

Česká zemědělská universita v Praze

Technická fakulta

**VYUŽITÍ DRUHOTNÉHO TEPLA VĚTRACÍHO VZDUCHU  
V POLYFUNKČNÍM OBJEKTU**

Diplomová práce

Vedouc diplomové práce: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Diplomant: Bc. Jan Dvořák

PRAHA 2016

„Prohlašuji, že jsem diplomovou/bakalářskou práci na téma Využití druhotného tepla větracího vzduchu v polyfunkčním objektu vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů. Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby. Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí. Jsem si vědom že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jan Dvořák

Technologická zařízení staveb

Název práce

**Využití druhotného tepla větracího vzduchu v polyfunkčním objektu**

Název anglicky

**Use of secondary heat ventilation air in multifunctional building**

---

### Cíle práce

Cílem je navrhnout energetický systém využívající druhotného tepla větracího vzduchu v polyfunkčním objektu.

### Metodika

1. Rešerše o současném stavu řešení problematiky v ČR a v zahraničí. Analýza rešerše. Výpočet výměny vzduchu v jednotlivých prostorách objektu.
2. Variantní návrhy systémů pro využití druhotného tepla větracího vzduchu. Výběr optimální varianty. Návrh rekuperačních výměníků, rozvodů vzduchu a regulace systému větrání. Specifikace úspor energie.
3. Ekonomické vyhodnocení provozu navrženého systému větrání objektu s rekuperací tepla z větracího vzduchu.

Diskuse a závěr.

## **Doporučený rozsah práce**

40 stran

## **Klíčová slova**

větrání; vzduch; druhotné teplo; energetický systém; výměník tepla; spotřeba energie; polyfunkční objekt

---

## **Doporučené zdroje informací**

ČSN EN 12831. Tepelné soustavy v budovách – Výpočet tepelného výkonu. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005. 76 s. Třídící znak 060206.  
DRKAL, František a Vladimír ZMRHAL. Větrání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2013. ISBN 978-80-010-5181-8.  
Inflow: tzbinfo-stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov [online časopis]. 2010 – 2014.  
Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/>. ISSN 1801-4399  
SZÉKYOVÁ, M., K. FERSTL a R: NOVÝ. Vetrание a klimatizácia. Bratislava: Vydavateľství Jaga group, s.r.o., 2004. ISBN 80-8076-000-4.  
Vytápění větrání instalace. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2000 – 2015. ISSN 1801-4399.

---

## **Předběžný termín obhajoby**

2015/16 LS – TF

## **Vedoucí práce**

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

## **Garantující pracoviště**

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 18. 2. 2015

**doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.**

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 27. 4. 2015

**prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.**

Děkan

V Praze dne 30. 03. 2016

## Diplomová práce

Poděkování: prof. Ing. Radomíru Adamovskému, DrSc.

**Abstrakt:**

Tato práce se zabývá tématem rekuperace a regenerace ze vzduchu v obytných prostorách. V krátkém úvodu seznamuje čtenáře s různými hledisky vzhledem volby energetického systému k lokaci a způsobu aplikace zařízení pro zpětné získávání tepla. V následujících kapitolách je teoreticky popsán přenos tepla v rekuperátoru a stanovení účinnosti výměníku spolu s rešeršní částí zahrnující základní rozdělení výměníků pro zpětné získávání druhotného tepla. Součástí je teorie hodnocení efektivity užití zařízení ZZT. V druhé části práce je řešen návrh polyfunkčního objektu skládajícího se z koncertní haly a administrativní části objektu. Dle vyplývajících požadavků na vzduchotechnické zařízení byla vybrána jednotka s popsáním typem rekuperátoru. Následuje ekonomické zhodnocení zařízení a závěr práce. Součástí práce jsou výkresové přílohy s popisem umístění zařízení v objektu.

**Klíčová slova:** větrání; vzduch; druhotné teplo; energetický systém; výměník tepla; spotřeba energie; polyfunkční objekt

**Abstract:**

This work deals with the theme of heat recovery from waste air and moisture recovery in residential areas. In a brief introduction, introduces the reader to various aspects of the energy system of choice due to the location and method of application equipment for heat recovery. In the following chapters is described theoretically transfer heat exchanger and determination exchanger efficiency, along with the search components including the basic distribution of each kind secondary heat recovery coils. Part of the theory is evaluating the effectiveness of the use of heat recovery equipment. The second part is solved draft multipurpose building consisting of a concert hall and the administrative section of the building. According to the resulting requirements for air-conditioning equipment has been selected with the described type of heat exchanger. Follow economic evaluation facility and the conclusion. The attachment is plan with a description of the location of equipment in the building.

