005	
	Anhydrit potěr	0,045	1,200	0,038	
	Lamino	0,015	0,160	0,094	
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (tep. tok směrem nahoru)			0,100	
Celková tloušťka a U_k		0,391		2,864	0,349
3	Vnější stěna bez obkladu				
	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovn \acute{y} tepeln \acute{y} tok)			0,125	
	Om \acute{y} tka vápenno-cementov \acute{a}	0,015	0,990	0,015	
	Zdivo z keramick \acute{y} ch tvárn \acute{i} c 44 P+D P8	0,440	0,174	2,529	
	Strukturáln \acute{y} om \acute{y} tka	0,015	0,600	0,025	
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovn \acute{y} tepeln \acute{y} tok)			0,125	
Celková tloušťka a U_k		0,470		2,819	0,355

	Vnější stěna s obkladem				
4	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Keramický obklad	0,015	1,010	0,015	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Zdivo z keramických tvárnic 44 P+D P8	0,440	0,174	2,529	
	Strukturální omítka	0,015	0,600	0,025	
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Celková tloušťka a U_k		0,485		2,834
	Vnitřní stěna bez obkladu				
5	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Zdivo z keramických tvárnic 30 P+D P10	0,300	0,174	1,724	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Celková tloušťka a U_k		0,330		2,004
	Vnitřní stěna s obkladem				
6	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Keramický obklad	0,015	1,010	0,015	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Zdivo z keramických tvárnic 30 P+D P10	0,300	0,174	1,724	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Celková tloušťka a U_k		0,345		2,019
	Příčka bez obkladu				
7	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Zdivo z keramických tvárnic 14 P+D P10	0,140	0,174	0,805	
	Omítka vápennocementová	0,015	0,990	0,015	
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)			0,125	
	Celková tloušťka a U_k		0,170		1,085

Příčka s obkladem						
8	Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)				0,125	
	Keramický obklad	0,015	1,010	0,015		
	Omítka vápenocementová	0,015	0,990	0,015		
	Zdivo z keramických tvárnic 14 P+D P10	0,140	0,174	0,805		
	Omítka vápenocementová	0,015	0,990	0,015		
	Odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)				0,125	
	Celková tloušťka a U_k		0,185		1,100	0,909
	Okno plastové s dvojitým zasklením					
9	Plocha okna $S = 2,04 \text{ m}^2$			U_k	1,600	
Dveře						
10	Plocha dveří $S = 1,6, 1,9, 2,2 \text{ m}^2$			U_k	2,000	

3.2 Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty vytápěného prostoru

$$\Phi_i = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\theta,i} - \dot{Q}_t \quad (3.3)$$

kde:

Φ_i	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla dle vztahu (3.4)	[W]
$\Phi_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním	[W]
$f_{\Delta\theta,i}$	teplotní korekční činitel zohledňující dodatečné tepelné ztráty místností vytápěných na vyšší teplotu než sousední místnosti dle [3], s. 66, tab. D.12.	[-]
\dot{Q}_t	stálé tepelné zisky od technologie (spotřebičů), výpočet proveden v kapitole 4 dle vztahu (4.4)	[W]

3.2.1 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla

$$\Phi_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (3.4)$$

kde:

$\Phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
f_k	teplotní korekční činitel pro stavební část (k) při uvažování rozdílu teploty uvažovaného případu a výpočtové venkovní teploty dle [3], s. 66, tab. D.11	[-]
A_k	plocha stavební části	[m ²]

U_k	součinitel prostupu tepla stavební části viz tab. 3.1	[W/(m ² ·K)]
$\theta_{\text{int},i}$	výpočtová vnitřní teplota	[°C]
θ_e	výpočtová venkovní teplota	[°C]

3.2.2 Návrhová tepelná ztráta větráním

Návrhová tepelná ztráta větráním $\Phi_{V,i}$ se vypočítá dle vztahu (3.5).

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e) \quad (3.5)$$

$$\Phi_{V,i} = 14,9 \cdot (24 + 15)$$

$$\Phi_{V,i} = 581 \text{ W}$$

kde:

$\Phi_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním	[W]
$H_{V,i}$	součinitel návrhové tepelné ztráty větráním dle (3.6)	[W/K]
$\theta_{\text{int},i}$	výpočtová vnitřní teplota	[°C]
θ_e	výpočtová venkovní teplota	[°C]

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\text{inf},i} \quad (3.6)$$

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot 43,9$$

$$H_{V,i} = 14,9 \text{ W/K}$$

kde:

$H_{V,i}$	součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	[W/K]
$\dot{V}_{\text{inf},i}$	množství vzduchu přísávaného infiltrací dle vztahu (3.7)	[m ³ /h]

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad (3.7)$$

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 2 \cdot 243,7 \cdot 3 \cdot 0,03 \cdot 1$$

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 43,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde:

$\dot{V}_{\text{inf},i}$	množství vzduchu přísávaného infiltrací	[m ³ /h]
V_i	objem místnosti	[m ³]
n_{50}	intenzita výměny vzduchu při rozdílu tlaků 50 Pa mezi vnitřkem a vnějškem budovy dle ČSN EN 12831 [3], volíme 3 pro střední stupeň těsnosti pláště budovy	[h ⁻¹]
e_i	stínicí činitel dle ČSN EN 12831 [3], volíme 0,03 pro mírné zastínění a pro vytápěný prostor s více než jednou nechráněnou prostorovou výplní	[-]
ε_i	výškový korekční činitel dle ČSN EN 12831 [3], volíme 1 pro výšku místnosti nad zemí do 10 m	[-]

3.3 Návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i} \quad (3.8)$$

kde:

$\Phi_{HL,i}$	celkový návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
Φ_i	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru dle vztahu (3.3)	[W]
$\Phi_{RH,i}$	zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru dle (3.9)	[W]

Pro přerušovaně vytápěné prostory se stanoví zátopový tepelný výkon pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění dle (3.9)

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} \quad (3.9)$$

kde:

$\Phi_{RH,i}$	zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
A_i	podlahová plocha vytápěného prostoru	[m ²]
f_{RH}	zátopový součinitel závislý na druhu budovy, stavební konstrukci, době zátopu a předpokládaném poklesu vnitřní teploty během útlumu vytápění dle [3], s. 65, tab. D.10a. Pro dobu zátopu 4 h, střední hmotnost budovy a předpokládaný pokles teploty během nočního útlumu 2 K je $f_{RH} = 11$.	[-]

Výpočet celkové návrhové tepelné ztráty a celkového návrhového tepelného výkonu pro kuchyni je uveden v tab. 3.3.

Tab. 3.3 Výpočet návrhových tepelných ztrát a návrhového tepelného výkonu

Teplotní údaje					
Venkovní výpočtová teplota	θ_e	[°C]	-15		
Vnitřní výpočtová teplota	$\theta_{int,i}$	[°C]	24		
Výpočtový teplotní rozdíl	$\theta_{int,i} - \theta_e$	[°C]	39		
Tepelné ztráty prostupem tepla					
Kód	Stavební část	f_k	A_k	U_k	$f_k \cdot A_k \cdot U_k$
		[-]	[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[W/K]
1	Podlaha	0,30	67,76	0,357	7,26
2	Vnější stěna bez obkladu	1,00	14,59	0,355	5,18
3	Vnější stěna s obkladem	1,00	11,97	0,353	4,22
4	Okno	1,00	2,04	1,600	3,26
5	Dveře	1,00	1,90	2,600	4,94
Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem tepla		$H_{T,i} = \sum f_k \cdot A_k \cdot U_k$			24,86
		[W/K]			
Celková tepelná ztráta prostupem tepla		$\Phi_{T,i} = H_{T,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$			969,55
		[W]			
Tepelné ztráty větráním		$\Phi_{V,i}$			581,00
		[W]			
Celková tepelná ztráta prostupem tepla a větráním		$\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}$			1550,55
		[W]			
Korekční činitel na vyšší teplotu		$f_{\Delta\theta}$			1,00
		[-]			
Tepelné zisky od technologie		\dot{Q}_t			900,00
		[W]			
Návrhová tepelná ztráta prostupem a větráním		$\Phi_i = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\theta} - \dot{Q}_t$			650,55
		[W]			
Zátopový tepelný výkon					
Podlahová plocha		A_i			67,76
		[m ²]			
Zátopový součinitel		f_{RH}			11,00
		[W/m ²]			
Celkový zátopový tepelný výkon		$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}$			745,36
		[W]			
Návrhový tepelný výkon		$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i}$			1395,91
		[W]			

4. Výpočet tepelné zátěže

Výpočet byl proveden dle ČSN 73 0548 [4]. Tepelnou zátěž klimatizovaného prostoru počítáme pro 21. července, jako nejteplejší den roku. Vnitřní teplota $t_i = 26\text{ °C}$. Místnost 1.02 a místnosti v patře nad kuchyní jsou klimatizovány rovněž na 26 °C , teplota v ostatních místnostech sousedících s kuchyní je 30 °C , viz obr. 4.1. Místnost se nachází v přízemním podlaží budovy, takže podlaha sousedí s okolní zemínou.

4.1 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla

4.1.1 Produkce tepla lidí

Při výpočtu dle vztahu (4.1) uvažujeme pouze citemé teplo. Při určení produkce citemého tepla jednoho člověka uvažujeme výpočtovou teplotu v místnosti 26 °C .

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_{c(26^\circ\text{C})} \cdot i_e \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_l = 60 \cdot 6$$

$$\dot{Q}_l = 360\text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_l	produkce tepla lidí v místnosti	[W]
$\dot{Q}_{c(26^\circ\text{C})}$	produkce citemého tepla člověka při teplotě místnosti 26 °C a lehké práci dle [1], s. 159, tab. 3.2	[W]
i_e	ekvivalentní počet osob dle (4.2)	[-]

$$i_e = 0,85 \cdot i_z \cdot 0,75_d \cdot + i_m \quad (4.2)$$

$$i_e = 0,85 \cdot 0 \cdot 0,75 \cdot 0 + 6$$

$$i_e = 6$$

kde:

i_e	ekvivalentní počet lidí v místnosti	[-]
i_z	počet žen v místnosti	[-]
i_d	počet dětí v místnosti	[-]
i_m	počet mužů v místnosti	[-]

4.1.2 Produkce tepla svítidel

Při výpočtu dle vztahu (4.3) uvažujeme uměle osvětlenou plochu ve vzdálenosti větší než 5 m od okna. Hodnota c_2 byla zvolena 0,7, protože vzduch je odváděn z místnosti pod stropem.

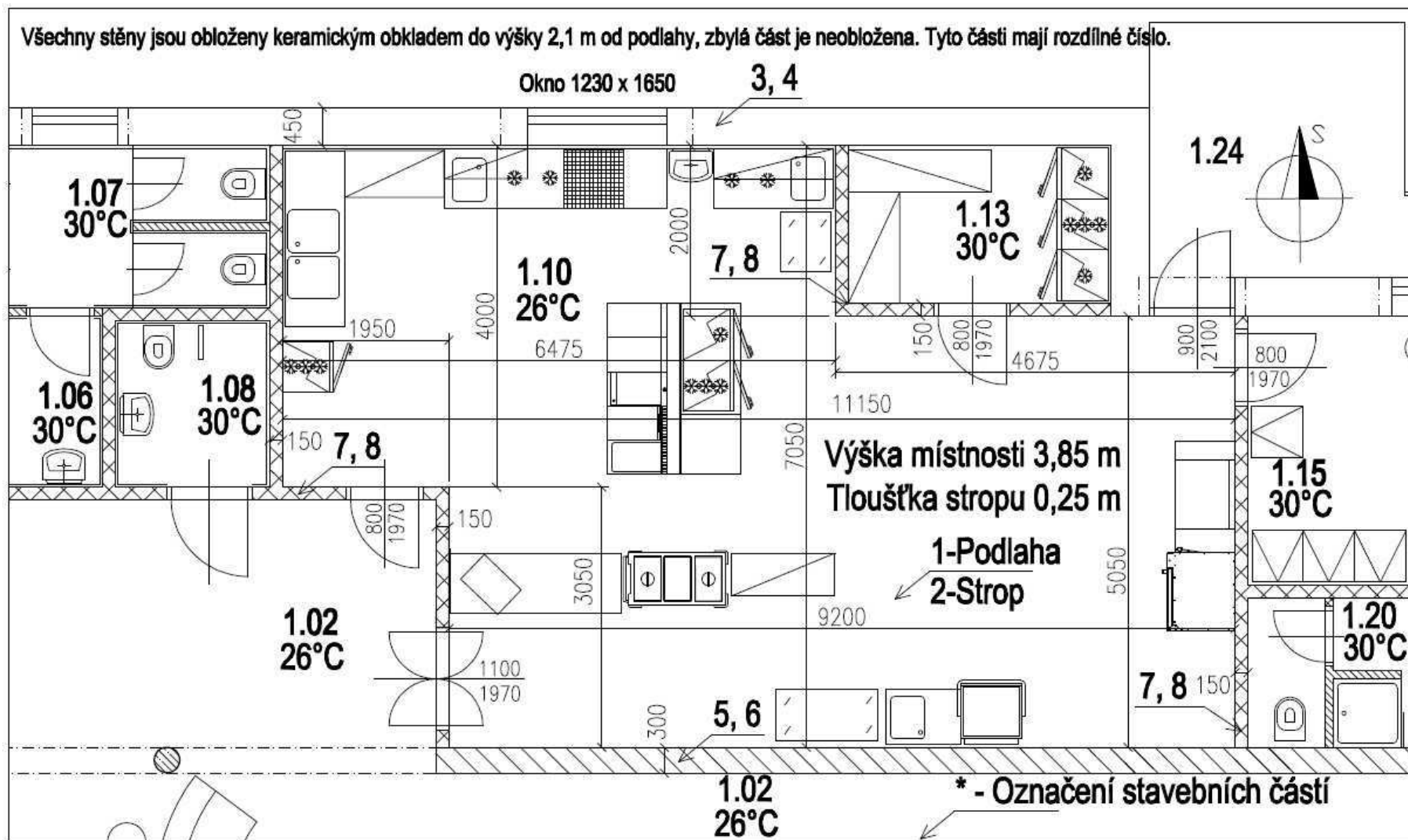
$$\dot{Q}_{sv} = \dot{P} \cdot S_{osv} \cdot c_1 \cdot c_2 \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{sv} = 13 \cdot 18,86 \cdot 1 \cdot 0,7$$

$$\dot{Q}_{sv} = 172\text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{sv}	tepelný zisk od svítidel	[W]
\dot{P}	měrný příkon svítidel pro zářivky dle [1], s. 159, tab. 3.3	[W/m ²]
S_{osv}	plocha místnosti osvětlená svítidly	[m ²]
c_1	součinitel současnosti chodu svítidel	[-]
c_2	zbytkový součinitel dle [1], s. 160	[-]



Obr. 4.1 Teploty v kuchyni a sousedních místnostech

Tab. 4.1 Tabulka místností

Číslo místnosti	Účel místnosti	Teplota v místnosti
1.02	RESTAURACE	26 °C
1.06	PŘEDSÍN WC	30 °C
1.07	WC	30 °C
1.08	WC	30 °C
1.10	KUCHYŇ	26 °C
1.13	SKLAD POTRAVIN	30 °C
1.15	ŠATNA, DENNÍ MÍSTNOST	30 °C
1.20	WC+SPRCHA	30 °C
1.24	NAKLÁDACÍ RAMPA	-

4.1.3 Tepelné zisky od technologie

Tepelné zisky od technologie se počítají z produkce citelného tepla spotřebičů dle (4.4).

$$\dot{Q}_t = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot \sum_0^8 \dot{Q}_{c,spot,i} \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_t = 0,7 \cdot 0,1 \cdot 0,8 \cdot 16081$$

$$\dot{Q}_t = 900 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_t	tepelné zisky od technologie	[W]
c_1	součinitel současnosti chodu spotřebičů	[-]
c_2	zbytkový součinitel při odsávání, $c_2 = 1 - \eta_{ods}$, kde účinnost odsávání η_{ods} je rovno 0,9, tedy 90 %	[-]
c_3	průměrné zatížení spotřebičů	[-]
$\dot{Q}_{c,spot,i}$	produkce citelného tepla jednotlivých spotřebičů	[W]

4.1.4 Tepelné zisky od ventilátorů

Elektromotor leží v proudu vzduchu, takže počítáme i s jeho účinností.

$$\dot{Q}_v = \frac{\dot{V}_{ods} \Delta p}{\eta_v \cdot \eta_m} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_v = \frac{1,31 \cdot 550}{0,7 \cdot 0,8}$$

$$\dot{Q}_v = 1287 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_v	tepelný zisk od ventilátorů	[W]
\dot{V}_{ods}	množství větracího vzduchu	[m ³ /s]
Δp	celkový tlak ventilátoru	[Pa]
η_v	účinnost ventilátoru	[-]
η_m	účinnost elektromotoru	[-]

4.1.5 Tepelné zisky ze sousedních místností

Tepelné zisky ze sousedních místností se spočítají dle vztahu (4.6).

$$\dot{Q}_{sm} = \sum \dot{Q}_{s,k} = \sum A_k \cdot U_k \cdot (t_{e,k} - t_i) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{sm} = -285 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{sm}	celkový tepelný zisk ze sousedních místností	[W]
$\dot{Q}_{s,k}$	tepelný zisk ze sousední místnosti (k)	[W]
A_k	plocha stěny mezi kuchyní a místností (k)	[m ²]
U_k	součinitel prostupu tepla stavební částí (k), viz tab. 3.2	[W/(m ² ·K)]
$t_{e,k}$	teplota na vnější straně konstrukce	[°C]
t_i	výpočtová teplota kuchyně, $t_i = 26 \text{ °C}$	[°C]

Hodnoty tepelných zisků pro jednotlivé místnosti jsou uvedeny v tab 4.2.