**Key words:** ventilation; air; secondary heat; energetic system; ex-changer of heat; consumption energy; polyfunction building

## 1 Obsah

1.	Úvod .....	1
1.1	Současnost vnímání ZZT (HRV) .....	1
2	Cíl práce .....	5
2.1	Metodika práce .....	5
3	Současný stav řešení problematiky .....	6
3.1	Teplotní a vlhkostní faktor, účinnost výměníku .....	6
3.1.1	Teplotní faktor .....	6
3.1.2	Vlhkostní faktor .....	9
3.1.3	Účinnost výměníků .....	10
3.2	Rekuperační výměníky .....	12
3.2.1	Trubkové výměníky .....	13
3.2.2	Deskové výměníky .....	14
3.2.3	Deskové výměníky s kapalinovým okruhem .....	17
3.2.4	Tepelné trubice .....	18
3.3	Regenerační výměníky .....	20
3.3.1	Rotační regenerační výměník .....	20
3.3.2	Přepínací výměník .....	23
3.4	Další sledované vlastnosti zařízení ZZT .....	24
3.4.1	Namrzání výměníků .....	24
3.4.2	Recirkulace ZZT .....	24
3.4.3	Těsnost výměníků .....	24
3.4.4	Ekonomie .....	25
4	Návrh vzduchotechnické části polyfunkčního objektu .....	27
4.1	Legislativní podklady .....	27
4.2	Základní údaje a charakteristika požadavků kladených na vzduchotechniku a klimatizaci ...	28
4.2.1	Základní výpočtové údaje .....	28
4.2.2	Požadavky na provoz klimatizace .....	30
4.3	Technický popis zařízení .....	34
4.3.1	Víceúčelový sál a kancelářské prostory .....	34
4.3.2	Zázemí víceúčelového sálu .....	39
5	Zhodnocení návrhu včetně ekonomického dopadu .....	41
5.1	Výměníky pro koncertní sál (zařízení č.1): .....	42
5.2	Výměník pro kancelářské prostory (zařízení č.2): .....	43

## Diplomová práce

5.3	Výměník zázemí haly (zařízení č.3):.....	44
5.4	Srovnání nákladů na provoz zařízení s ZTZ a bez. ....	45
6	Závěr práce .....	46
7	Seznam použitých zdrojů.....	48
7.1	Seznam literatury a internetových zdrojů: .....	48
7.2	Seznam použitých veličin:.....	49
7.3	Seznam grafických příloh:.....	50
7.4	Seznam tabulek.....	51
8	Seznam příloh .....	51



## 1. Úvod

Lidská činnost je vždy spojena s vlivem na okolí, ve kterém je vykonávána. Člověku vlastní teplokrevnost a způsob příjmu kyslíku vykazuje exhalace v podobě tepla, par a plynů. V průběhu věků se postupně přeneslo dějiště aktivit z vnějšího prostoru dovnitř. Přirozený způsob větrání se tímto omezil na průvan v otvorech a netěsnostech. Dnešní požadavky na hygienická minima výměny vzduchu a standardy komfortu pobytu při výkonu povolání, sportovních nebo kulturních aktivit jsou definována příslušnými předpisy a zákony. Zároveň je kladen důraz na ekonomičnost provozu objektů s ohledem na zeměpisnou polohu a střídající se roční období.

Větráním odpadního (vydýchaného, vlhkého, atd.) vzduchu odvádíme zplodiny dýchání, teplo, vlhkost a pachy. Teplo je v tomto případě druhotným zdrojem energie. Proces, který obecně nazývá činnost zpětného získávání energie, je rekuperace. Získaným teplem je znovu ohříván nasávaný vzduch nebo voda, popř. jiná teplotněná média. Užití jednotlivých procesů lze sledovat v průmyslu těžkém i lehkém. Značných úspor už několik let dosahuje zpětné užití tepla v oblasti občanské a bytové výstavby.

### 1.1 Současnost vnímání ZZT (HRV)

V současné době je snížení spotřeby energie v různých odvětvích konečné spotřeby, a to zejména v budovách, jedním z hlavních energetických zájmů zemí Evropské unie (EU). S novými stavebními předpisy jsou členské státy EU povinovány snížit celkovou energetickou spotřebou v budovách tím, že jsou stavby dobře izolované a těsné. Vzhledem ke zvyšující se kvalitě vnitřního standardu ovzduší, představuje větrací zatížení rostoucí část tepelně-inženýrské poptávky mezi 20-50% u nových a rekonstruovaných budov. V závislosti na zateplení budovy, kompaktnosti, rychlosti výměny vzduchu, vnitřním zdroji tepla, vnitřní nastavením kontrolovaných bodů a venkovním klimatu.