Tab. 4.2 Hodnoty tepelných zisků ze sousedních místností

Místnost	Kód stavební části viz tab. 3.2	A_k	U_k	$t_{e,k}$	$\dot{Q}_{s,k}$
		[m ²]	[W/(m ² ·K)]	[°C]	[W]
1.07	7	3,80	0,92	30	14
	8	3,99	0,91	30	15
1.08	7	3,90	0,92	30	14
	8	4,10	0,91	30	15
1.13	7	10,45	0,92	30	39
	8	9,37	0,91	30	34
	10	1,60	2,00	30	13
1.15	7	6,30	0,92	30	23
	8	5,02	0,91	30	18
	10	1,60	2,00	30	13
1.20	7	3,50	0,92	30	13
	8	3,68	0,91	30	13
Podloží	1	67,76	0,36	5	-508
Celkový tepelný zisk ze sousedních místností				[W]	-285

4.1.6 Celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů

$$\dot{Q}_{vz} = \dot{Q}_l + \dot{Q}_{sv} + \dot{Q}_t + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{sm} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{vz} = 360 + 172 + 900 + 1287 - 285$$

$$\dot{Q}_{vz} = 2434 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{vz}	celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů	[W]
\dot{Q}_l	produkce tepla lidí v místnosti	[W]
\dot{Q}_{sv}	tepelný zisk od svítidel	[W]
\dot{Q}_t	tepelné zisky od technologie	[W]
\dot{Q}_v	tepelný zisk od ventilátorů	[W]
\dot{Q}_{sm}	celkový tepelný zisk ze sousedních místností	[W]

4.2 Tepelné zisky z vnějšího prostředí

Výpočet se provádí pro každou hodinu pracovní směny (8.00-17.00) a je zpracován tabelárně v tab. 4.3, kde je vyznačena hodina s největšími tepelnými zisky, které budeme používat k dalším výpočtům. Potřebné rozměry místnosti jsou uvedeny na obr. 3.1. Vzorový výpočet je proveden dle vztahu (4.8) pro 21. července a 12 hodin, kdy předpokládáme největší tepelné zisky.

4.2.1 Tepelné zisky okny

a) Tepelné zisky prostupem tepla okny

$$\dot{Q}_{ok} = U_{ok} \cdot S_{ok} \cdot (t_e - t_i) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{ok} = 1,6 \cdot 2,03 \cdot (27,9 - 26)$$

$$\dot{Q}_{ok} = 6,2 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{ok}	tepelný zisk prostupem okny	[W]
U_{ok}	součinitel prostupu tepla oknem	[W/(m ² K)]
S_{ok}	plocha okna	[m ²]
t_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]

b) Tepelné zisky sluneční radiací

Výpočet sluneční deklinace

Sluneční deklinace je úhlová vzdálenost Slunce od zemského rovníku a vypočte se dle vztahu (4.9).

$$\delta = 23,5 \cdot \sin(30 \cdot (M - 1) + D - 81) \quad (4.9)$$

$$\delta = 23,5 \cdot \sin(30 \cdot 7 + 21 - 81)$$

$$\delta = 20,35^\circ$$

kde:

δ	sluneční deklinace	[°]
M	měsíc, pro který provádíme výpočet	[-]
D	den, pro který provádíme výpočet	[-]

Pro 21. července $M = 7$, $D = 21$.

Výška Slunce nad obzorem

$$h = \arcsin(0,766 \cdot \sin \delta - 0,643 \cdot \cos \delta \cdot \cos(15 \cdot 12)) \quad (4.10)$$

$$h = \arcsin(0,766 \cdot \sin 20,35 - 0,643 \cdot \cos 20,35 \cdot \cos(15 \cdot 12))$$

$$h = 60,37^\circ$$

kde:

h	výška Slunce nad obzorem	[°]
δ	sluneční deklinace	[°]
τ	sluneční čas	[h]

Sluneční azimut

Je vodorovný úhel polohy Slunce vůči severu, měřený po směru otáčení hodinových ručiček.

$$a = \arcsin\left(\frac{\sin(15\tau) \cos \delta}{\cos h}\right) \quad (4.11)$$

$$a = \arcsin\left(\frac{\sin(15 \cdot 12) \cos 20,35}{\cos 60,37}\right)$$

$$a = 180^\circ$$

kde:

a	sluneční azimut	[°]
τ	sluneční čas	[h]
δ	sluneční deklinace	[°]
h	výška Slunce nad obzorem	[°]

Ekvivalentní šířka slunolamu

Okno je orientováno přímo na sever, a z tohoto důvodu zde slunolam umístěn není.

Osluněná plocha oken

Na okno nedopadá žádné přímé sluneční záření.

Úhel stěny s vodorovnou rovinou a azimutový úhel normály stěny

Stěna je kolmá k zemi, takže úhel stěny s vodorovnou rovinou je $\alpha = 90^\circ$, azimutový úhel normály okna γ je roven $\gamma = 0^\circ$.

Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků θ

$$\theta = \arccos(\cosh \cdot \cos(a - \gamma)) \quad (4.12)$$

$$\theta = \arccos(\cos 60,37 \cdot \cos(180 - 0))$$

$$\theta = 119,6^\circ$$

kde:

θ	úhel mezi normálou okna a směrem paprsků	[°]
a	sluneční azimut	[°]
γ	azimutový úhel normály stěny	[°]
h	výška Slunce nad obzorem	[°]

Pokud bude θ větší než 90° , budeme jako jeho hodnotu brát právě hodnotu 90° .

Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou a orientovanou vůči paprskům

Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou ke směru slunečních paprsků

$$\dot{I}_{DK} = \dot{I}_0 \cdot e^{-\frac{z}{10} \cdot \left(\frac{16000-A}{16000+A} \cdot \frac{1}{\sin h} \right)^{0,8}} \quad (4.13)$$

$$\dot{I}_{DK} = 1350 \cdot e^{-\frac{4,5}{10} \cdot \left(\frac{16000-237}{16000+237} \cdot \frac{1}{\sin 60,37} \right)^{0,8}}$$

$$\dot{I}_{DK} = 826 \text{ W/m}^2$$

kde:

\dot{I}_{DK}	intenzita přímé sluneční radiace na kolmou plochu	[W/m ²]
\dot{I}_0	sluneční konstanta	[W/m ²]
z	součinitel znečištění atmosféry, tzv. Linkeho zákal	[-]
A	nadmořská výška oblasti	[m]
h	výška Slunce nad obzorem	[°]

Intenzita difuzní sluneční radiace

$$\dot{I}_d = \left(\dot{I}_0 - \dot{I}_{DK} - (1080 - 1,4 \cdot \dot{I}_{DK}) \cdot \sin^2 \cdot \frac{\alpha}{2} \right) \cdot \frac{\sin h}{3} \quad (4.14)$$

$$\dot{I}_d = \left(1350 - 826 - (1080 - 1,4 \cdot 826) \cdot \sin^2 \cdot \frac{90}{2} \right) \cdot \frac{\sin 60,37}{3}$$

$$\dot{I}_d = 163 \text{ W/m}^2$$

kde:

\dot{I}_d	intenzita difuzní radiace	[W/m ²]
\dot{I}_0	sluneční konstanta	[W/m ²]
\dot{I}_{DK}	intenzita přímé sluneční radiace na kolmou plochu	[W/m ²]
α	úhel stěny s vodorovnou rovinou	[°]
h	výška Slunce nad obzorem	[°]

Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním oknem

Poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním oknem

$$t_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100} \right)^5 \quad (4.15)$$

$$t_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{90}{100} \right)^5$$

$$t_D = 0,002$$

Ve výpočtech budeme uvažovat $t_D = 0$.

kde:

t_D	propustnost standardního okna	[-]
θ	úhel mezi normálou okna a směrem paprsků	[°]

Intenzita difuzní radiace procházející standardním oknem

$$\dot{I}_{okd} = t_{DO} \cdot \dot{I}_d \quad (4.16)$$

$$\dot{I}_{okd} = 0,85 \cdot 163$$

$$\dot{I}_{okd} = 138 \text{ W/m}^2$$

kde:

\dot{I}_{okd}	intenzita difuzní radiace procházející standardním oknem	[W/m ²]
t_{DO}	celková propustnost standardního okna difuzní radiací, $t_{DO} = 0,85$	[-]
\dot{I}_d	intenzita difuzní radiace	[W/m ²]

Celková intenzita sluneční radiace

$$\dot{I}_{ok} = \dot{I}_{DK} \cdot t_D + \dot{I}_{okd} \quad (4.17)$$

$$\dot{I}_{ok} = 826 \cdot 0 + 138$$

$$\dot{I}_{ok} = 138 \text{ W/m}^2$$

kde:

\dot{I}_{ok}	celková intenzita sluneční radiace	[W/m ²]
\dot{I}_{DK}	intenzita přímé sluneční radiace na kolmou plochu	[W/m ²]
t_D	propustnost standardního okna	[-]
\dot{I}_{okd}	intenzita difuzní radiace procházející standardním oknem	[W/m ²]

Tepelný zisk sluneční radiací

$$\dot{Q}_{rad} = S_o \cdot \dot{I}_{ok} \cdot s \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 1,76 \cdot 138 \cdot 0,9$$

$$\dot{Q}_{rad} = 219 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{rad}	tepelný zisk sluneční radiací	[W]
S_o	plocha zasklení oken, počítáme s šířkou rámu 5 cm	[m ²]
\dot{I}_{ok}	celková intenzita sluneční radiace	[W/m ²]
s	stínicí součinitel, $s = 0,9$ pro okno s dvojitým zasklením dle [1], s. 168, tab. 3.7	[-]

Hodnoty tepelného zisku z oslunění pro jednotlivé hodiny dne jsou uvedeny v tab. 4.3.

4.2.2 Tepelné zisky prostupem stěnou

Venkovní stěna se skládá ze dvou částí, jedna s obkladem a druhá bez obkladu. Pro každou tuto část bude výpočet proveden zvlášť. Stěna s obkladem má tloušťku 0,485 m, stěna bez obkladu má tloušťku 0,470 m. Stěna je považována za těžkou, pokud její tloušťka přesahuje nebo je rovna 0,450 m viz [1], s. 169. Výpočet tepelných zisků prostupem bude proveden dle vztahu (4.19) a (4.20) pro těžkou stěnu. Hodnoty součinitelů prostupu tepla stěnami a plochy stěn jsou uvedeny v tab. 3.2.

$$\dot{Q}_{S,1} = U_{S,1} \cdot S_{S,1} \cdot (t_{rm} - t_i) \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{S,1} = 0,355 \cdot 14,59 \cdot (26,2 - 26)$$

$$\dot{Q}_{S,1} = 1 \text{ W}$$

Tab. 4.3 Tepelné zisky sluneční radiací okny

Sluneční čas	τ	[h]	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Sluneční deklinace	δ	[°]	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35	20,35
Výška Slunce nad obzorem	h	[°]	24,99	34,60	43,84	52,04	58,07	60,37	58,07	52,04	43,84	34,60	24,99
Sluneční azimut	a	[°]	92,35	99,46	113,19	130,34	152,69	180,00	207,31	229,66	246,81	260,54	267,65
Úhel stěny s rovinou	α	[°]	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
Úhel normály stěny	γ	[°]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Úhel normály a paprsků	θ	[°]	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00	90,00
Intenzita na kolmou plochu	I_{DK}	[W/m ²]	562,40	676,37	748,70	793,44	817,93	825,73	817,93	793,44	748,70	676,37	562,40
Intenzita difuzní radiace	I_d	[W/m ²]	90,30	114,90	135,16	150,33	159,73	162,92	159,73	150,33	135,16	114,90	90,30
Propustnost přímé sluneční radiace standardním oknem	t_D	[-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Intenzita difuzní radiace standardním oknem	I_{okd}	[W/m ²]	76,75	97,67	114,89	127,78	135,77	138,48	135,77	127,78	114,89	97,67	76,75
Celková intenzita sluneční radiace standardním oknem	I_{ok}	[W/m ²]	76,75	97,67	114,89	127,78	135,77	138,48	135,77	127,78	114,89	97,67	76,75
Tepelný zisk sluneční radiací okny	Q_{rad}	[W]	121,57	154,71	181,98	202,40	215,06	219,36	215,06	202,40	181,98	154,71	121,57

$$\dot{Q}_{S,2} = U_{S,2} \cdot S_{S,2} \cdot (t_{rm} - t_i) \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{S,2} = 0,353 \cdot 11,97 \cdot (26,2 - 26)$$

$$\dot{Q}_{S,1} = 1 \text{ W}$$

kde:

$\dot{Q}_{S,1}$	tepelný zisk prostupem tepla stěnou bez obkladu	[W]
$U_{S,1}$	součinitel prostupu tepla stěnou bez obkladu	[W/(m ² ·K)]
$S_{S,1}$	plocha stěny bez obkladu dle vztahu (4.21)	[m ²]
$\dot{Q}_{S,2}$	tepelný zisk prostupem tepla stěnou s obkladem	[W]
$U_{S,2}$	součinitel prostupu tepla stěnou s obkladem	[W/(m ² ·K)]
$S_{S,2}$	plocha stěny s obkladem dle vztahu (4.21)	[m ²]
t_{rm}	průměrná rovnícná venkovní sluneční teplota vzduchu za 24 hodin dle [1], s. 170, tab. 3.9 pro severní stranu $t_{rm} = 26,2 \text{ °C}$	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota, $t_i = 26 \text{ °C}$	[°C]

Výpočet plochy stěny se provede pro stěnu s obkladem a stěnu bez obkladu dle vztahu (4.21).

$$S_{S,k} = l_k \cdot v_k - S_{v,k} \quad (4.21)$$

kde:

$S_{S,k}$	plocha stěny	[m ²]
l_k	délka stěny	[m]
v_k	výška stěny	[m]
$S_{v,k}$	plocha výplně ve stěně	[m ²]

4.2.3 Celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem

Celková tepelná zátěž citelným teplem se stanoví dle vztahu (4.22) jako součet tepelné zátěže citelným teplem od vnitřních zdrojů, tepelné zátěže z oslunění a tepelné zátěže prostupem tepla stěnami.

$$\dot{Q}_{i,c} = \dot{Q}_{vz} + \dot{Q}_{ok} + \dot{Q}_{rad,max} + \dot{Q}_{S,1} + \dot{Q}_{S,2} \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_{i,c} = 2434 + 6,2 + 219 + 1 + 1$$

$$\dot{Q}_{i,c} = 2661 \text{ W}$$

kde:

$\dot{Q}_{i,c}$	Celková tepelná zátěž citelným teplem	[W]
\dot{Q}_{vz}	celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů	[W]
\dot{Q}_{ok}	tepelný zisk prostupem okny	[W]
$\dot{Q}_{rad,max}$	nejvyšší hodnota tepelných zisků z oslunění v průběhu dne	[W]
$\dot{Q}_{S,1}$	tepelný zisk prostupem tepla stěnou bez obkladu	[W]
$\dot{Q}_{S,2}$	tepelný zisk prostupem tepla stěnou s obkladem	[W]

4.2.4 Tepelné zisky vázaným teplem (vodní zisky)

Produkce páry od lidí

$$\dot{M}_{w,l} = i_e \cdot \dot{m}_{w,l} \quad (4.23)$$

$$\dot{M}_{w,l} = 6 \cdot 134$$

$$\dot{M}_{w,l} = 804 \text{ g/h}$$

kde:

$\dot{M}_{w,l}$	celková produkce páry od lidí	[g/h]
i_e	ekvivalentní počet lidí v místnosti viz (4.2)	[-]
$\dot{m}_{w,l}$	produkce páry od jednoho člověka dle [1], s. 159, tab.3.2	[g/h]

Produkce páry od spotřebičů

$$\dot{M}_{w,s} = c_2 \cdot \sum_1^8 \dot{m}_w \quad (4.24)$$

$$\dot{M}_{w,s} = 0,1 \cdot 28760$$

$$\dot{M}_{w,s} = 2876 \text{ g/h}$$

kde:

$\dot{M}_{w,s}$	celková produkce páry od spotřebičů	[g/h]
c_2	zbytkový součinitel při odsávání, $c_2 = 1 - \eta_{ods}$, kde účinnost odsávání η_{ods} je rovno 0,9, tedy 90 %	[-]
\dot{m}_w	produkce páry od jednotlivých spotřebičů viz tab. 2.3	[g/h]

Tepelné zisky klimatizovaného prostoru vázaným teplem

$$\dot{Q}_{i,v} = l_{23} \cdot (c_1 \cdot c_3 \cdot \dot{M}_{w,s} + \dot{M}_{w,l}) \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{i,v} = 2,5 \cdot 10^6 \cdot (0,7 \cdot 0,8 \cdot 7,99 \cdot 10^{-4} + 2,23 \cdot 10^{-4})$$

$$\dot{Q}_{i,v} = 1676 \text{ W}$$

kde:

$\dot{Q}_{i,v}$	celkové tepelné zisky vázaným teplem	[W]
c_1	součinitel současnosti chodu spotřebičů	[-]
c_3	průměrné zatížení spotřebičů	[-]
l_{23}	měrné výparné teplo vody	[J/(kg·K)]
$\dot{M}_{w,l}$	celková produkce páry od lidí	[kg/s]
$\dot{M}_{w,s}$	celková produkce páry od spotřebičů	[kg/s]

5. Psychrometrické výpočty klimatizačního zařízení

Výpočet se provádí pro dva druhy provozů. Zimní a letní. Zařízení dimenzujeme pro provoz letní, protože zde vycházejí větší objemové toky vzduchu a rozměry zařízení než při provozu zimním, který se potom přizpůsobí. Při výpočtu používáme Mollierův i - x diagram vlhkého vzduchu. Použito bude jednokanálové klimatizační zařízení pracující pouze s venkovním vzduchem. Hodnoty konstant, s kterými budeme pracovat jsou uvedeny v tab. 5.1 a pro zjednodušení nejsou uvažovány jejich malé změny v závislosti na tlaku a teplotě.

Tab. 5.1 Hodnoty konstant

Výparné teplo vody	l_{23}	2500
	[kJ/kg]	
Měrná tepelná kapacita vody	c_w	4,2
	[kJ/(kg·K)]	
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c_{p,vzd}$	1,0
	[kJ/(kg·K)]	
Hustota standardního vzduchu	ρ_v	1,2
	[kg/m ³]	

5.1 Letní provoz klimatizačního zařízení

5.1.1 Počáteční parametry

Vnitřní vzduch

- $t_i = 26\text{ °C}$ - požadovaná teplota vzduchu uvnitř místnosti
- $\varphi_i = 50\%$ - požadovaná relativní vlhkost vzduchu uvnitř místnosti
- $x_i = 10,3\text{ g/kg}_{s.v.}$ - měrná vlhkost vzduchu uvnitř místnosti
- $i_i = 52,6\text{ kJ/kg}_{s.v.}$ - entalpie vzduchu uvnitř místnosti

Venkovní vzduch

- $t_e = 32\text{ °C}$ - výpočtová teplota venkovního vzduchu
- $t_{em} = 20\text{ °C}$ - teplota mokrého teploměru venkovního vzduchu
- $\varphi_e = 32\%$ - relativní vlhkost venkovního vzduchu
- $x_e = 9,42\text{ g/kg}_{s.v.}$ - měrná vlhkost venkovního vzduchu
- $i_e = 56,9\text{ kJ/kg}_{s.v.}$ - entalpie venkovního vzduchu

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem

- $\dot{Q}_{i,c} = 2661\text{ W}$ Výpočet uveden v kapitole 4.

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem

$$\dot{Q}_{i,v} = 1676 \text{ W} \quad \text{Výpočet uveden v kapitole 4.}$$

Množství větracího vzduchu

$$\dot{V}_{př} = \dot{V}_{ods} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h}$$

Výpočet uveden v kapitole 2.

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu

$$\dot{m}_{ve} = \frac{\dot{V}_{př} \cdot \rho_v}{3600} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{ve} = \frac{4722,31 \cdot 1,2}{3600}$$

$$\dot{m}_{ve} = 1,57 \text{ kg/s}$$

kde:

\dot{m}_{ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
$\dot{V}_{př}$	objemový tok přiváděného vzduchu	[m ³ /h]
ρ_v	hustota vzduchu	[kg/m ³]

Pro praktické výpočty nerozlišujeme mezi celkovým hmotnostním tokem vzduchu a hmotnostním tokem suché složky vzduchu, jejkož se tyto hodnoty liší o velmi málo.

5.1.2 Určení faktoru citelného tepla

$$g_i = \frac{\dot{Q}_{i,c}}{\dot{Q}_i} = \frac{\dot{Q}_{i,c}}{\dot{Q}_{i,c} + \dot{Q}_{i,v}} \quad (5.2)$$

$$g_i = \frac{2661}{2661 + 1676} = \frac{2661}{4337}$$

$$g_i = 0,61$$

kde:

g_i	faktor citelného tepla	[-]
$\dot{Q}_{i,c}$	tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem	[W]
$\dot{Q}_{i,23}$	tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem	[W]
\dot{Q}_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	[W]

5.1.3 Volba obtokového součinitele

Obtokový součinitel F volíme $F = 0,05$ pro provoz pouze s venkovním vzduchem.

5.1.4 Určení efektivního faktoru citelného tepla

$$g_{ef} = \frac{\dot{Q}_{ic,ef}}{\dot{Q}_{i,ef}} = \frac{\dot{Q}_{i,c} + F \cdot \dot{Q}_{ec}}{\dot{Q}_i + F \cdot \dot{Q}_e} \quad (5.3)$$

$$g_{ef} = \frac{2661 + 0,05 \cdot 9420}{4337 + 0,05 \cdot 6751}$$

$$g_{ef} = 0,67$$

kde:

g_{ef}	efektivní faktor citelného tepla	[-]
\dot{Q}_{ic}	tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem	[W]
F	obtokový součinitel chladiče	[-]
\dot{Q}_{ec}	tepelná zátěž citelným teplem z venkovního vzduchu (5.4)	[W]
\dot{Q}_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	[W]
\dot{Q}_e	celková tepelná zátěž z venkovního vzduchu (5.5)	[W]

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_{Ve} \cdot c_{p,vzd} \cdot (t_e - t_i) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{ec} = 1,57 \cdot 1000 \cdot (32 - 26)$$

$$\dot{Q}_{ec} = 9420 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{ec}	tepelná zátěž citelným teplem z venkovního vzduchu	[W]
\dot{m}_{Ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
$c_{p,vzd}$	měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku	[J/(kg·K)]
t_e	teplota venkovního vzduchu	[°C]
t_i	teplota vnitřního vzduchu	[°C]

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{Ve} \cdot (i_e - i_i) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_e = 1,57 \cdot (56900 - 52600)$$

$$\dot{Q}_e = 6751 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_e	celková tepelná zátěž z venkovního vzduchu	[W]
\dot{m}_{Ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
i_e	entalpie venkovního vzduchu	[J/kg _{s.v.}]
i_i	entalpie vnitřního vzduchu	[J/kg _{s.v.}]

5.1.5 Určení rosného bodu chladiče

V i - x diagramu vedeme bodem I přímkou, která má stejnou směrnici jako spojnice pólu P a hodnoty efektivního faktoru citelného tepla. V bodě, kde tato přímka protne křivku nasycení, se bude nacházet rosný bod chladiče.

Vlastnosti rosného bodu určeného odečtem z i - x diagramu viz obr. 5.1

$t_R = 9,1^\circ\text{C}$	- povrchová teplota chladiče
$\varphi_R = 100\%$	- stav nasycení
$x_R = 6,92 \text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$	- měrná vlhkost rosného bodu chladiče
$i_R = 26,9 \text{ kJ/kg}_{\text{s.v.}}$	- entalpie rosného bodu chladiče

5.1.6 Určení stavu vzduchu za chladičem

Stav vzduchu za chladičem (bod 2) se určí jako průsečík spojnice bodů E a R s hodnotou měrné vlhkosti vzduchu, která se vypočte dle vztahu (5.6).

$$x_2 = x_R + F \cdot (x_e - x_R) \quad (5.6)$$

$$x_2 = 6,92 + 0,05 \cdot (9,42 - 6,92)$$

$$x_2 = 7,05 \text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$$

kde:

x_2	měrná vlhkost vzduchu za chladičem	[g/kg _{s.v.}]
x_R	měrná vlhkost rosného bodu chladiče	[g/kg _{s.v.}]
F	obtokový součinitel chladiče	[-]
x_e	měrná vlhkost venkovního vzduchu	[g/kg _{s.v.}]

Vlastnosti stavu vzduchu za chladičem určeného odečtem z i - x diagramu viz obr. 5.1

$t_2 = 10,7^\circ\text{C}$	- teplota vzduchu za chladičem
$\varphi_2 = 92\%$	- relativní vlhkost vzduchu za chladičem
$x_2 = 7,05 \text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$	- měrná vlhkost vzduchu za chladičem
$i_2 = 28,7 \text{ kJ/kg}_{\text{s.v.}}$	- entalpie vzduchu za chladičem

5.1.7 Určení stavu přívodního vzduchu P

Stav vzduchu přiváděného do místnosti se určí v i - x diagramu jako průsečík spojnice bodů E a R se směrnici \mathcal{G}_i vedenou bodem I.

Vlastnosti bodu P určeného odečtem z i - x diagramu viz obr. 5.1

$t_P = 15,8^\circ\text{C}$	- teplota vzduchu přiváděného do místnosti
$\varphi_P = 70\%$	- relativní vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
$x_P = 7,63 \text{ g/kg}_{\text{s.v.}}$	- měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti
$i_P = 36 \text{ kJ/kg}_{\text{s.v.}}$	- entalpie vzduchu přiváděného do místnosti

5.1.8 Určení hmotnostního toku vzduchu chladičem

Výpočet množství vzduchu proudícího chladičem dle vztahu (5.9) vychází z rovnice vlhkostní bilance míšení, vztah (5.7), kdy se za chladičem mísí vzduch, který jím prošel (vzduch ve stavu 2) o hmotnostním toku \dot{m}_{V1} se vzduchem venkovním, který proudí obtokem o hmotnostním toku \dot{m}_{VO} , na stav vzduchu přiváděného do místnosti.

$$\dot{m}_{Ve} \cdot x_p = \dot{m}_{V1} \cdot x_2 + \dot{m}_{VO} \cdot x_e \quad (5.7)$$

kde

$$\dot{m}_{VO} = \dot{m}_{Ve} - \dot{m}_{V1} \quad (5.8)$$

\dot{m}_{VO} ze vztahu (5.8) dosadíme do vztahu (5.7), z kterého vyjádříme \dot{m}_{V1} , viz vztah (5.9).

$$\dot{m}_{V1} = \frac{x_p \cdot \dot{m}_{Ve} - x_e \cdot \dot{m}_{Ve}}{x_2 - x_e} \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_{V1} = \frac{7,63 \cdot 1,57 - 9,42 \cdot 1,57}{7,05 - 9,42}$$

$$\dot{m}_{V1} = 1,18 \text{ kg/s}$$

kde:

\dot{m}_{V1}	hmotnostní tok vzduchu proudící chladičem	[kg/s]
\dot{m}_{Ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
\dot{m}_{VO}	hmotnostní tok vzduchu proudící obtokem chladiče	[kg/s]
x_p	měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti	[g/kg _{s.v.}]
x_e	měrná vlhkost venkovního vzduchu	[g/kg _{s.v.}]
x_2	měrná vlhkost vzduchu ve stavu 2	[g/kg _{s.v.}]

Hmotnostní tok proudící obtokem chladiče vypočítáme dosazením do vztahu (5.8).

$$\dot{m}_{VO} = 1,57 - 1,18$$

$$\dot{m}_{VO} = 0,39 \text{ kg/s}$$

5.1.9 Kontrola pracovního rozdílu teplot

$$\Delta t_p = t_i - t_p \quad (5.10)$$

$$\Delta t_p = 26 - 15,8$$

$$\Delta t_p = 10,2 \text{ °C}$$

kde:

Δt_p	pracovní rozdíl teplot	[°C]
t_i	vnitřní teplota	[°C]
t_p	teplota přiváděného vzduchu	[°C]

Pro přívod vzduchu do místnosti budou použity výhradně výhradně vířivé anemostaty. Pracovní rozdíl teplot tedy vyhovuje.

5.1.10 Výpočet chladiče klimatizačního zařízení

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{V1} \cdot (i_2 - i_e) \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_{ch} = 1,18 \cdot (28700 - 56900)$$

$$\dot{Q}_{ch} = -33276 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{ch}	chladičí výkon chladiče klimatizačního zařízení	[W]
\dot{m}_{V1}	hmotnostní tok vzduchu chladičem	[kg/s]
i_2	entalpie vzduchu za chladičem	[g/kg _{s.v.}]
i_e	entalpie venkovního vzduchu	[g/kg _{s.v.}]

5.2 Zimní provoz klimatizačního zařízení

5.2.1 Počáteční parametry

Vnitřní vzduch

$t_i = 24 \text{ °C}$	- teplota vzduchu uvnitř místnosti
$\varphi_i = 60 \%$	- relativní vlhkost vzduchu uvnitř místnosti
$x_i = 11 \text{ g/kg}_{s.v.}$	- měrná vlhkost vzduchu uvnitř místnosti
$i_i = 52,8 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$	- entalpie vzduchu uvnitř místnosti

Venkovní vzduch

$t_e = -15 \text{ °C}$	- teplota venkovního vzduchu
$\varphi_e = 60 \%$	- relativní vlhkost venkovního vzduchu
$x_e = 0,54 \text{ g/kg}_{s.v.}$	- měrná vlhkost venkovního vzduchu
$i_e = -13,7 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$	- entalpie venkovního vzduchu

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem

$$\dot{Q}_{i,c} = -\Phi_i = -651 \text{ W} \quad \text{Výpočet uveden v kapitole 3.}$$

Tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem

$$\dot{Q}_{i,v} = 1676 \text{ W} \quad \text{Výpočet uveden v kapitole 4.}$$

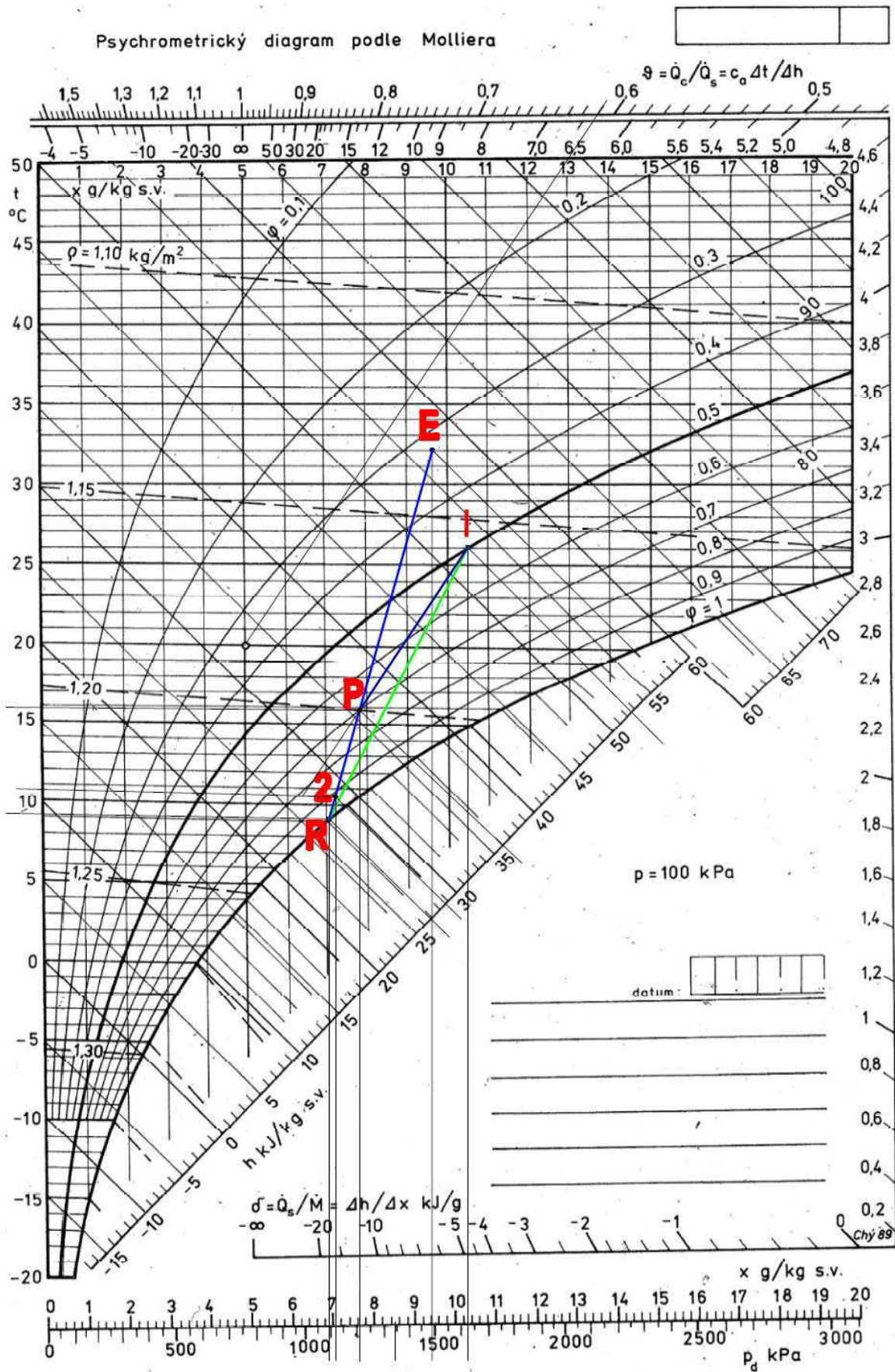
Množství větracího vzduchu

$$\dot{V}_{př} = \dot{V}_{ods} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h}$$

Výpočet uveden v kapitole 2.

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu

$$\dot{m}_{V_e} = 1,57 \text{ kg/s viz (5.1).}$$



Obr. 5.1 i-x diagram letního provozu klimatizačního zařízení

5.2.2 Určení faktoru citelného tepla

$$g_i = \frac{\dot{Q}_{i,c}}{\dot{Q}_i} = \frac{\dot{Q}_{i,c}}{\dot{Q}_{i,c} + \dot{Q}_{i,v}} \quad (5.12)$$

$$g_i = \frac{-651}{-651 + 1676} = \frac{-505,8}{1025}$$

$$g_i = -0,49$$

kde:

g_i	faktor citelného tepla	[-]
$\dot{Q}_{i,c}$	tepelná zátěž klimatizovaného prostoru citelným teplem	[W]
$\dot{Q}_{i,v}$	tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem	[W]
\dot{Q}_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	[W]

Směr g_i je mimo stupnici uvedeno v i - x diagramu, proto musíme použít směrové měřítko δ , které se určí dle vztahu (5.13).

$$\delta_i = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{M}_w} \cdot 10^{-6} \quad (5.13)$$

$$\delta_i = \frac{1025}{6,704 \cdot 10^{-4}} \cdot 10^{-6}$$

$$\delta_i = 1,5 \text{ kJ/g}$$

kde:

δ_i	směrové měřítko klimatizovaného prostoru	[kJ/g]
\dot{Q}_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	[W]
\dot{M}_w	celková produkce vodní páry v místnosti dle vztahu (5.14)	[kg/s]

$$\dot{M}_w = \frac{\dot{Q}_{i,v}}{l_{23}} \quad (5.14)$$

$$\dot{M}_w = \frac{1676}{2500 \cdot 10^3}$$

$$\dot{M}_w = 6,704 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

kde:

\dot{M}_w	celková produkce vodní páry v místnosti	[kg/s]
$\dot{Q}_{i,v}$	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem	[W]
l_{23}	měrné výparné teplo vody	[J/kg]

5.2.3 Určení stavu vzduchu přiváděného do místnosti

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{ve} \cdot (i_i - i_p) \quad (5.15)$$

$$i_p = i_i - \frac{\dot{Q}_i}{\dot{m}_{ve}} \quad (5.16)$$

$$i_p = 52800 - \frac{1025}{1,57}$$

$$i_p = 52147 \text{ J/kg}_{s.v.}$$

kde:

\dot{Q}_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	[W]
\dot{m}_{ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
i_i	entalpie vnitřního vzduchu	[J/kg _{s.v.}]
i_p	entalpie vzduchu přiváděného do místnosti	[J/kg _{s.v.}]

Stav vzduchu P přiváděného do místnosti se určí jako průsečík směnice δ_i vedené bodem I s entalpií i_p viz obr. 5.2.