Ventilace na principu rekuperace tepla (HRV) funguje na principu zpětného získání tepla z odpadního vzduchu přeneseného do přírodního vzduchu přes výměník tepla. S rostoucím

podílem topných nákladů na ventilaci se rekuperace v podobě mechanického ventilačního systému jeví jako jeden z klíčových řešení pro snížení tepelných ztrát. Přínos HRV systémů musí být vždy v rovnováze s požadavky na elektrický příkon potřebný pro napájení ventilátorů. V opačném případě by potenciální úspora energií mohla být v některých případech velmi nízká nebo není zaručena.

První parametr, který je třeba vzít v úvahu, jsou povětrnostní podmínky.[6] Použitelnost systému rekuperace tepla vzduch-vzduch v Číně ukázali, že rozumné úspory energie vzhledem k velice chladnému klimatu by mohly být až 6 krát větší než v parném létě mírných klimatických oblastí.

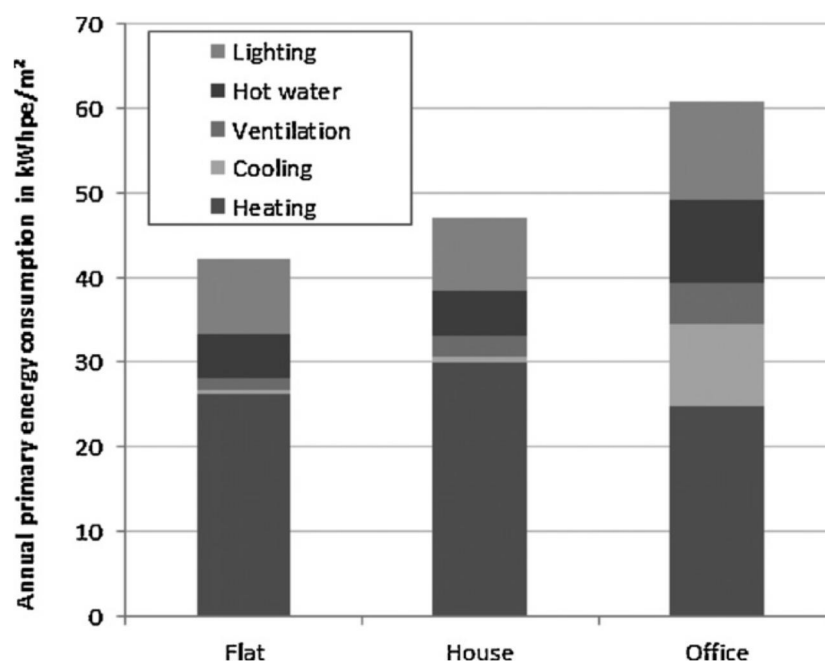
Pokožová teplota má dle žádané hodnoty také dopad na potenciál pro obnovu energie. Pomocí proměnné definované jako poměr mezi potřebou tepla získaného na energii dodávané vytápěním a chlazením.[6]Vědci intenzivně studovali potenciální úspory z HRV systémů v různých městech v Číně. Potvrdili podle simulací závěr, že snížení vnitřního chlazení na žádanou hodnotu (menší než 25 °C) zvyšuje schopnost chlazení v nejteplejších měsících.

Z odpadního vzduchu, je možné získat pouze citelné teplo (SHR), případně citelné a latentní teplo (THR) [6]. Čím je více vlhké počasí, tím zajímavější je systém THR v porovnání se systémem SHR [6]. Výhoda použití systém rekuperace tepla není vždy zaručena, v závislosti na klimatickém pásmu, vnitřní produkci a systémech vytápění a chlazení [6].

Vzduchotechnické jednotky mohou mít parazitární zkratky a vyústění, která mohou významně snížit účinnost větrání a rekuperace tepla. [6] Vliv infiltrace a recirkulace na rekuperaci tepla při globální účinnosti. Pozorován významný únik v několika sledovaných stavbách. Bylo zjištěno, že účinnost rekuperace tepla klesla z nominálních hodnot mezi 50 a 90% na skutečné hodnoty v rozmezí 5 až 68%, což je způsobeno hlavně z důvodu úniku vzduchu v rozváděcím vzduchotechnickém potrubí. Tyto ztráty jsou velice důležité zejména v malých větracích jednotkách, kde úspory primární energie nepřekračují 350 kWh, i za předpokladu nejlepších technických vlastností, které tvoří v tomto případě ziskovost diskutabilní.

Je dobře známo, že ventilační systém rekuperace tepla není vždy efektivní ve srovnání se standardními ventilačními systémy. To platí zejména při zvažování nízkoenergetických domů (se spotřebou primární energie kolem 50 kWh / m<sup>2</sup> za rok pro topení, chlazení, větrání, přípravu teplé vody a osvětlení). Avšak až dosud žádná studie nehlásila přesně hranice použití ZZT systémů proti jednoduchému výfukovému a vlhkost odebírajícího řízené větrání pro nízkoenergetické stavby. Kromě toho je obtížné porovnat výsledky různých studií, protože v každé z nich se okrajové podmínky liší. Stejně jako systémové parametry a vlastnosti budov.

Dalším klíčovým faktorem je primární energetická účinnost zásobování teplem systému.[6] Analyzované byly úspory primární energie HRV pomocí různých systémů zásobování teplem. S ohledem na cyklus výroby energie, dospěli k závěru, že největší úspory se dosáhne, když se ohřev zajišťuje elektrickými zdroji, a nejnižší úspor je dosaženo v domech napojených na CHP na bázi dálkového (ústředního) vytápění.



Obr.1. Graf skladby požadavků na celkové přivedené energie v objektech v kWh/m<sup>2</sup>. (Flat – byt, House – rodinný dům, Office – kanceláře, Lighting – osvětlení, Hot water – teplá voda, Ventilation – ventilace, Cooling – chlazení, Heating – topení)

ASHRAE Standard s 90,1 [6] 2010 uvádí podmínky, kde ZZT není vhodné podle klimatického pásma a krytí teploty na žádanou hodnotou a průtoku ventilace. Nicméně, vedle nedostatku informací o metodě použité k dosažení těchto výsledků, není jasné, zda tato doporučení jsou založena na ekonomickém, nebo energetickém hodnocení.

Pojem rekuperace je nyní skloňován v oblasti využití občanských staveb vzhledem k problematice účinnosti těchto systémů se základním provedením VZT. S přihlédnutím k vnějším faktorům je možno aplikovat ZZT několika způsoby v celé škále staveb pro bydlení a provozování lidské činnosti (kanceláře).

## 2 Cíl práce

Cílem této práce je čtenáři popsat teorii tepelné přestupu v oblasti zpětného využití odpadního vzduchu v systému větrání.

Práce je rozdělena na část teoretickou a část návrhu a jeho posouzení. V první části je teoreticky popsán tepelný přestup spolu finančním posouzením aplikovaného řešení. Součástí je rešeršní popis jednotlivých typů rekuperačních zařízení a ze zákona vyplývajících požadavků pro občanskou výstavbu.

V druhé části je řešen návrh větracího systému s rekuperací polyfunkčního objektu koncertního sálu stavebně spojeného s administrativními prostory. Návrh bude respektovat rozdílné nároky na odvětrání plynoucí z momentálního provozního nasazení s následnou možností směřování získané energie mezi provozy. Zhodnocení návrhu z hlediska energetických zisků, nákladů na údržbu a finanční návratnosti aplikace.

Závěr porovnává použití ZZT výměníku oproti klasické vzduchotechnické jednotce poměre nákladů na provoz zařízení dle teoretického propočtu.

### 2.1 Metodika práce

Práce je složena zestručného tematického úvodu o současném stavu a rešeršní části s popisem teorie řešené problematiky. Druhá část je pojata jako návrh projektu respektující pravidla při zadání dle ČSN a EN pro projekční činnost v občanské výstavbě v oblasti větrání a rekuperace s ohledem na objekty s polyfunkčním využitím. Závěr práce zhodnocuje efektivitu navrženého řešení.

### 3 Současný stav řešení problematiky

Zpětné získávání tepla (ZZT) je proces opětovného využití zbylé energie obsažené v odváděném vzduchu při větrání obytných budov, nebo při průmyslových procesech. Jedná se o součást vzduchotechnické sestavy pro větrání předem vybraných prostor dle zadání projektu. Zařízení pro přenos tepelné energie, popř. vlhkosti se nazývá tepelný výměník. U těchto zařízení se sleduje několik veličin nutných pro vhodnou volbu výměníku.