Vlastnosti bodu P určeného odečtem z i - x diagramu viz obr. 5.2

$t_p = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$ - teplota vzduchu přiváděného do místnosti

$\varphi_p = 57 \%$ - relativní vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti

$x_p = 10,64 \text{ g/kg}_{s.v.}$ - měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti

$i_p = 52,1 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$ - entalpie vzduchu přiváděného do místnosti

Stav vzduchu za ohřivačem (bod 2)

$t_2 = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$ - teplota vzduchu za ohřivačem

$\varphi_2 = 4 \%$ - relativní vlhkost vzduchu za ohřivačem

$x_2 = 0,54 \text{ g/kg}_{s.v.}$ - měrná vlhkost vzduchu za ohřivačem

$i_2 = 26,8 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$ - entalpie vzduchu za ohřivačem

Přívodní venkovní vzduch bude dohříván po křivce konstantní měrné vlhkosti vzduchu až na teplotu přívodního vzduchu (bod 2). Dále je možnost použít zvlhčovač vzduchu. Kvůli nákladnému provozu je lépe zvlhčovač v kuchyňských provozech nepoužívat, takže použit nebude.

5.2.4 Návrh zařízení pro zpětné získávání tepla

Pro zpětné získávání tepla bude navržen výměník, který bude odebírat teplo odpadnímu vzduchu a předávat ho vzduchu přiváděnému. Volíme výměník deskový, aby byl izolován proud odpadního vzduchu obsahující zápachy z kuchyně od vzduchu venkovního. Výměník vybíráme pro průtok vzduchu 4722,31 m³/h dle firemních podkladů firmy REMAK, a.s. Zvolen byl výměník XPXQ 10/NP, jehož účinnost pro uvedený průtok je 78 %.

Účinnost výměníku ZZT

$$\eta_{\text{vým}} = \frac{t_z - t_e}{t_i - t_e} \quad (5.17)$$

kde:

$\eta_{\text{vým}}$	účinnost výměníku	[-]
t_z	teplota vzduchu ohřátého ve výměníku ZZT	[°C]
t_e	teplota venkovního vzduchu (bude ohříván)	[°C]
t_i	teplota vzduchu v místnosti (bude chazen)	[°C]

Pro výpočet výkonu ohříváče potřebujeme znát teplotu t_z vzduchu přiváděného zvenku, který se ohřál ve výměníku ZZT.

$$t_z = \eta_{\text{vým}} \cdot (t_i - t_e) + t_e = 0,78 \cdot (24 - (-15)) + (-15) = 0,78 \cdot (39) - 15 = 15,4 \text{ °C} \quad (5.18)$$

Stav ohřátého vzduchu za výměníkem ZZT je uveden v obr. 5.2 jako stav Z. Z obrázku je patrná úspora energie, kterou získáme použitím ZZT.

5.2.5 Výkon ohříváče

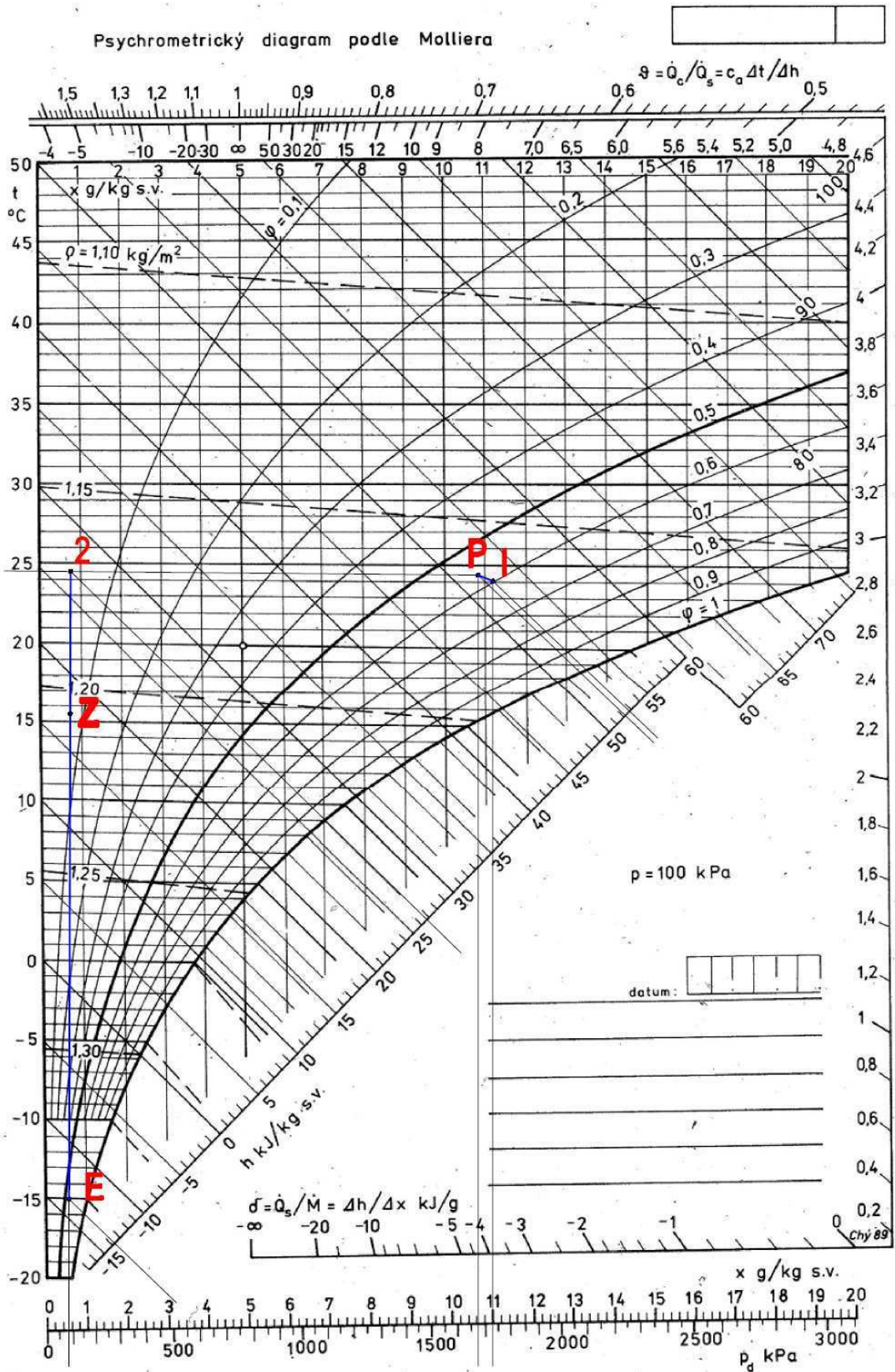
$$\dot{Q}_{oh} = \dot{m}_{ve} \cdot c_{p,vzd} \cdot (t_p - t_z) \quad (5.19)$$

$$\dot{Q}_{oh} = 1,57 \cdot 1000 \cdot (24,5 - 15,4)$$

$$\dot{Q}_{oh} = 14287 \text{ W}$$

kde:

\dot{Q}_{oh}	výkon ohříváče	[W]
\dot{m}_{ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
$c_{p,vzd}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/(kg·K)]
t_p	teplota vzduchu přiváděného do místnosti	[°C]
t_z	teplota vzduchu za výměníkem ZZT	[°C]



Obr. 5.2 i-x diagram zimního provozu klimatizačního zařízení

6. Návrh koncových prvků

6.1 Návrh koncových prvků pro odvod vzduchu z kuchyně

Pro návrh koncových prvků vycházíme z hodnot vypočtených v kap. 2. Objemové toky a navržené rozměry koncových prvků jsou uvedeny v tab. 6.1. K navrženým rozměrům digestoří volíme nejbližší vyšší rozměr z typizované řady dle katalogu firmy ATREA [8], [9]. Pro spotřebiče odsávané sběrným potrubím budeme navrhovat výústky dle katalogu firmy IMOS-ASEK [10].

Tab. 6.1 Navrhované rozměry koncových prvků

Název zařízení	Odsávané spotřebiče	Délka digestoře	Šířka digestoře	Objemový tok vzduchu
		L	B	\dot{V}_{ods}
		[mm]	[mm]	[m ³ /h]
D ₁	1, 2, 3, 4	2400	1100	2546,6
D ₂	5, 6	2400	1200	1251,2
D ₃	7	1545	1015	467
Sběrné potrubí	8	-	-	186,5

6.1.1 Návrh digestoře D₁

Digestoř D₁ je zvolena jako centrální. Dle firemních podkladů [9] volíme digestoř Standard-S (středová) viz obr. 6.1 s rozměry L = 2500 mm, B = 1200 mm, H = 465 mm a maximálním průtokem vzduchu 3200 m³/h. Zařízení je uchyceno na čtyřech závěsech o průměru 10 mm a má jedno odsávací potrubí. Odsávací potrubí je průměru 400 mm, obsahuje 5 kusů tukových filtrů a má tlakovou ztrátu 72 Pa.

Kontrola filtrů:

$$\frac{\dot{V}_{ods,D1}}{n} = \frac{2546,6}{5} = 509 \text{ m}^3/\text{h/ks} \quad (6.1)$$

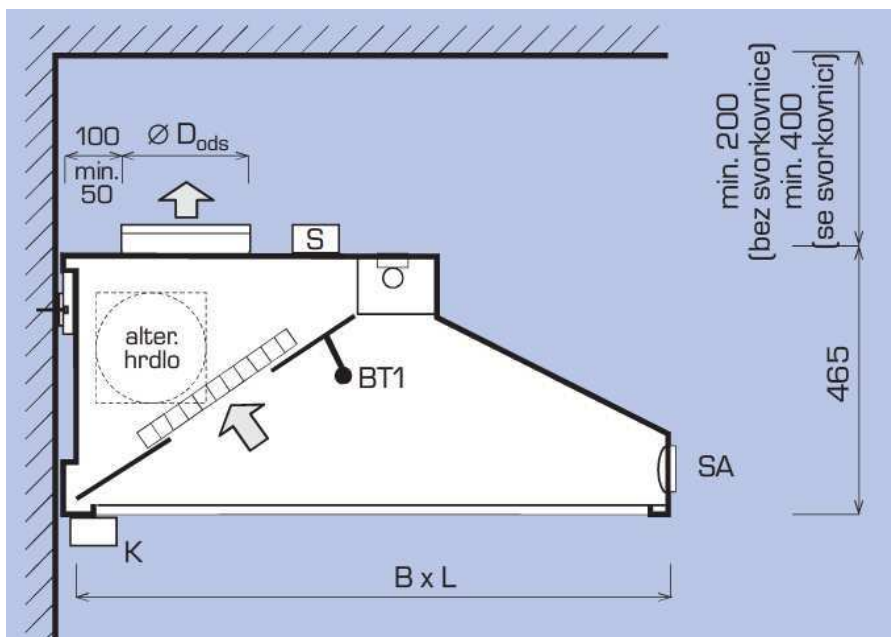
kde:

$$\begin{array}{lll} \dot{V}_{ods,D1} & \text{množství vzduchu odsávané digestoří D}_1 & [\text{m}^3/\text{h}] \\ n & \text{počet filtrů} & [-] \end{array}$$

Vypočtený průtok spadá do optimální oblasti dle [9].

6.1.2 Návrh digestoře D₂

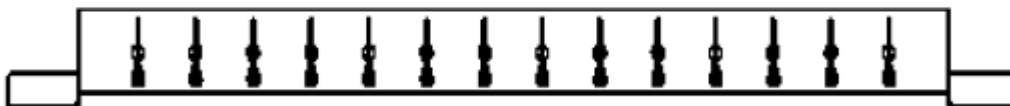
Digestoř D₂ volíme dle firemních podkladů [9] typu Standard-N (nástěnná) viz obr. 6.2 s rozměry L = 2500 mm, B = 1200 mm, H = 465 mm a maximálním průtokem vzduchu 3200 m³/h. Zařízení je ukotveno na konzoli na zdi a má jedno odsávací potrubí. Odsávací potrubí je průměru 280 mm, obsahuje 3 kusy tukových filtrů a má tlakovou ztrátu 65 Pa.



Obr. 6.2 Kuchyňská digestoř Standard-N [9]

6.1.4 Návrh výústky do sběrného potrubí pro zařízení 8

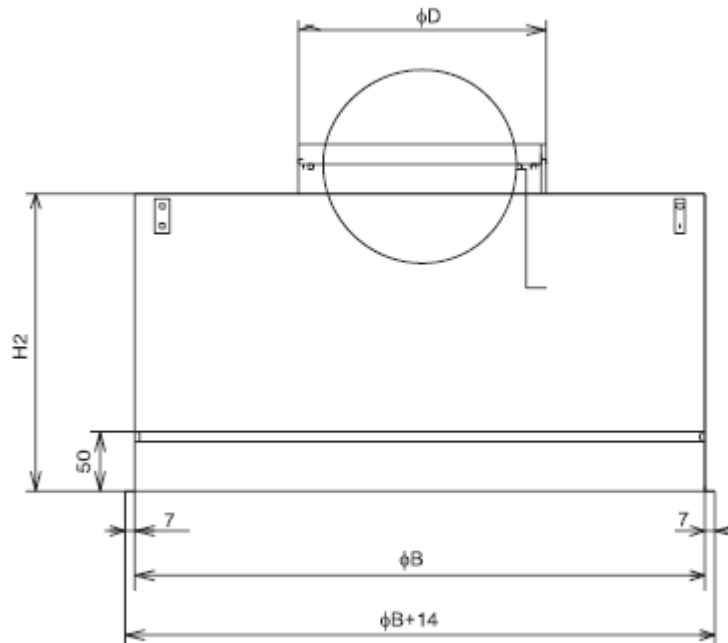
Zařízení 8 (myčka nádobí) produkuje pouze citelné teplo a vodní páru, není proto nutné použití tukových filtrů. Volíme odsávací mřížku IMOS-VN1-825×100 z nerezového plechu a jednou řadou lamel dle obr. 6.3. Tlaková ztráta pro průtok 186,5 m³/h je dle [10] rovna 2 Pa.



Obr. 6.3 Odsávací mřížka IMOS-VN1 [10]

6.2 Návrh koncových prvků pro přívod vzduchu do kuchyně

Pro přívod vzduchu do kuchyně budou navrženy vířivé výústky s pevnými lamelami od firmy IMOS-ASEK. Tyto výústky zajišťují dostatečné promíšení přívodního vzduchu se vzduchem v místnosti, dovolují tak větší pracovní rozdíl teplot a používají se pro přívod vzduchu v zimě i v létě. Výústky budou napojeny na potrubí vertikálně, jak ukazuje obr. 6.4.



Obr. 6.4 Vertikální napojení výústky na potrubí [11]

6.2.1 Základní parametry pro návrh

- teplota vzduchu v místnosti $t_i = 26 \text{ }^\circ\text{C}$
- pracovní rozdíl teplot $\Delta t_p = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ viz kap. 5
- rychlost vzduchu v zóně pobytu $w_{H1} \leq 0,2 \text{ m/s}$

6.2.2 Objemový tok vzduchu přiváděného do místnosti všemi výústkami

$$\dot{V}_{vy} = \dot{V}_{př} \quad (6.4)$$

$$\dot{V}_{vy} = 4722,31 \text{ m}^3/\text{h}$$

kde:

\dot{V}_{vy}	obj. tok vzduchu přiváděného do místnosti výústkami	$[\text{m}^3/\text{h}]$
$\dot{V}_{př}$	celkové množství vzduchu přiváděného do místnosti	$[\text{m}^3/\text{h}]$

6.2.3 Objemový tok vzduchu přiváděného do místnosti jednou výústkou

$$\dot{V}_{lv} = \frac{\dot{V}_{vy}}{n} = \frac{4722,31}{8} = 590 \text{ m}^3/\text{h} \quad (6.5)$$

kde:

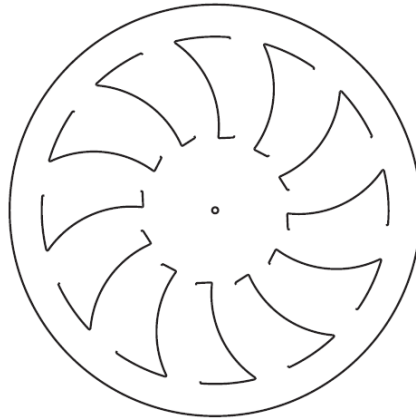
\dot{V}_{lv}	obj. tok vzd. přiváděného do místnosti jednou výústkou	$[\text{m}^3/\text{h}]$
\dot{V}_{vy}	obj. tok vzd. přiváděného do místnosti všemi výústkami	$[\text{m}^3/\text{h}]$
n	navržený počet výústek, volíme $n = 8$	$[-]$

6.2.4 Návrh výústky

Dle [11] byla navržena výústka IMOS-VVKN-B-K-P-V-1-K-500-RAL9010. Výústka je vířivá, typu B viz obr. 6.5, s kruhovou čelní deskou, s vertikálním přívodem vzduchu a regulací v kruhovém nástavci a kruhovou krabicí. Výústky jsou opatřeny bílým nátěrem.

Rozměry: viz obr. 6.4

$\phi D = 198 \text{ mm}$, $\phi B = 470 \text{ mm}$ a $H2 = 200 \text{ mm}$.