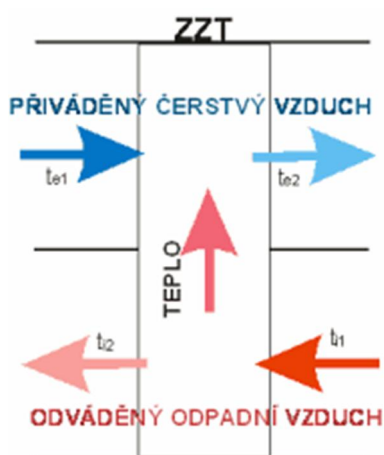
Rekuperační výměníky zajišťují přenos tepelné energie přes teplosměnné plochy výměníku, nebo využívají cirkulárního okruhu s teplotonosnou látkou (kapalinou), která je poháněna přirozeně nebo nuceně pomocí čerpadla. Podrobněji kapitola 3.2.

Regenerační výměníky přenášejí hmotu (vlhkost) v pohyblivých částech, nebo je hmota v klidu a k přenosu dochází přestavováním vzduchotechnických cest pomocí kapek. Podrobněji kapitola 3.3.

#### 3.1 Teplotní a vlhkostní faktor, účinnost výměníku

##### 3.1.1 Teplotní faktor

Teplotní faktor  $\Phi$  je definován jako poměr teplotního rozdílu na straně výměníku k maximálnímu rozdílu teplot. Viz. obr.2. Rovnice na přívodu vzduchu pomáhá určit teplotu ohřívajícího venkovního vzduchu za výměníkem  $t_{e2}$ . [1], [2]



Obr.2. Schéma označení teplot u výměníku ZZT

Teplotní faktor

$$\Phi_e = \frac{\Delta t_{e2} - \Delta t_{e1}}{\Delta t_{o1} - \Delta t_{e1}} = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_{max}}$$

Definice na odvodu výměníku:

$$\Phi_o = \frac{\Delta t_{o1} - \Delta t_{o2}}{\Delta t_{o1} - \Delta t_{e1}} = \frac{\Delta t_o}{\Delta t_{max}}$$

Poměr teplotních faktorů při porovnání vstupního tepla  $Q_e$  a výstupního tepla  $Q_o$  ukazuje, že jeho velikost závisí na hmotnostním průtoku obou směrů vzduchu.[1], [2]. Teplotní faktor je často výrobcí udáván nepravdivě jako účinnost výměníku. Ta zahrnuje reálné podmínky transportu uvnitř zařízení, viz. 3.1.3.

$$\frac{\Phi_e}{\Phi_o} = \frac{\Delta t_{e2} - \Delta t_{e1}}{\Delta t_{o1} - \Delta t_{o2}} = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_o} = \frac{M_o c}{M_e c}$$

Pro porovnání výměníků vzájemně musí platit rovnost mezi hmotnostním tokem a tudíž i mezi teplotními faktory na vstupu a na výstupu.[1], [2]

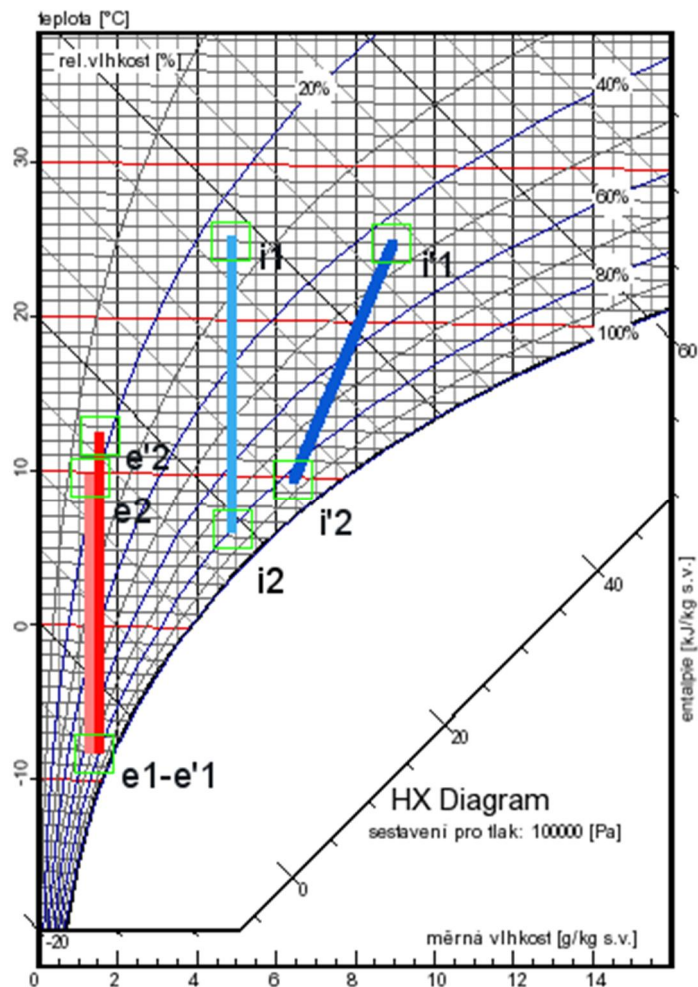
$$\Phi_e = \Phi_o$$

$$M_e = M_o$$

Tepelná bilance ZTZ výměníku:

$$Q = M_e (h_{e2} - h_{e1}) = M_o (h_{o2} - h_{o1})$$

Výkon předaný výměníkem se také odvíjí od velikosti teplo-směnné plochy. Větší plocha pro výměnu tepla způsobuje tlakové ztráty nižší díky změně rychlosti proudění. Tím dojde ke snížení součinitele rychlosti přestupu tepla. Vzduch díky nižší rychlosti setrvává ve výměníku déle a dochází tak lepšímu tepelnému přenosu. Čím větší plocha, tím větší teplotní faktor a předaný tepelný výkon. S rostoucí teplo-směnnou plochou roste nejen cena výměníku ale i obtížnost jeho čištění a údržby. Velký vliv na teplotní faktor má kondenzace. V zimních měsících dochází ke kondenzaci par na stěnách výměníku. Tato skutečnost zvyšuje teplotní faktor ZTZ, ale také s sebou přináší problematiku namrzání výměníků.



Obr. č. 3. Znáznornění základních procesů v rekuperačním výměníku v  $h$ - $x$  diagramu

Diagram zobrazuje průběh dvou řešení, která jsou shodná v termické účinnosti a toku proudícího vzduchu. Rozdíl je ve vlhkosti odváděného vzduchu. V prvním případě ( $e_1 - e_2$ ;  $i_2 - i_1$ ) je vlhkost odváděného vzduchu malá, a protože průměrná teplota povrchu výměníku je vyšší než teplota rosného bodu odváděného vzduchu, tak nedochází ke kondenzaci. Ve druhém případě ( $e'_1 - e'_2$ ;  $i'_1 - i'_2$ ) je vlhkost odváděného vzduchu vyšší a dochází ke kondenzaci, protože teplota rosného bodu odváděného vzduchu je vyšší než teplota povrchu výměníku. Při kondenzaci se zvýší předávaná energie, a proto teplota přiváděného vzduchu je vyšší než při procesu bez kondenzace. V tomto příkladu se vlivem kondenzace zvýší termická účinnost asi o 6-7% [10]

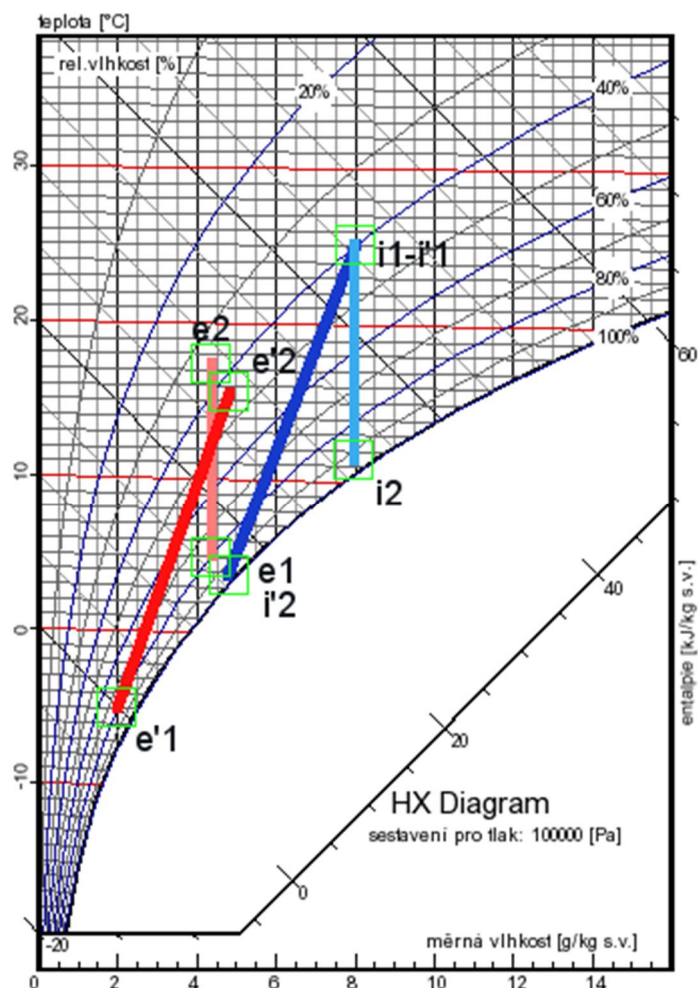


### 3.1.2 Vlhkostní faktor

Vlhkostní faktor  $\psi$  umožňuje stanovit měrnou vlhkost ohřivaného přiváděného vzduchu za výměníkem. Značení jednotlivých měrných vlhkostí odpovídá definici teplotního faktoru.