Obr. 6.5 výústka IMOS-VVKN-B-K [11]

6.2.5 Výstupní rychlost vzduchu z výústky

$$w_0 = \frac{\dot{V}_{1v}}{3600 \cdot S_0} \quad (6.6)$$

$$w_0 = \frac{590}{3600 \cdot 0,03}$$

$$w_0 = 5,46 \text{ m/s}$$

kde:

w_0	výstupní rychlost vzduchu z výústky	[m/s]
\dot{V}_{1v}	obj. tok vzd. přiváděného do místnosti jednou výústkou	[m ³ /h]
S_0	efektivní plocha desky dle [11], tab. 2	[m ²]

6.2.6 Stanovení rychlosti vzduchu v pracovní výšce

$$H_1 = h - h_{pr} \quad (6.7)$$

$$H_1 = 2,7 - 1,8$$

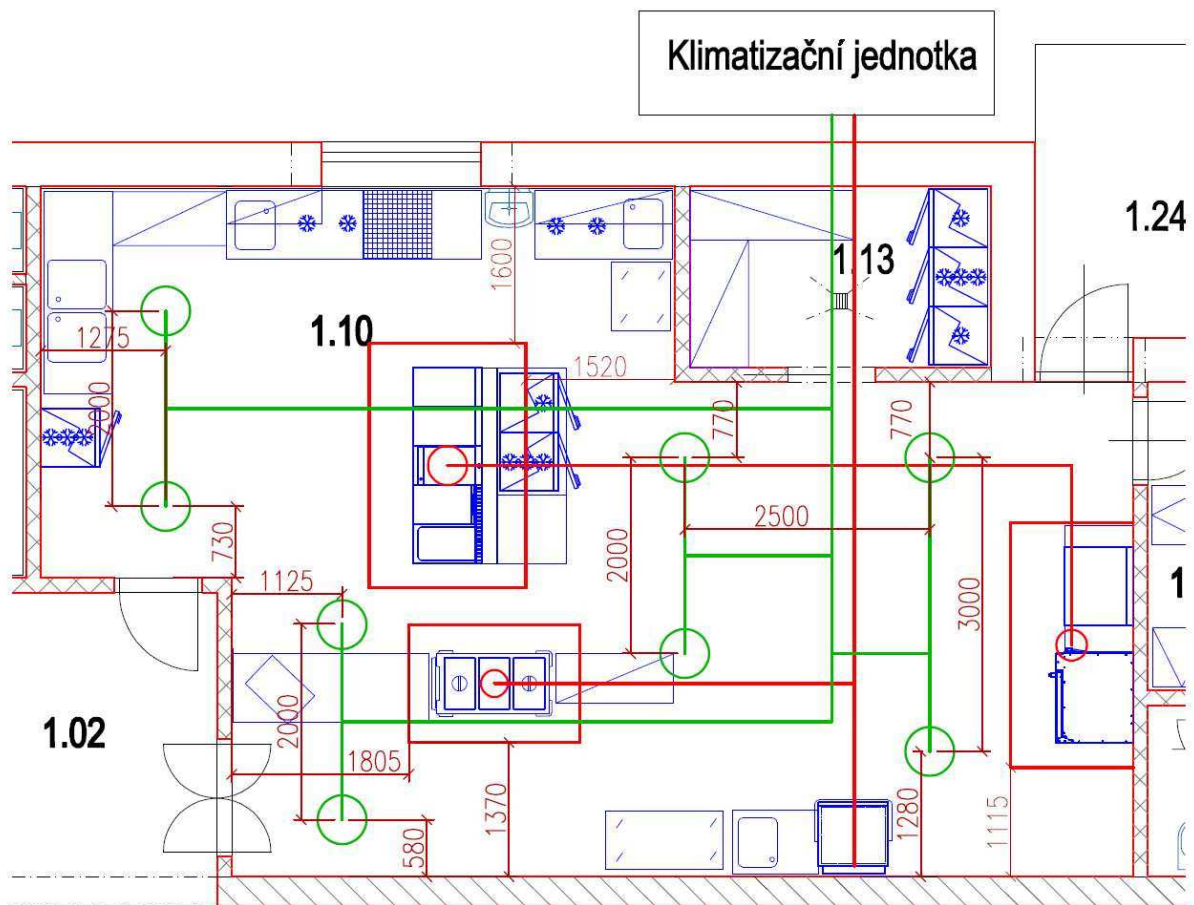
$$H_1 = 0,9$$

kde:

H_1	vzdálenost pracovní výšky od spodní hrany výústky	[m]
h	výška spodní hrany výústky nad podlahou, volíme stejnou, jako je výška instalovaného podhledu, v němž je výústka umístěna, $h = 2,7 \text{ m}$	[m]
h_{pr}	vzdálenost pracovní výšky od podlahy dle [11]	[m]

Vzdálenost mezi výústkami v prostoru $A = 2,3 \text{ m}$.

Pro zadaný průtok, H_1 a A najdeme dle [11] v diagramu 14 rychlost proudu v pracovní výšce $w_{H1} = 0,48 \text{ m/s}$. Rychlost je vyhovující. Rozvody vzduchu jsou zobrazeny na obr. 6.6. ODTAH VZDUCHU je zobrazen červenou, PŘÍVOD VZDUCHU je zobrazen zelenou čarou.



Obr. 6.6 Návrh umístění příváděcích a odváděcích prvků v kuchyni

6.2.7 Kontrola pracovního rozdílu teplot

Kontrola pro výústku v prostoru

$$L = \frac{A}{2} + H_1 = \frac{2,3}{2} + 0,9 = 2,1 \text{ m} \quad (6.8)$$

kde:

L	vzdálenost dosahu proudu v prostoru	[m]
A	vzdálenost mezi výústkami v prostoru	[m]
H_1	vzdálenost pracovní výšky od spodní hrany výústky	[m]

V podkladech [11], diagramu 17 najdeme velikost poměru $\frac{\Delta T_L}{\Delta t_p}$. Pro $L = 2,1 \text{ m}$ je $\frac{\Delta T_L}{\Delta t_p} = 0,13$.

$$\Delta T_L = 0,13 \cdot \Delta t_p = 0,13 \cdot 10 = 1,3 \text{ K} \quad (6.9)$$

kde:

ΔT_L rozdíl mezi tepl. v místnosti a tepl. v pracovní výšce [K]

Δt_p pracovní rozdíl teplot mezi vzduchem v místnosti a [K]

vzduchem přívodním

Kontrola pro výústku u stěny

$$L = A' + H_1 = 1,2 + 0,9 = 2,1 \text{ m} \quad (6.10)$$

A' je průměrná vzdálenost výústky od stěny.

V [11], diagramu 17, najdeme velikost poměru $\frac{\Delta T_L}{\Delta t_p}$. Pro $L = 2,1$ m je $\frac{\Delta T_L}{\Delta t_p} = 0,13$.

$$\Delta T_L = 0,13 \cdot \Delta t_p = 0,13 \cdot 10 = 1,3 \text{ K} \quad (6.11)$$

V obou případech rozdíl mezi teplotou v místnosti a teplotou v pracovní výšce vyhovuje.

6.2.8 Stanovení tlakové ztráty a hladiny akustického výkonu výústky

Všechny použité výústky jsou stejné, takže uvedené hodnoty a postupy budou platit pro všechny výústky. Tlakovou ztrátu a hladinu akustického tlaku výústky stanovíme na základě známého průtoku a rozměrů výústky dle [11], diagram 3.

Tlaková ztráta jedné výústky: $\Delta p_1 = 55 \text{ Pa}$

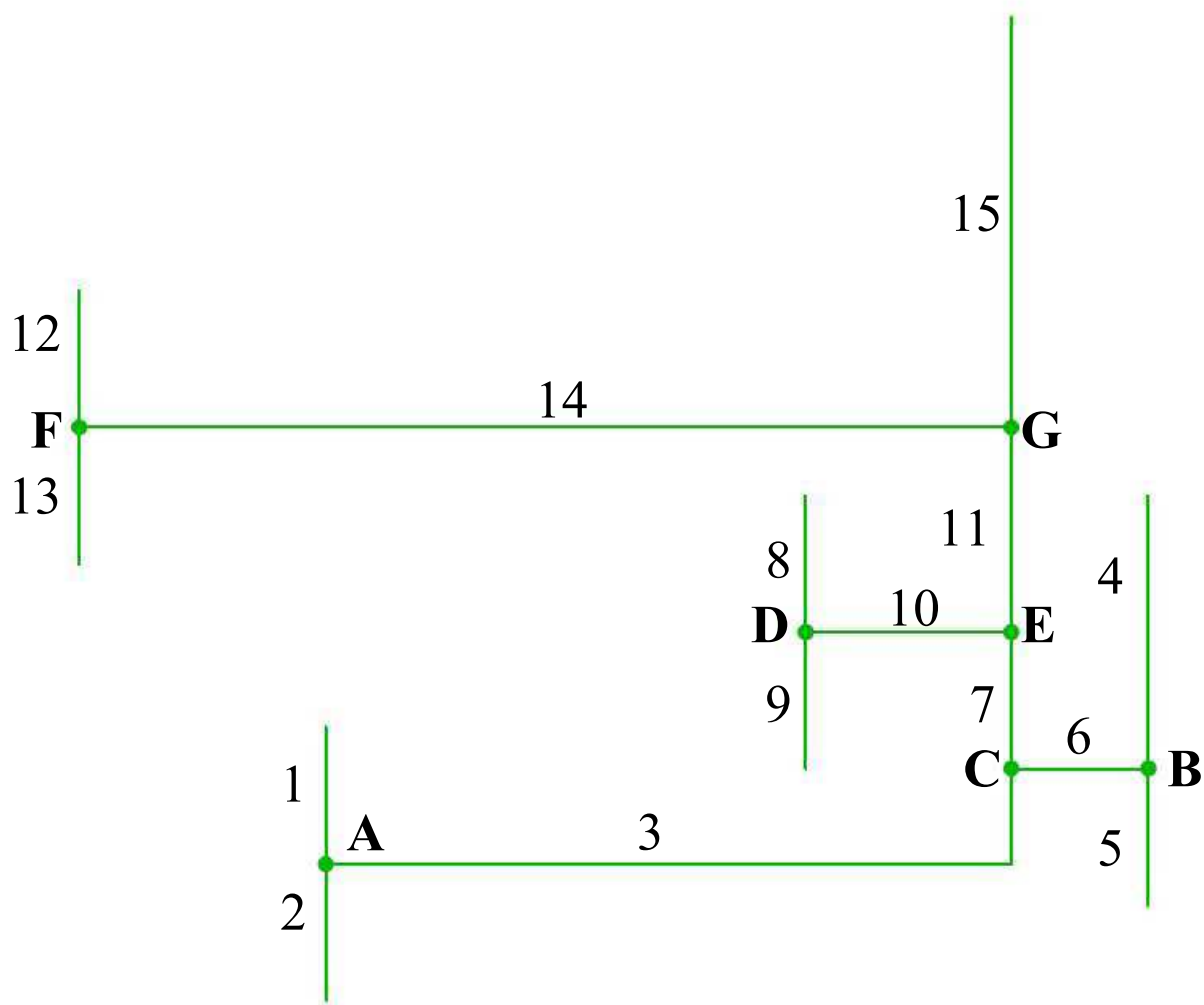
Hladina akustického výkonu jedné výústky: $L_{WA} = 50 \text{ dB}$

7. Návrh vzduchovodů

Návrh vzduchovodů se bude skládat z návrhu vzduchovodů pro přívod vzduchu a z návrhu vzduchovodů pro odvod vzduchu. Vzduchovody musí být tepelně izolované, aby se zamezilo únikům tepla a kondenzaci vlhkosti na vnějšku vzduchovodu. Vzduchovod pro odvod vzduchu je osazen sběrnou nádobou či potrubím pro odvod kondenzátu a minimální spád potrubí bude 1 % ve směru proudění vzduchu. Každé 3 m vzduchovodu bude umístěn revizní otvor pro čištění vzduchovodů od tuků, které nebyly zachyceny filtry. Pro případ požáru jsou obě potrubí osazena protipožárními klapkami, které jsou instalovány v obou potrubích na jejich vstupu z venku do objektu.

7.1 Návrh přívodního vzduchovodu

Pro přívod vzduchu do kuchyně bylo zvoleno kruhové potrubí SPIRO od firmy IMOS-ASEK [12]. Potrubní síť včetně rozdělení na úseky a uzlové body je na obr. 7.1. Čísla jsou vyznačeny úseky, písmeny pak jednotlivé uzly. Přibližná orientace celého systému je na obr. 6.6 a délky jednotlivých úseků jsou uvedeny v tab. 7.1.



Obr. 7.1. Přívodní síť vzduchovodů

7.1.1 Vztahy pro výpočty jednotlivých veličin

Rychlost proudění vzduchu v potrubí

$$w_{us} = \dot{V}_{us} \cdot \frac{4}{\pi \cdot D_{us}^2} \quad (7.1)$$

kde:

w_{us}	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
\dot{V}_{us}	objemový tok v potrubí pro daný úsek	[m ³ /s]
D_{us}	průměr potrubí pro daný úsek	[m]

Měrný tlakový spád pro vzduchovod se standardní drsností $\varepsilon = 0,15$ mm [1], s. 248

$$R_{us} = 0,01218 \cdot w_{us}^{1,875} \cdot D_{us}^{-1,235} \quad (7.2)$$

kde:

R_{us}	měrný tlakový spád pro daný úsek	[Pa/m]
w_{us}	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
D_{us}	průměr potrubí pro daný úsek	[m]

Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_L = R_{us} \cdot L_{us} \quad (7.3)$$

kde:

Δp_L	tlaková ztráta třením – délková ztráta	[Pa]
R_{us}	měrný tlakový spád pro daný úsek	[Pa/m]
L_{us}	délka daného úseku	[m]

Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_m = \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \sum \xi \quad (7.4)$$

kde:

Δp_m	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
ξ	součinitel místních ztrát	[-]
w	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
ρ	hustota vzduchu	[kg/m ³]

Tlaková ztráta koncového prvku se připočítává k tlakové ztrátě větve, v níž je umístěn.

Celková tlaková ztráta

$$\Delta p_z = \Delta p_L + \Delta p_m \quad (7.5)$$

kde:

Δp_z	celková tlaková ztráta	[Pa]
Δp_L	tlaková ztráta třením – délková ztráta	[Pa]
Δp_m	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]

Tab. 7.1 Tlakové ztráty pro přívodní potrubí a jeho rozměry

Číslo úseku	Objemový průtok	Délka úseku	Průměr vzdvodu	Průřez	Rychlost proudění	Tlakový spád	Tlaková ztráta třením	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta koncového prvku	Celková tlaková ztráta
	\dot{V}	L	D	S	w	R	Δp_L	Δp_m	Δp_{kp}	Δp_z
-	[m ³ /s]	[m]	[mm]	[m ²]	[m/s]	[Pa/m]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
2	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
3	0,328	5,0	250	0,049	6,68	2,37	11,87	8	0	19,9
4	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
5	0,164	2,0	200	0,031	5,22	1,97	3,94	0	55	58,9
6	0,328	1,0	250	0,049	6,68	2,37	2,37	8	0	10,4
7	0,656	1,0	300	0,071	9,27	3,51	3,51	20	0	23,5
8	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
9	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
10	0,328	1,5	250	0,049	6,68	2,37	3,56	8	0	11,6
11	0,983	1,5	355	0,099	9,93	3,24	4,86	45	0	49,9
12	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
13	0,164	1,0	200	0,031	5,22	1,97	1,97	0	55	57,0
14	0,328	6,8	250	0,049	6,68	2,37	16,14	8	0	24,1
15	1,311	8,0	400	0,126	10,43	3,07	24,53	92	0	116,5

7.1.2 Určení tlakových ztrát jednotlivých úseků

Tlakové ztráty třením, místními odpory a celkové tlakové ztráty jednotlivých úseků se počítají dle vztahů (7.3), (7.4) a (7.5) a jsou uvedeny v tab 7.1.

7.1.3 Určení magistrály

Magistrála je větev která má největší tlakovou ztrátu. Skládá se z úseků 1 + 3 + 7 + 11 + 15 viz obr. 7.1. Rychlosti na magistrále musí být voleny tak, aby směrem k ventilátoru neklesaly a pokud stoupají, aby stoupaly minimálně. Tlaková ztráta magistrály je 266,7 Pa.

7.1.4 Doregulování vzduchovodů

Vedlejší větve vzduchovodů jsou doregulovány vzhledem k magistrále, která má největší tlakovou ztrátu. Doregulování se provádí ke každému uzlu zvlášť. Jako vzorový je uveden výpočet pro uzel B. Doregulování se provádí pomocí regulační klapky, kterou je vybaven každý koncový prvek. Všechny koncové prvky jsou schopny pomocí natočení regulační klapky doregulovat maximální tlakovou ztrátu 110 Pa při natočení regulační klapky o 45 ° viz [11], tab. 4.

$$\Delta p_{z5} \leq \Delta p_{z4} \quad (7.6)$$

Po doregulování musí platit:

$$\Delta p_{z5} = \Delta p_{z4} + \Delta p_{4reg} \quad (7.7)$$

kde:

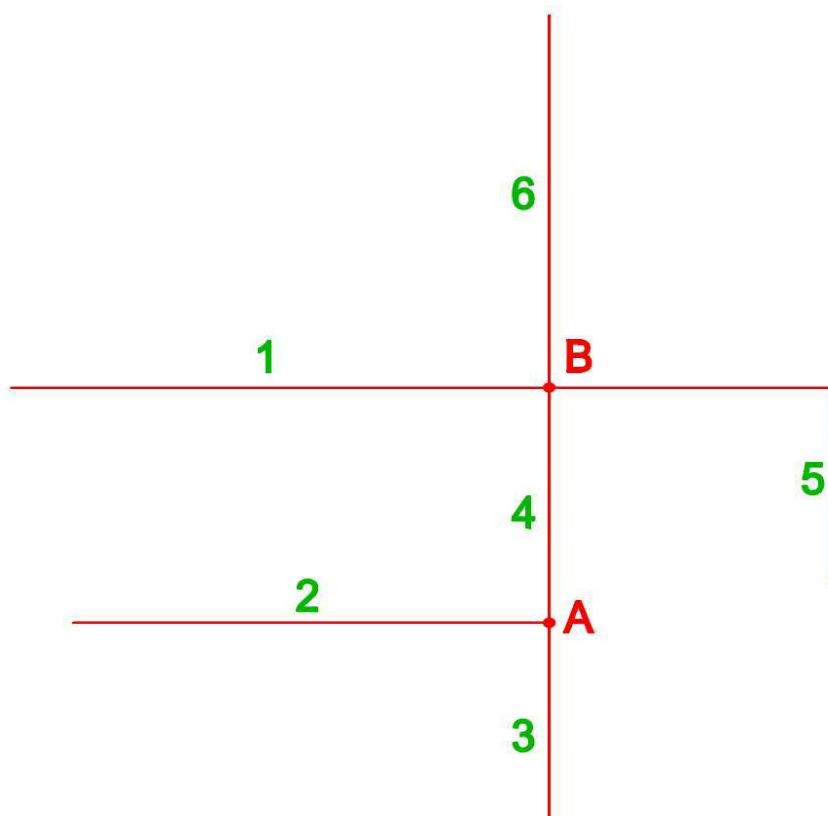
Δp_{z5}	tlaková ztráta větve číslo 5	[Pa]
Δp_{z4}	tlaková ztráta větve číslo 4	[Pa]
Δp_{4reg}	doregulovaná tlaková ztráta koncového prvku ve větvi 4	[Pa]

7.2 Návrh odtahového vzduchovodu

Pro odvod vzduchu z kuchyně bylo zvoleno čtyřhranné potrubí od firmy STEELTECH [15]. Potrubní síť včetně rozdělení na úseky a uzlové body je na obr. 7.2. Čísly jsou vyznačeny úseky, písmeny pak jednotlivé uzly. Přibližná orientace celého systému je na obr. 6.7 a délky jednotlivých úseků jsou uvedeny v tab. 7.3.

Tab. 7.2 Doregulování vzduchovodů na přívodu

Číslo úseku	Uzel	Tlaková ztráta	Doregulovaný tlak
[hlavní nebo vedlejší větve] regulované větve			
-		[Pa]	[Pa]
[1]	A	57,0	0,0
2		57,0	
[1, 3]	C	76,8	9,5
6, 4		67,3	
[4]	B	66,5	7,5
5		58,9	
[1, 3, 7]	E	100,3	31,8
10, 8		68,5	
[8]	D	88,8	31,8
9		57,0	
[1, 3, 7, 11]	G	150,2	69,1
14, 12		81,1	
[12]	F	57,0	0
13		57,0	



Obr. 7.2 Síť vzduchovodů pro odtah vzduchu z kuchyně

Tab. 7.3 Tlakové ztráty pro odsávací potrubí

Číslo úseku	Objemový průtok	Délka úseku	Rozměry potrubí		Ekvivalentní průměr dle rychlosti	Rychlost proudění	Tlakový spád	Tlaková ztráta třením	Tlaková ztráta místními odpory	Tlaková ztráta koncového prvku	Celková tlaková ztráta
	\dot{V}	L	A	B	d_w	w	R	Δp_L	Δp_m	Δp_{kp}	Δp_z
-	[m ³ /s]	[m]	[mm]	[mm]	[mm]	[m/s]	[Pa/m]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
1	0,707	4,2	500	355	415	1,704	0,098	0,411	0	70	70,4
2	0,205	3,7	280	160	204	1,008	0,088	0,326	0	65	65,3
3	0,052	1,9	100	125	111	0,466	0,044	0,083	0	2	2,1
4	0,257	2,2	280	160	204	1,262	0,135	0,296	9	0	9,3
5	0,348	4,1	400	225	288	1,207	0,081	0,330	25	72	97,3
6	1,312	13,6	500	250	333	3,936	0,617	8,398	56	0	64,4

7.2.1 Vztahy pro výpočty jednotlivých veličin

Rychlost proudění vzduchu v potrubí

$$w_{us} = \frac{\dot{V}_{us}}{3600 \cdot A \cdot B} \quad (7.8)$$

Ekvivalentní průměr podle rychlosti

$$d_w = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B} \quad (7.9)$$

kde:

w_{us}	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
\dot{V}_{us}	objemový tok v potrubí pro daný úsek	[m ³ /s]
A, B	délky stran čtyřhranného potrubí	[m]
d_w	ekvivalentní průměr podle rychlosti	[m]

Měrný tlakový spád pro vzduchovod se standardní drsností $\varepsilon = 0,15$ mm [1], s. 248

$$R_{us} = 0,01218 \cdot w_{us}^{1,875} \cdot d_w^{-1,235} \quad (7.10)$$

kde:

R_{us}	měrný tlakový spád pro daný úsek	[Pa/m]
w_{us}	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
d_w	ekvivalentní průměr podle rychlosti	[m]

Ostatní vztahy pro výpočet jsou stejné jako pro kruhové potrubí (7.3)-(7.5).

7.2.2 Určení tlakových ztrát jednotlivých úseků

Výpočtové vztahy jsou stejné jako pro kruhové potrubí. Tlakové ztráty třením, místními odpory a celkové tlakové ztráty jednotlivých úseků jsou uvedeny v tab 7.3.

7.2.3 Určení magistrály

Magistrála je větev která má největší tlakovou ztrátu. Skládá se z úseků 5 a 6 viz obr. 7.2. Rychlosti na magistrále musí být voleny tak, aby směrem k ventilátoru neklesaly a pokud stoupají, aby stoupaly minimálně. V žádném případě nesmějí klesat. Tlaková ztráta magistrály je 161,7 Pa.

7.1.4 Doregulování vzduchovodů

Vedlejší větve vzduchovodů jsou doregulovány vzhledem k magistrále, která má největší tlakovou ztrátu. Doregulování se provádí ke každému uzlu zvlášť. Jako vzorový je uveden výpočet pro uzel A. Doregulování se provádí přímo v koncových prvcích.

$$\Delta p_{z3} \leq \Delta p_{z2} \quad (7.11)$$

Po doregulování musí platit:

$$\Delta p_{z3} = \Delta p_{z2} + \Delta p_{2reg} \quad (7.12)$$

kde:

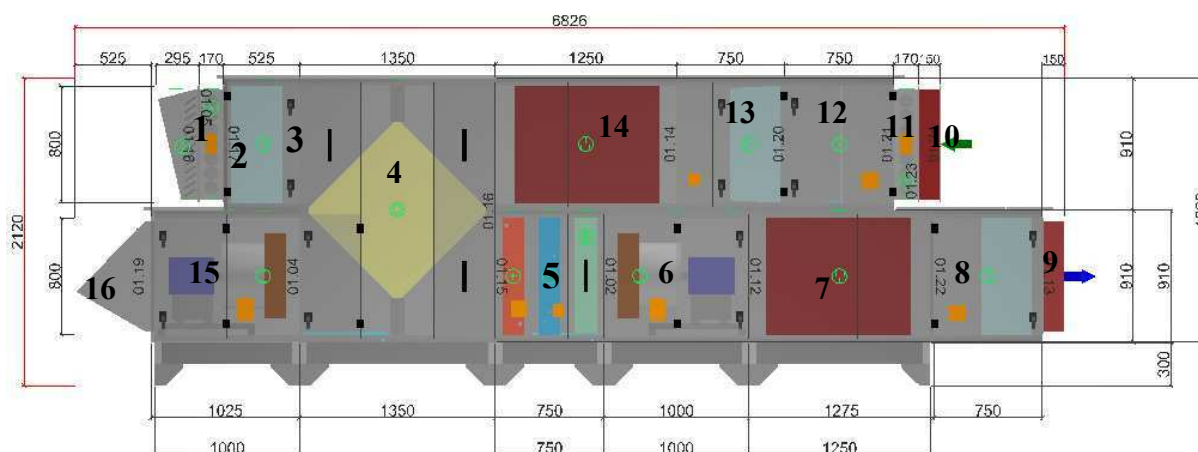
Δp_{z3}	tlaková ztráta větve číslo 3	[Pa]
Δp_{z2}	tlaková ztráta větve číslo 2	[Pa]
Δp_{2reg}	doregulovaná tlaková ztráta koncového prvku ve větvi 2	[Pa]

Tab. 7.4 Doregulování vzduchovodů odsávacího potrubí

Číslo úseku	Uzel	Tlaková ztráta	Doregulovaný tlak
[hlavní větve] regulované větve		[Pa]	[Pa]
-			
[5]	B	97,3	26,9
1		70,4	
[5]	B	97,3	22,7
4, 2		74,6	
[2]	A	65,3	63,2
3		2,1	

8. Návrh klimatizační jednotky

Klimatizační jednotka byla navržena v software AeroCAD od společnosti REMAK [13]. Jako výchozí parametry pro návrh ventilátorů sloužily hodnoty vypočtené v předchozích kapitolách, jako jsou množství větracího vzduchu, tlakové ztráty magistral přívodního a odtahového vzduchovodu a tlakové ztráty jednotlivých komponent klimatizačního zařízení. Ostatní komponenty klimatizační jednotky byly dimenzovány na základě výsledků psychrometrických výpočtů. Navržená jednotka AeroMasterXP_613 je na obr. 8.1. Jednotlivé komponenty klimatizační jednotky jsou na obr. 8.1 označeny čísly 1-14. Seznam jednotlivých komor je uveden v tab. 8.1. Popis a vlastnosti komponent jsou uvedeny pod tab. 8.1 jako výstupy aplikace AeroCAD. Klimatizační jednotka je volena jako venkovní a bude umístěna na severní straně budovy jak ukazuje obr. 6.6. Pro její umístění bude zapotřebí rozšířit nakládací rampu a zajistit dostatečně pevný povrch, na který se klimatizační jednotka postaví. Aby se zamezilo šíření hluku z klimatizační jednotky do okolí, budou kolem klimatizační jednotky postaveny zdi jako protihlukové zábrany.



Obr. 8.1 Klimatizační jednotka AeroMasterXP_613

Výpočet celkové tlakové ztráty pro návrh ventilátorů

Pro návrh ventilátorů v klimatizační jednotce je zapotřebí kromě potřebného průtoku znát také tlakovou ztrátu, kterou musí ventilátory překonat. Pro návrh přívodního (P) i odtahového (O) ventilátoru se celková tlaková ztráta vypočítá dle vztahu (8.1).

$$\Delta p_{z,C} = \Delta p_{z,M} + \Delta p_{z,K} + p_{dyn} \quad [\text{Pa}]$$

kde:

$\Delta p_{z,C}$	celková tlaková ztráta pro návrh ventilátoru	[Pa]
$\Delta p_{z,M}$	tlaková ztráta magistraly (P nebo O)	[Pa]
$\Delta p_{z,K}$	tlaková ztráta komor klimatizační jednotky (P nebo O)	[Pa]
p_{dyn}	dynamický tlak na výstupu z KJ do vnějšího prostředí	[Pa]

Hodnoty $\Delta p_{z,M}$ jsou vypočteny v kap. 7 a hodnoty $\Delta p_{z,K}$ a p_{dyn} jsou programem AeroCAD zahrnuté ve výpočtu klimatizační jednotky a jsou uvedeny v detailním rozpisu komor viz níže.

Tab. 8.1 Seznam komor

Číslo komory	Název komory
1	Protidešťová žaluzie
2	Uzavírací klapka
3	Filtry
4	Deskový rekuperátor
5	Ohřívač, chladič, eliminátor kapek
6	Přívodní ventilátor
7	Tlumič hluku
8	Filtr třídy filtrace F7
9	Tlumičí vložka
10	Tlumičí vložka
11	Uzavírací klapka
12	Tukový filtr kovový třídy filtrace G3
13	Filtr třídy filtrace G4
14	Tlumič hluku
15	Odtahový ventilátor
16	Výfukový nástavec

1. Protidešťová žaluzie XPZO 810-760

Objem	0.18 m ³
Hmotnost (+-10%)	15 kg
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech
• Průtok a tlaková ztráta	Přívod
Nominální průtok vzduchu	4722 m ³ /h
Tlaková ztráta	11 Pa

2. Uzavírací klapka LK 810-760

Objem	0.06 m ³
Hmotnost (+-10%)	14 kg
• Průtok a tlaková ztráta	Přívod
Nominální průtok vzduchu	4722 m ³ /h
Tlaková ztráta	1 Pa
Plocha klapky	0.62 m ²
Servopohon	NM 230A
	XPSESN23-

3. Sekce filtru XPHO 10/S

Sekce filtru	XPHO 10/S	XPHOS10ZPS
Objem	0.88 m ³	
Hmotnost (+-10%)	69 kg	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3	
Servisní přístup	Zprava	
• Průtok a tlaková ztráta	Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu	4722 m ³ /h	
Panel čelní - vstup	XPK 10/P	XPKOS10Z-P
Tlaková ztráta	9 Pa	
Filtrační vložka	XPNH 10/3	XPNHS1003
Tlaková ztráta pro výpočet	25 Pa	
Tlaková ztráta pro výpočet	V čistém stavu	
Počáteční tlaková ztráta	25 Pa	
Rychlost v průřezu	2.24 m/s	
Typ filtru	Kapsový	
Třída filtrace	G3	

Střední odlučivost na syntetický prach	80,00 %
Filtrační plocha	4,39 m ²
Koncová tlaková ztráta	150 Pa
Jímavost	1800 g
Teplotní odolnost max.	100 °C
Třída hořavosti	F1
Regenerovatelnost	Neregenerovatelný

4. Sekce deskového rekuperátoru bez by-passu XPXQ 10/NP

Objem	2,59 m ³	
Hmotnost (+-10%)	301 kg	
Poloha přívodu	Poloha 1	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3	
Poloha odvodu kondenzátu	Na straně se servis. Panely	
• Průtok a tlaková ztráta	Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu	4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
Tlaková ztráta	94 Pa	94 Pa
Provozovat v období	Zima i léto	
Kompenzace znečištění chladného vzduchu	vzduch po hrubé filtraci (G3)	
Kompenzace znečištění teplého vzduchu	vzduch po hrubé filtraci (G3)	
• Vstupní parametry přírodního vzduchu	Zima	Léto
Teplota	-15,0 °C	32,0 °C
Relativní vlhkost	60 %	32 %
Měrná vlhkost	0,62 g/kg	9,74 g/kg
Hustota - měrná hmotnost	1,331 kg/m ³	1,120 kg/m ³
Entalpie	-13,60 kJ/kg	57,25 kJ/kg
Skutečný průtok	4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
Hmotnostní průtok	6283 kg/h	5239 kg/h
• Výstupní parametry přírodního vzduchu	Zima	Léto
Teplota	15,4 °C	28,7 °C
Relativní vlhkost	6 %	39 %
Měrná vlhkost	0,62 g/kg	9,74 g/kg
Hustota - měrná hmotnost	1,191 kg/m ³	1,132 kg/m ³
Entalpie	17,09 kJ/kg	53,80 kJ/kg
Skutečný průtok	4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
Hmotnostní průtok	6282 kg/h	5238 kg/h
• Vstupní parametry odvodního vzduchu	Zima	Léto
Teplota	24,0 °C	26,0 °C
Relativní vlhkost	60 %	50 %
Měrná vlhkost	11,49 g/kg	10,78 g/kg
Hustota - měrná hmotnost	1,149 kg/m ³	1,142 kg/m ³
Entalpie	53,48 kJ/kg	53,72 kJ/kg
Skutečný průtok	4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
Hmotnostní průtok	5365 kg/h	5335 kg/h
• Výstupní parametry odvodního vzduchu	Zima	Léto
Teplota	8,2 °C	29,4 °C
Relativní vlhkost	99 %	41 %
Měrná vlhkost	6,91 g/kg	10,78 g/kg
Hustota - měrná hmotnost	1,217 kg/m ³	1,129 kg/m ³
Entalpie	25,69 kJ/kg	57,11 kJ/kg
Skutečný průtok	4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
Hmotnostní průtok	5364 kg/h	5334 kg/h
• Účinnost a výkony	Zima	Léto
Účinnost	78 %	56 %
Výkon	53,6 kW	4,9 kW
Množství kondenzátu	24,6 kg/h	0,0 kg/h
Střední povrchová teplota	7,4 °C	29,0 °C
Materiál desek	AI	
Souprava pro odvod kondenzátu	XPOK 300	XPOKS30-L-1P10

5. Sekce ohřivač, chladič, eliminátor XPQD 10/F

Sekce ohřivač, chladič, eliminátor	XPQD 10/F	XPQDS10ZPPTS
Objem	1,40 m ³	
Hmotnost (+-10%)	130 kg	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3	
Servisní přístup	Zprava	
Připojení médií	Zprava	
• Průtok a tlaková ztráta	Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu	4722 m ³ /h	

Vodní ohřivač

Tlaková ztráta
 Dimenzovat na podmínky
 Teplonosné médium
 Kompenzace vnitřního znečištění
 Kompenzace vnějšího znečištění
 Povolit zvýšení teploty výstupního média
 Vstupní teplota média
 Výstupní teplota média (zadaná)
 • Vstupní parametry vzduchu
 Teplota
 Relativní vlhkost
 Měrná vlhkost
 Hustota - měrná hmotnost
 Entalpie
 Skutečný průtok
 Hmotnostní průtok
 • Výstupní parametry vzduchu
 Teplota
 Relativní vlhkost
 Měrná vlhkost
 Hustota - měrná hmotnost
 Entalpie
 Skutečný průtok
 Hmotnostní průtok

XPNC 10/1R

17 Pa
 Zima
 Voda
 topná voda
 vzduch po hrubé filtraci (G3)
 Ano - max. 5 K
 90 °C
 70 °C

XPNCS101

Zima	Léto
15.4 °C	32.0 °C
6 %	32 %
0.62 g/kg	9.74 g/kg
1.191 kg/m ³	1.120 kg/m ³
17.09 kJ/kg	57.25 kJ/kg
4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
6282 kg/h	5239 kg/h
Zima	Léto
24.5 °C	32.0 °C
3 %	32 %
0.63 g/kg	9.74 g/kg
1.155 kg/m ³	1.120 kg/m ³
26.34 kJ/kg	57.25 kJ/kg
4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
6282 kg/h	5239 kg/h

Teplota vzduchu za ohřivačem (skutečná) 20.5 °C
 Výstupní teplota média (skutečná) 70 °C
 Topný výkon (skutečný) 8.0 kW
 Použitelná teplosměnná plocha 14.2 m²
 Průtok teplonosného média 0.35 m³/h
 Tlaková ztráta média 0.7 kPa
 Počet řad 1
 Počet okruhů 1
 Rozteč lamel 2.1 mm
 Materiál trubek Cu
 Materiál lamel Al
 Průměr připojení 1"
 Vodní obsah 3l

Přímý výparník / kondenzátor

Tlaková ztráta
 Provozovat v období
 Teplonosné médium
 Teplota vzduchu za výměníkem (skutečná)
 Teplota vypařování
 • Vstupní parametry vzduchu
 Teplota
 Relativní vlhkost
 Měrná vlhkost
 Hustota - měrná hmotnost
 Entalpie
 Skutečný průtok
 Hmotnostní průtok
 • Výstupní parametry vzduchu
 Teplota
 Relativní vlhkost
 Měrná vlhkost
 Hustota - měrná hmotnost
 Entalpie
 Skutečný průtok
 Hmotnostní průtok
 • Účinnost a výkony
 Výkon
 Použitelná teplosměnná plocha
 Množství kondenzátu
 Hmotnostní průtok média
 Tlaková ztráta média
 Počet řad
 Počet okruhů
 Rozteč lamel
 Materiál trubek
 Materiál lamel
 Vnitřní obsah
 Průměr připojení páry
 Průměr připojení kondenzátu