$$\psi_e = \frac{x_{e2} - x_{e1}}{x_{o1} - x_{e1}}$$

Měrná vlhkost vzduchu zůstává konstantní. Na odvodní straně výměníku je zchlazován vzduch a při nízkých teplotách teplo-směnných ploch může nastat kondenzace vodních par, čímž odváděný vzduch ztrácí vlhkost. U rekuperačních výměníků se zpětným získáváním vlhkosti probíhá ohřev vzduchu a jeho navlhčení současně.



Obr. 4. Znárodnění základních procesů v regeneračním výměníku v h-x diagramu

V diagramu je zobrazen průběh pro dvě řešení, která jsou stejná (shodné průtoky, shodná základní termická účinnost) a rozdílný je pouze stav nasávaného venkovního

vzduchu. V prvním případě ( $e_1 - e_2$ ;  $i_2 - i_1$ ) vlivem vyšších teplot nedochází ke kondenzaci a proto se na obou stranách mění pouze teplota vzduchu, ale měrná vlhkost je stálá. Ve druhém případě ( $e'_1 - e'_2$ ;  $i'_2 - i'_1$ ) je povrchová teplota výměníku nižší než teplota rosného bodu a dochází ke kondenzaci. V ideálním případě se veškerá kondenzovaná voda předá do přiváděného vzduchu, kde opět dojde k jejímu odpaření. U některých výměníků může dojít k odtoku kondenzátu a v tom případě se zvýší termická účinnost, ale současně se nezvýší měrná vlhkost přiváděného vzduchu. [10]

### 3.1.3 Účinnost výměníků

Termická účinnost je dána poměrem rozdílů teplot vzdušiny před a za zařízením ZTZ. Z hlediska zákonů termodynamiky nelze v pasivních zařízeních ZTZ překročit úroveň 100%. Při aktivní rekuperaci, což představují tepelná čerpadla, je možno tuto hranici překročit. Kvůli rozdílným principům není dobré systémy mezi sebou porovnávat.

Účinnost zpětného získávání tepla z větracího vzduchu v rekuperačních výměnících  $\eta_R$  je obecně definována poměrem rekuperovaného tepelného výkonu k celkovému výkonu, který je možno při využití celkového teplotního spádu mezi vnitřním a venkovním vzduchem získat.

$$\eta_R = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{o1} - t_{e1}} \quad (1)$$

Za předpokladu přívodu vzduchu nad teplotou jeho rosného bodu, platí, že měrná vlhkost vzduchu  $x$  je rovna na vstupu a výstupu, stejně tak i měrná hmotnost  $\rho_a$  měrná tepelná kapacita  $c_{pe}$ . Rekuperovaný tepelný výkon pak dostáváme ze vztahu.

$$Q_R = V_e \times \rho_e \times c_{pe} \times (t_{e2} - t_{e1}) \quad (2)$$

Dosažením do rovnice (1) dostaneme vztah pro teplotní termickou účinnost  $\eta_{RT}$

$$\eta_{RT} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{\frac{V_o \times \rho_o \times c_{po}}{V_e \times \rho_e \times c_{pe}} \times (t_{o1} - t_{e1})} \quad (3)$$

Při uvažování rovnokapacitního provozu větracího systému, dostaneme vztah pro výpočet teplotní účinnosti [1].

$$\eta_R = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{o1} - t_{e1}} = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_{o,e}} \quad (4)$$

Teplotní účinnost předchozího vztahu charakterizuje efektivnost transportního pochodu ve výměníku. Při parciální kondenzaci vodní páry, obsažené v odváděném interiérovém vzduchu.