XPNF 10/4RT

63 Pa
 Léto
 Freon R407C (Mix)
 Dopočítat
 5 °C

XPNFS104TP

Zima	Léto
24.5 °C	32.0 °C
3 %	32 %
0.63 g/kg	9.74 g/kg
1.155 kg/m ³	1.120 kg/m ³
26.34 kJ/kg	57.25 kJ/kg
4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
6282 kg/h	5239 kg/h
Zima	Léto
24.5 °C	14.1 °C
3 %	78 %
0.63 g/kg	7.94 g/kg
1.155 kg/m ³	1.191 kg/m ³
26.34 kJ/kg	34.24 kJ/kg
4722 m ³ /h	4722 m ³ /h
6282 kg/h	5239 kg/h
Zima	Léto
	33.3 kW
	48.2 m ²
	9.3 kg/h
	778 kg/h
	23.7 kPa

Eliminátor kapek

Tlaková ztráta

XPNU 10

19 Pa

XPNUS10**Protimrazové čidlo**

Kapilárový termostat

NS 130 R

CAP 2M

XPNS130R

XPNSCAP2

6. Sekce ventilátoru XPAP 10/S

Objem	1.74 m ³	
Hmotnost (+-10%)	133 kg	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3	
Servisní přístup	Zprava	
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod
Nominální průtok vzduchu		4722 m ³ /h
Ventilátor	XPVP 450-1.1/56-J4 (IE1)	XPVPS10450-AZS114-1
Tlakový zisk pro výpočet		580 Pa
Statický tlak	580 Pa	
Celkový tlak	606 Pa	
Výkon ventilátoru	1.03 kW	
Účinnost	77 %	
Elektrický příkon	1.39 kW	
Specifický výkon ventilátoru	1061 W.m ⁻³ .s	
Rychlost v průřezu	1.88 m/s	
Dimenzováno na výkonový stupeň	5	
Pracovní frekvence	56 Hz	
Průměr kola	450 mm	
Zahnutí lopatek	Dozadu	
Převod	Přímý	
Otáčky ventilátoru	1590 1/min	
Průtok vzduchu max.	7984 m ³ /h	
Celkový tlak max.	690 Pa	
Napájecí napětí motoru	3NPE 400 V, 50 Hz	
Napájecí napětí regulátoru	1NPE 230 V, 50 Hz	
Výkon motoru nom.	1100 W	
Proud max.	11.20 A	
Pracovní teplota max.	40 °C	
Počet pólů	4	
Temokontakty	Ano	
Krytí	IP 55	
Třída izolace	F	
Typ regulace	frekvenční	
Třída účinnosti motoru	IE1	
Regulátor výkonu	XPFM 1.1 (1x230V) V	XPFMID111A20

7. Sekce tlumiče hluku XPPO 10/S

Objem	1.09 m ³	
Hmotnost (+-10%)	164 kg	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3	
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod
Nominální průtok vzduchu		4722 m ³ /h
Tlaková ztráta		9 Pa
Panel čelní - výstup	XPK 10/P	XPKOS10Z-P
Tlaková ztráta		9 Pa

8. Sekce servis, filtr XPQH 10/D

Sekce servis, filtr	XPQH 10/D	XPQHS10ZPD
Objem	1.32 m ³	
Hmotnost (+-10%)	87 kg	
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech	
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3	
Servisní přístup	Zprava	
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod
Nominální průtok vzduchu		4722 m ³ /h
Kompaktní filtr	XPNK 10/7	XPNKS1007
Tlaková ztráta pro výpočet		132 Pa
Tlaková ztráta pro výpočet	Při středním zanesení	
Počáteční tlaková ztráta	65 Pa	
Typ filtru	Kompaktní	
Třída filtrace	F7	
Střední odlučivost na atmosférický prach	80.50 %	
Filtrační plocha	18.80 m ²	
Koncová tlaková ztráta	200 Pa	
Teplotní odolnost max.	80 °C	
Regenerovatelnost	Neregenerovatelný	
Snímač tlakové diference	P33 N (30 - 500 Pa)	XPP33N
		Odvod

9, 10. Tlumičí vložka DV 810-760

Objem	0.06 m ³	
Hmotnost (+10%)	4 kg	
Tlaková ztráta		0 Pa

11. Uzavírací klapka LK 810-760

Objem	0.06 m ³		
Hmotnost (+10%)	14 kg		
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu			4722 m ³ /h
Tlaková ztráta			1 Pa
Plocha klapky	0.62 m ²		
Servopohon	NM 230A	XPSESN23-	

12. Sekce servis, filtr XPQT 10

Sekce servis, filtr	XPQT 10	XPQTS10ZL	
Objem	1.32 m ³		
Hmotnost (+10%)	76 kg		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3		
Servisní přístup	Zleva		
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu			4722 m ³ /h
Kovový filtrační článek	XPNT 10/3	XPNTS1003	
Tlaková ztráta pro výpočet	Při středním zanesení		91 Pa
Tlaková ztráta pro výpočet	32 Pa		
Počáteční tlaková ztráta	Tukový		
Typ filtru	G3		
Třída filtrace	73.00 %		
Střední odlučivost na syntetický prach	9.40 m ²		
Filtrační plocha	150 Pa		
Koncová tlaková ztráta	100 °C		
Teplotní odolnost max.	F1		
Třída hořlavosti	Pouze omezená (mokrou cestou)		
Regenerovatelnost			
Snímač tlakové difference	P33 N (30 - 500 Pa)	XPP33N	

13. Sekce filtru XPHO 10/D

Sekce filtru	XPHO 10/D	XPHOS10ZLD	
Objem	1.32 m ³		
Hmotnost (+10%)	80 kg		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3		
Servisní přístup	Zleva		
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu			4722 m ³ /h
Filtrační vložka	XPNH 10/4	XPNHS1004	
Tlaková ztráta pro výpočet	Při středním zanesení		90 Pa
Tlaková ztráta pro výpočet	30 Pa		
Počáteční tlaková ztráta	Kapsový		
Typ filtru	G4		
Třída filtrace	90.00 %		
Střední odlučivost na syntetický prach	4.39 m ²		
Filtrační plocha	150 Pa		
Koncová tlaková ztráta	1650 g		
Jímavost	80 °C		
Teplotní odolnost max.	F1		
Třída hořlavosti	Neregenerovatelný		
Regenerovatelnost			
Snímač tlakové difference	P33 N (30 - 500 Pa)	XPP33N	

14. Sekce tlumiče hluku XPPO 10/S

Objem	1.09 m ³		
Hmotnost (+10%)	151 kg		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3		
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu			4722 m ³ /h
Tlaková ztráta			9 Pa

15. Sekce ventilátoru XPAP 10/S

Objem	1.74 m ³		
Hmotnost (+10%)	146 kg		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		
Materiál vnitřního pláště / Těsnost	Pozinkovaný plech / L3		
Servisní přístup	Zleva		
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu			4722 m ³ /h
Panel čelní - výtlak	XPK 10/P	XPKOS10Z-P	
Tlaková ztráta			9 Pa
Ventilátor	XPVP 450-1.1/56-J4 (IE1)	XPVPS10450-AZS114-1	
Tlakový zisk pro výpočet			580 Pa
Statický tlak			606 Pa
Celkový tlak			1.03 kW
Výkon ventilátoru			77 %
Účinnost			1.39 kW
Elektrický příkon			1061 W.m ⁻³ .s
Specifický výkon ventilátoru			5
Dimenzováno na výkonový stupeň			56 Hz
Pracovní frekvence			450 mm
Průměr kola			Dozadu
Zahnutí lopatek			Přímý
Převod			1590 1/min
Otáčky ventilátoru			7984 m ³ /h
Průtok vzduchu max.			690 Pa
Celkový tlak max.			3NPE 400 V, 50 Hz
Napájecí napětí motoru			1NPE 230 V, 50 Hz
Napájecí napětí regulátoru			1100 W
Výkon motoru nom.			11.20 A
Proud max.			40 °C
Pracovní teplota max.			4
Počet pólů			Ano
Temokontakty			IP 55
Krytí			F
Třída izolace			frekvenční
Typ regulace			IE1
Třída účinnosti motoru			
Regulátor výkonu	XPFM 1.1 (1x230V) V	XPFMID111A20	

16. Výfukový nástavec XPFO 810-760

Objem	0.64 m ³		
Hmotnost (+10%)	13 kg		
Materiál vnějšího pláště	Pozinkovaný plech		
• Průtok a tlaková ztráta		Přívod	Odvod
Nominální průtok vzduchu			4722 m ³ /h

9. Technická zpráva

Obsah

1. Podklady pro zpracování projektové dokumentace
2. Seznam vzduchotechnických zařízení
3. Popis vzduchotechnických zařízení
4. Požadavky na ostatní profese
5. Požadavky na energii
6. Protihluková opatření
7. Měření a regulace
8. Protipožární opatření
9. Ekologické zhodnocení
10. Závěr

1. Podklady pro zpracování projektové dokumentace

Podkladem pro zpracování projektu byla dodaná výkresová dokumentace, parametry venkovního vzduchu a seznam, typ a umístění spotřebičů spolu s uvedením jejich výkonů.

Pro zpracování projektu byly použity následující dokumenty:

- CHYSKÝ, J. – HEMZAL, K. a kol. *Větrání a klimatizace*. Technický průvodce č. 31. Boilt – B press Brno, 1993
- MATHAUSEROVÁ, Z. a kol. *Větrání kuchyní*. Praha: STP, 2000
- ČSN EN 12831: Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu, březen 2006
- ČSN 73 0548: Výpočet tepelné zátěže klimatizovaného prostoru, 1986
- ČSN 73 0872: Požární bezpečnost staveb, leden 1996
- ATREA, spol. s r.o., *firemní podklady*
- IMOS-ASEK, spol. s r.o., *firemní podklady*
- REMAK, a.s., *firemní podklady*

2. Seznam vzduchotechnických zařízení

- sestavná klimatizační jednotka jednotka AeroMasterXP_613, od firmy REMAK, a.s. [13]

3. Popis vzduchotechnického zařízení

Sestavní klimatizační jednotka je venkovního provedení a bude umístěna na severní straně budovy na místě vzniklém rozšířením nakládací rampy a dostatečně zpevněném, aby zde mohla být jednotka umístěna.

Jednotka nasává venkovní vzduch přes protidešťovou žaluzii a uzavírací klapku, která je ovládána servopohonem. Vzduch dále proudí přes kapsový filtr třídy G3 a následně přes

deskový rekuperační výměník určený pro zpětné získávání tepla. Dále vzduch proudí přes vodní ohřívač s teplotním spádem vody 90/70 °C a chladič s přímým chlazením a použitým chladivem Freon R407C. Jelikož se jedná o venkovní klimatizační jednotku, je kondenzát odváděn z jednotky přímo do venkovního prostředí. Vzduch je dále veden přes ventilátor, filtr třídy F7, tlumič hluku a tlumicí vložku do přívodního potrubí, odkud je rozváděn až k jednotlivým koncovým prvkům.

Odpadní vzduch z místnosti je nasáván koncovými prvky a sběrným potrubím a odtahovým potrubím proudí ke klimatizační jednotce. Do klimatizační jednotky vstupuje přes tlumicí vložku, uzavírací klapku ovládanou servopohonem, tukový filtr třídy filtrace G3 a dále proudí přes vložkový filtr třídy filtrace G4 a tlumič hluku do deskového výměníku pro zpětné získávání tepla. Přes výfukový nástavec je vzduch odváděn ventilátorem do vnějšího prostředí.

4. Požadavky na ostatní profese

Stavební

Je zapotřebí vybourání otvorů pro vzduchovody do stěn a následné zazdění. Vůle v otvorech musí být na každé straně o 50 mm větší než jsou navrhované rozměry vzduchovodů. Vzduchovody budou instalovány do podhledu, je tedy potřeba vybudovat sádkartonové podhledy ve výšce 2,7 m nad podlahou. Dále je potřeba rozšířit nakládací rampu, jak je uvedeno v příložené výkresové dokumentaci a kolem klimatizační jednotky vybudovat protihlukové zábrany.

Elektro

Zajistit přívod elektrické energie pro jednotlivá zařízení a jejich bezpečnost před úrazem elektrickým proudem.

Izolace

Tepelně izolovat přívodní i odtahové potrubí z důvodu zamezení tepelných ztrát a kondenzace vlhkosti.

Topení

Zajistit napojení přívodu otopné vody na klimatizační jednotku.

5. Požadavky na energii

- sestavná klimatizační jednotka jednotka AeroMasterXP_613
 - přívodní ventilátor 1,4 kW, 3×400 V, 50 Hz
 - kompresor chladiče 3 kW, 3×230 V, 50 Hz
 - odtahový ventilátor 1,4 kW, 3×400 V, 50 Hz

6. Protihluková opatření

V klimatizační jednotce jsou umístěny tlumiče hluku a tlumicí vložky k zabránění šíření hluku vzduchovody a do venkovního prostředí. Klimatizační jednotka je umístěna na tlumicí gumě a vzduchovody jsou na ni napojeny přes tlumicí přírubový přechod. Vzduchovody procházející stavebními konstrukcemi jsou obloženy a dotěsněny izolací.

7. Měření a regulace

Klimatizační jednotka je řízena systémem od firmy REMAK, a.s., který je dodáván společně s jednotkou.

8. Protipožární opatření

Na vstupu vzduchovodů do objektu a výstupu z objektu jsou umístěny protipožární klapky, které v případě požáru zabrání jeho šíření.

9. Ekologické zhodnocení

Navrhnuté zařízení neobsahuje žádné látky, které by mohly ohrozit životní prostředí.

10. Závěr

Klimatizační zařízení spolu se všemi jeho částmi bude schopno zajistit požadované hodnoty vnitřního stavu prostředí po celý rok.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo dimenzovat klimatizační zařízení pro kuchyňský provoz. Zařízení bylo dimenzováno jako rovnotlaké a byly provedeny psychrometrické výpočty pro letní a zimní provoz dle zadaných parametrů vzduchu a výkresové dokumentace.

Jako první krok bylo spočítáno množství vzduchu odsávaného z kuchyně. Jako podklady pro výpočet byly použité zadané hodnoty výkonů a typu spotřebičů umístěných v kuchyni. Dále byly s pomocí odborné literatury zjištěny hodnoty produkce citelného tepla a vodní páry spotřebičů, z nichž se vycházelo při výpočtu množství větracího vzduchu.

Jako další krok bylo potřeba spočítat tepelné ztráty a tepelné zisky místnosti. Postup výpočtu tepelných ztrát byl proveden v souladu s normou ČSN EN 12831, tepelné zisky byly spočteny v souladu s ČSN 73 0548. Následovaly psychrometrické výpočty klimatizačního zařízení pro letní a zimní provoz, návrhy koncových prvků pro přívodní a odvodní potrubí. Dále byly nadimenzovány vzduchovody a navrhována klimatizační jednotka.

Klimatizační jednotka AeroMasterXP_613 byla navržena za pomoci návrhového softwaru AeroCAD od firmy REMAK, a.s. dle zadaných a spočítaných parametrů. Jednotka je venkovní a bude umístěna na severní straně budovy. Regulace jednotky bude rovněž od firmy REMAK, a.s. a je dodávána spolu s klimatizační jednotkou.

Výkresová dokumentace projektu spolu se seznamem použitého materiálu je součástí přílohy.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CHYSKÝ, J. – HEMZAL, K. a kol. *Větrání a klimatizace*. Technický průvodce č. 31. Boilt – B press Brno, 1993
- [2] MATHAUSEROVÁ, Z. a kol. *Větrání kuchyní*. Praha: STP, 2000.
- [3] ČSN EN 12831: Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu, březen 2006.
- [4] ČSN 73 0548: Výpočet tepelné zátěže klimatizovaného prostoru, 1986.
- [5] <http://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/68-prostup-tepla-vicevrstvou-konstrukci-a-prubeh-teplot-v-konstrukci>
- [6] <http://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/32-soucinitel-prostupu-tepla-a-soucinitel-sparove-pruvzdusnosti-oken-a-dveri-dle-csn-73-0540>
- [7] <http://old.atrea.cz/cz/deskove-rekuperacni-vymeniky>
- [8] <http://www.atrea.cz/img/kuchyne/variant/#!/1/zoomed>
- [9] <http://www.atrea.cz/img/kuchyne/standard/#!/3/zoomed>
- [10] http://www.vkv-pardubice.cz/editor/image/stranky3_soubory/tpi-30-04_imos-vn_trn-cz_novejsi.pdf
- [11] http://www.imos.sk/TPI/31_07.pdf
- [12] http://www.imos.sk/TPI/26_04.pdf
- [13] <http://www.remak.eu/>
- [14] ČSN 730540-3 Tepelná ochrana budov – část 3: Návrhové hodnoty veličin
- [15] <http://www.steeltech.sk/index.php/stvorhranne-potrubie.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Název veličiny	Jednotka
A	nadmořská výška oblasti	[m]
A	průměrná vzdálenost mezi výústkami v prostoru	[m]
A, B	délky stran čtyřhranného potrubí	[m]
A_i	podlahová plocha vytápěného prostoru	[m ²]
A_k	plocha stavební části	[m ²]
A_k	plocha stěny mezi kuchyní a místností (k)	[m ²]
A_m	plocha místnosti	[m ²]
A'	je průměrná vzdálenost výústky od stěny	[m]
B	šířka digestoře	[m]
B_0	šířka spotřebiče	[m]
D	den, pro který provádíme výpočet	[-]
\dot{D}	produkce vlhkosti spotřebiče na 1 kW příkonu	[g/(h·kW)]
D_{us}	průměr potrubí pro daný úsek	[m]
F	obtokový součinitel chladiče	[-]
H_0	výška spotřebiče	[m]
H_1	vzdálenost pracovní výšky od spodní hrany výústky	[m]
$H_{V,i}$	součinitel návrhové tepelné ztráty větráním	[W/K]
\dot{I}_0	sluneční konstanta	[W/m ²]
\dot{I}_d	intenzita difuzní radiace	[W/m ²]
\dot{I}_{DK}	intenzita přímé sluneční radiace na kolmou plochu	[W/m ²]
\dot{I}_{ok}	celková intenzita sluneční radiace	[W/m ²]
\dot{I}_{okd}	intenzita difuzní radiace procházející standardním oknem	[W/m ²]
$\dot{I}_{vým}$	intenzita výměny vzduchu v místnosti	[m ³ /(h·m ²)]
L	vzdálenost dosahu proudu v prostoru	[m]
L	délka digestoře	[m]
L_0	délka spotřebiče	[m]
L_{us}	délka daného úseku	[m]
L_{WA}	hladina akustického výkonu jedné výústky	[dB]
M	měsíc, pro který provádíme výpočet	[-]
\dot{M}_w	celková produkce vodní páry v místnosti	[kg/s]
$\dot{M}_{w,l}$	celková produkce páry od lidí	[g/h]
$\dot{M}_{w,s}$	celková produkce páry od spotřebičů	[g/h]
\dot{P}	jmenovitý příkon spotřebiče	[kW]
\dot{P}	měrný příkon svítidel pro zářivky	[W/m ²]

\dot{Q}_C	celková produkce citelného tepla spotřebiče	[W]
$\dot{Q}_{C,K}$	konvekční tepelná zátěž od spotřebiče	[W]
$\dot{Q}_{c,spot,i}$	produkce citelného tepla jednotlivých spotřebičů	[W]
$\dot{Q}_{c(26^\circ C)}$	produkce citelného tepla člověka při teplotě místnosti 26 °C	[W]
\dot{Q}_e	celková tepelná zátěž z venkovního vzduchu	[W]
\dot{Q}_{ch}	chladičí výkon chladiče klimatizačního zařízení	[W]
\dot{Q}_{ec}	tepelná zátěž citelným teplem z venkovního vzduchu	[W]
\dot{Q}_i	celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	[W]
$\dot{Q}_{i,c}$	celková tepelná zátěž citelným teplem	[W]
$\dot{Q}_{i,v}$	celkové tepelné zisky vázaným teplem	[W]
\dot{Q}_l	produkce tepla lidí v místnosti	[W]
$\dot{Q}_{l,23}$	tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem	[W]
\dot{Q}_{oh}	výkon ohříváče	[W]
\dot{Q}_{ok}	tepelný zisk prostupem okny	[W]
\dot{Q}_{rad}	tepelný zisk sluneční radiací	[W]
$\dot{Q}_{rad,max}$	nejvyšší hodnota tepelných zisků z oslunění v průběhu dne	[W]
\dot{Q}_S	produkce citelného tepla spotřebiče na 1 kW příkonu	[W/kW]
$\dot{Q}_{S,1}$	tepelný zisk prostupem tepla stěnou bez obkladu	[W]
$\dot{Q}_{S,2}$	tepelný zisk prostupem tepla stěnou s obkladem	[W]
$\dot{Q}_{s,k}$	tepelný zisk ze sousední místnosti (k)	[W]
\dot{Q}_{sm}	celkový tepelný zisk ze sousedních místností	[W]
\dot{Q}_{sv}	tepelný zisk od svítidel	[W]
\dot{Q}_t	stálé tepelné zisky od technologie (spotřebičů)	[W]
\dot{Q}_v	tepelný zisk od ventilátorů	[W]
\dot{Q}_{vz}	celkové tepelné zisky od vnitřních zdrojů	[W]
R_i	odpor proti vedení tepla jednotlivými vrstvami stav. části	[m ² ·K/W]
R_{Se}	odpor proti přestupu tepla na vnější straně stavební části	[m ² ·K/W]
R_{Si}	odpor proti přestupu tepla na vnitřní straně stavební části	[m ² ·K/W]
R_{us}	měrný tlakový spád pro daný úsek	[Pa/m]
S_{osv}	plocha místnosti osvětlená svítidly	[m ²]
S_0	efektivní plocha desky	[m ²]
$S_{S,1}$	plocha stěny bez obkladu	[m ²]

$S_{S,2}$	plocha stěny s obkladem	$[m^2]$
$S_{S,k}$	plocha stěny	$[m^2]$
S_o	plocha zasklení oken	$[m^2]$
S_{ok}	plocha okna	$[m^2]$
$S_{v,k}$	plocha výplní ve stěně	$[m^2]$
$U_{S,1}$	součinitel prostupu tepla stěnou bez obkladu	$[W/(m^2 \cdot K)]$
$U_{S,2}$	součinitel prostupu tepla stěnou s obkladem	$[W/(m^2 \cdot K)]$
U_k	součinitel prostupu tepla stavební částí (k)	$[W/(m^2 \cdot K)]$
U_{ok}	součinitel prostupu tepla oknem	$[W/(m^2 \cdot K)]$
$\dot{V}_{ods,dig}$	množství vzduchu odsávaného digestořemi	$[m^3/h]$
\dot{V}_{lv}	obj. tok vzd. přiváděného do místnosti jednou výústkou	$[m^3/h]$
\dot{V}_A	vyrovnávací proud vzduchu	$[m^3/h]$
V_i	objem místnosti	$[m^3]$
$\dot{V}_{inf,i}$	množství vzduchu přisávaného infiltrací	$[m^3/h]$
\dot{V}_{ods}	množství vzduchu odváděného z kuchyně	$[m^3/h]$
$\dot{V}_{ods,W}$	množství odváděného vzduchu podle produkce vlhkosti	$[m^3/h]$
$\dot{V}_{př}$	objemový tok přiváděného vzduchu	$[m^3/h]$
\dot{V}_{th}	termický proud vzduchu	$[m^3/h]$
$\dot{V}_{th,ex}$	termický proud vzduchu pro spotřebiče mimo digestoře	$[m^3/h]$
\dot{V}_{us}	objemový tok v potrubí pro daný úsek	$[m^3/s]$
$\dot{V}_{vý}$	obj. tok vzduchu přiváděného do místnosti výústkami	$[m^3/h]$
a	sluneční azimut	$[^\circ]$
a	přirážkový faktor poruch termického proudu	$[-]$
b	konvekční složka předaného tepla	$[-]$
c_1	součinitel současnosti chodu svítidel	$[-]$
c_2	zbytkový součinitel	$[-]$
c_3	průměrné zatížení spotřebičů	$[-]$
$c_{p,vzd}$	měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku	$[kJ/(kg \cdot K)]$
c_w	měrná tepelná kapacita vody	$[kJ/(kg \cdot K)]$
d_i	tloušťka vrstvy	$[m]$
d_h	hydraulický průměr spotřebiče	$[m]$
d_w	ekvivalentní průměr podle rychlosti	$[m]$
e_i	stínicí činitel	$[-]$
f_{RH}	zátopový součinitel	$[-]$

f_k	teplotní korekční činitel pro stavební část (k)	[-]
$f_{\Delta\theta,i}$	teplotní korekční	[-]
h	výška Slunce nad obzorem	[°]
h	výška odsávání	[m]
h	výška spodní hrany výústky nad podlahou	[m]
h_{pr}	vzdálenost pracovní výšky od podlahy	[m]
i_2	entalpie vzduchu za chladičem	[g/kg _{s.v.}]
i_d	počet dětí v místnosti	[-]
i_e	ekvivalentní počet osob	[-]
i_e	entalpie venkovního vzduchu	[J/kg _{s.v.}]
i_i	entalpie vnitřního vzduchu	[J/kg _{s.v.}]
i_m	počet mužů v místnosti	[-]
i_z	počet žen v místnosti	[-]
k	empiricky stanovený koeficient	[m ^{4/3} W ^{-1/3} h ⁻¹]
l_{23}	měrné výparné teplo vody	[J/(kg·K)]
l_k	délka stěny	[m]
\dot{m}_{V1}	hmotnostní tok vzduchu proudící chladičem	[kg/s]
\dot{m}_{Ve}	hmotnostní tok přiváděného vzduchu	[kg/s]
\dot{m}_{VO}	hmotnostní tok vzduchu proudící obtokem chladiče	[kg/s]
\dot{m}_w	celková produkce vlhkosti spotřebiče	[g/h]
\dot{m}_w	produkce páry od jednotlivých spotřebičů	[g/h]
$\dot{m}_{w,l}$	produkce páry od jednoho člověka	[g/h]
n	navržený počet výústek	[-]
n_{50}	intenzita výměny vzduchu při rozdílu tlaků 50 Pa mezi stínicí součinitel	[h ⁻¹]
s	stínicí součinitel	[-]
t_D	propustnost standardního okna	[-]
t_{DO}	celková propustnost standardního okna difuzní radiací	[-]
t_P	teplota přiváděného vzduchu	[°C]
t_e	venkovní výpočtová teplota	[°C]
$t_{e,k}$	teplota na vnější straně konstrukce	[°C]
t_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
t_{oh}	teplota vzduchu za výměníkem ZZT	[°C]
t_p	teplota vzduchu přiváděného do místnosti	[°C]
t_{rm}	průměrná rovnocenná venkovní sluneční teplota vzduchu	[°C]
v_k	výška stěny	[m]
w	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
w_0	výstupní rychlost vzduchu z výústky	[m/s]

w_{us}	rychlost proudění vzduchu v potrubí pro daný úsek	[m/s]
x_2	měrná vlhkost vzduchu ve stavu 2	[g/kg _{s.v.}]
x_e	měrná vlhkost venkovního vzduchu	[g/kg _{s.v.}]
x_{ods}	měrná vlhkost vzduchu odsávaného	[g/kg _{s.v.}]
x_p	měrná vlhkost vzduchu přiváděného do místnosti	[g/kg _{s.v.}]
z	součinitel znečištění atmosféry, tzv. Linkeho zákal	[-]
z	účinná odsávací výška	[m]
ΔT_L	rozdíl mezi tepl. v místnosti a tepl. v pracovní výšce	[K]
Δt_p	pracovní rozdíl teplot	[°C]
Δp	celkový tlak ventilátoru	[Pa]
Δp_1	tlaková ztráta jedné výústky	[Pa]
Δp_{2reg}	doregulovaná tlaková ztráta koncového prvku ve větvi 2	[Pa]
Δp_{4reg}	doregulovaná tlaková ztráta koncového prvku ve větvi 4	[Pa]
Δp_L	tlaková ztráta třením – délková ztráta	[Pa]
Δp_m	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
Δp_z	celková tlaková ztráta	[Pa]
Δp_{z2}	tlaková ztráta větve číslo 2	[Pa]
Δp_{z3}	tlaková ztráta větve číslo 3	[Pa]
Δp_{z4}	tlaková ztráta větve číslo 4	[Pa]
Δp_{z5}	tlaková ztráta větve číslo 5	[Pa]
$\Phi_{HL,i}$	celkový návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{RH,i}$	zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
$\Phi_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním	[W]
Φ_i	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru	[W]
α	úhel stěny s vodorovnou rovinou	[°]
β	redukční polohový faktor	[-]
δ	sluneční deklinace	[°]
δ	směrové měřítko	[kJ/g]
ε_i	výškový korekční činitel	[-]
φ	součinitel současnosti chodu spotřebičů	[-]
γ	azimutový úhel normály stěny	[°]
λ_i	součinitel tepelné vodivosti	[W/(m·K)]
θ	úhel mezi normálou okna a směrem paprsků	[°]
θ_e	výpočtová venkovní teplota	[°C]
$\theta_{int,i}$	výpočtová vnitřní teplota	[°C]

g_{ef}	efektivní faktor citelného tepla	[-]
g_i	faktor citelného tepla	[-]
ρ_v	hustota vzduchu	[kg/m ³]
τ	sluneční čas	[h]
ξ	součinitel místních ztrát	[-]
η_m	účinnost elektromotoru	[-]
η_v	účinnost ventilátoru	[-]
$\eta_{vým}$	účinnost výměníku	[-]

SEZNAM PŘÍLOH

- P1** Rozpis materiálů
- P2** Výkresová dokumentace
- **VUT_DP-VD-1** Stavební_výkres
 - **VUT_DP-VD-2** Vykres_vzduchotechniky

Příloha P1. Rozpis materiálů

Tab. P1_1 Položky přívodního potrubí SPIRO

Pozice	Název	Rozměry potrubí		Firemní označení	Počet kusů
		$\varnothing d$	L		
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
1.01	Nádstavec	400	-	IMOS-NKH-400	1
1.02	Trouba	200	1000	IIMOS-SR 200-1000	1
1.03	Trouba	400	1500	IMOS-SR 400-1500	1
1.04	Trouba	400	376	IMOS-SR 400-376	1
1.05	Koleno	400	-	IMOS-KS-T 90°-400	3
1.06	Trouba	400	1600	IMOS-SR 400-1600	1
1.07	Trouba	400	325	IMOS-SR 400-325	1
1.08	Trouba	400	1500	IMOS-SR 400-1500	4
1.09	Protipožární klapka	400	450	IMOS-PKI-400,450-ZV	1
1.10	Trouba	400	584	IMOS-SR 400-584	1
1.11	Trouba	400	375	IMOS-SR 400-375	1
1.12	Přechod	400 na 355		IMOS-PSS-T-400-355	1
1.13	Trouba	355	875	IMOS-SR 355-875	1
1.14	Trouba	355	375	IMOS-SR 355-375	1
1.15	Přechod	355 na 300		IMOS-PSS-T-355-300	1
1.16	Trouba	300	262	IMOS-SR 300-262	1
1.17	T-kus	315, 250	-	IMOS-TRN 90-315-250	1
1.18	Přechod	300 na 250		IMOS-PSS-T-300-250	1
1.19	Trouba	250	500	IMOS-SR 250-500	1
1.20	Trouba	250	1500	IMOS-SR 250-1500	6
1.21	T-kus	250, 200	-	IMOS-TRN 90-250-200	4
1.22	Flexo hadice	200	750	Flexo hadice	8
1.23	Trouba	250	300	IMOS-SR 250-300	1
1.24	Trouba	250	1022	IMOS-SR 250-1022	1
1.25	Trouba	250	550	IMOS-SR 250-550	1
1.26	Trouba	250	1425	IMOS-SR 250-1425	1

Tab. P1_2 Položky čtyřhranného odtahového potrubí

Pozice	Název	Rozměry potrubí			Firemní označení	Počet kusů
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>L</i>		
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
2.01	Rovná trouba	500	500	2000	S-RR 500×500/2000 VP	4
2.02	Koleno	500	500	-	S-KO 500×500/150/150/90°	2
2.03	Přechod	500, 850	500, 900	400	S-PR S 500×500-850×900/400	1
2.04	Přechod	250, 850	500, 900	500	S-PR S 250×500-850×900/500	1
2.05	Rovná trouba	500	250	594	S-RR 500×250/594 VP	1
2.06	Rovná trouba	500	250	2000	S-RR 500×250/2000 VP	1
2.07	Koleno	500	250	-	S-KO 500×250/150/150/90°	1
2.08	Rovná trouba	500	250	845	S-RR 500×250/845 VP	1
2.09	Koleno	250	500	-	S-KO 250×500/150/150/90°	1
2.10	Rovná trouba	500	250	2000	S-RR 500×250/2000 VP	3
2.11	Revizní dvířka	250	500	-	Revizní dvířka 250×500	2
2.12	Protipožární klapka	250	500	450	Protipožární klapka 250×500×450	1
2.13	Rovná trouba	500	250	452	S-RR 500×250/452 VP	1
2.14	Rozbočka křížová	500, 500, 400, 280	250	800	S-RB K 500×250-500×250-400×250-280×250/800/R150	1
2.15	Přechod	280	250, 160	400	S-PR S 280×250-280×160/400	1
2.16	Rovná trouba	280	160	1189	S-RR 280×160/1189 VP	1
2.17	Revizní dvířka	160	500	-	Revizní dvířka 160×500	2
2.18	Rozbočka čtyřhranná	280, 125, 280	160	480	S-RB 280×160-125×160-280×160/480/R150	1
2.19	Přechod	100	160, 125	400	S-PR S 100×160-100×125/400	1
2.20	Rovná trouba	100	125	1000	S-RR 100×125/1000 ZS	1
2.21	Přechod	400	250, 225	400	S-PR S 400×250-400×225/400	1
2.22	Rovná trouba	400	225	1099	S-RR 400×225/1099 VP	1
2.23	Revizní dvířka	225	500	-	Revizní dvířka 225×500	1
2.24	Oblouk	400	225	-	S-OL 400×225/R150/90°	1
2.25	Rovná trouba	400	225	658	S-RR 400×225/658 VP	1
2.26	Přechod	400	225	300	S-PR 400×225-ø280/300	1
2.27	Oblouk kruhový	ø280			S-OL ø280/90°	1
2.28	Rovná trouba	500	355	1047	S-RR 500×355/1047 VP	1
2.29	Revizní dvířka	355	500	-	Revizní dvířka 355×500	1
2.30	Rovná trouba	500	355	1560	S-RR 500×355/1560 VP	1
2.31	Přechod	500	355	300	S-PR 500×355-ø400/300	1
2.32	Oblouk kruhový	ø400			S-OL ø400/90°	1
2.33	Rovná trouba	280	160	1179	S-RR 500×355/1179 VP	1
2.34	Rovná trouba	280	160	1500	S-RR 500×355/1500 VP	2
2.35	Přechod	280	160	300	S-PR 280×160-ø200/300	1
2.36	Oblouk kruhový	ø200			S-OL ø200/90°	1
2.37	Přechod	500	250, 355	400	S-PR S 500×250-500×355/400	1

Tab. P1_3 Seznam koncových prvků

Pozice	Název	Rozměry			Firemní označení	Počet kusů
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>L</i>		
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
301	Vířivá výústka	ød = 470		200	IMOS-VVKN-B-K-P-V-1-K-500-RAL9010	8
302	Digestoř středová	2500	1200	465	Standard - S, 1×odvod	1
303	Digestoř nástěnná	2500	1200	465	Standard - N, 1×odvod	1
304	Digestoř středová	1750	1200	465	Standard - S, 1×odvod	1
305	Odsávací mřížka	810	100	-	IMOS-VN1-825×100	1

Tab. P1_4 Klimatizační jednotka

Pozice	Název	Rozměry			Firemní označení	Počet kusů
		<i>L</i>	<i>B</i>	<i>H</i>		
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]
400	Klimatizační jednotka	6826	960	2120	AeroMasterXP_613	1