$$Q_R = \frac{V_e \times \rho_o}{1+x_{e1}} \times (h_{e2} - h_{e1}) \quad (5)$$

$$Q_i = \frac{V_e \times \rho_o}{1+x_{e1}} \times h_{o1} \quad (6)$$

$$Q_e = \frac{V_e \times \rho_o}{1+x_{e1}} \times h_{e1} \quad (7)$$

Dosazením do rovnice (1) dostaneme vzorec pro entalpickou účinnost rekuperace v podobě

$$\eta_{RT} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{\frac{V_o \times \rho_o \times c_{po}}{V_e \times \rho_e \times c_{pe}} \times \frac{1+x_{e1}}{V_e \times \rho_e} \times (t_{o1} - t_{e1})} \quad (9)$$

## 3.2 Rekuperační výměníky

Principem vyžití rekuperačního systému je přenos odváděného tepla přes teplo-směnnou plochu. Díky vzduchotěsné konstrukci zařízení nedochází k přenosu hmoty a tudíž k promísení odpadního a přiváděného vzduchu. Princip je možné aplikovat na procesy se znečištěným odpadním vzduchem. Konstrukční řešení je velmi odlišné.

Základním tvarem je trubkový rekuperační výměník. Výhodou je snadná čistitelnost a tím dané použití v průmyslu. Značnou nevýhodou je malá účinnost zapříčiněná malou teplo-směnnou plochou trubek. Rozmezí účinnosti přenosu tepla je tak 20 - 40%. Vyšších účinností dosahuje konstrukční uspořádání pomocí teplo-směnných desek. Materiálem pro výměníky je ocel, hliník, popř. plasty. Vhodným uspořádáním kanálkových profilů průtokových cest s využitím protiproudního uspořádání vstupujících vzduchových směsí jsou hodnoty účinnosti v rozmezí 60 - 90% [7]. Se zvyšující se účinností, která je dána uspořádáním a velikostí teplo-směnných ploch se také zvyšuje náročnost na čištění zařízení.

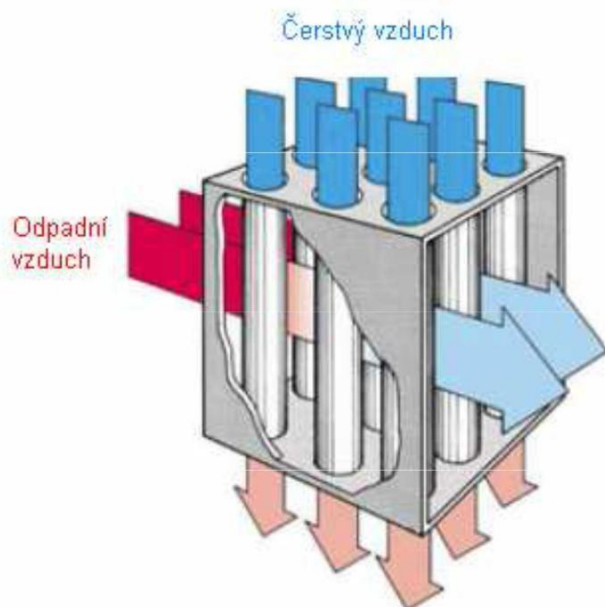
Kapalinové výměníky jsou realizovány okruhem s kapalinou a čerpadlem, popř. s více čerpadly. Mají výhodu přenosu získaného tepla na větší vzdálenosti. Kapalinou může být voda, olej popřípadě speciální kapaliny jako je nemrznoucí směs apod. Teplosměnné části okruhu mají žebrovitý tvar pro zvýšení účinnosti přenosu tepla. Při velkých vzdálenostech dochází k tepelným ztrátám. Zařazením recirkulačního systému lze účinnost těchto systémů stanovit v rozpětí 30-50%. Při protiproudém uspořádání a použití velkého množství výměníků uvádí literatura účinnost až 90% [7]. V tomto případě je nutné počítat s ekonomickou náročností řešení vzhledem k tlakovým ztrátám v okruhu.

Jednoduchým způsobem zpětného získávání tepla je užití tepelných trubíc. Konstrukcí se jedná o zvláštní výměník, obsahující kapalinu - chladiivo. Svým umístěním zasahuje do obou proudů vzduchu, tedy jak odváděného tak přivedeného. Principem je

bod varu kapaliny a její následná kondenzace vlivem teplotních rozdílů proudů vzduchu. Výhodou je jednoduchá, konstrukce, velký tepelný tok a snadná čistitelnost. Nevýhodou je definované umístění vzhledem k proudům procházejícího vzduchu. To však lze přemostit užitím kapilární struktury výměníku. Účinnost se pohybuje 60 - 90%.

### 3.2.1 Trubkové výměníky

Rekuperační výměník je konstruován jako svazek trubíc z plastu, skla nebo kovu s čerstvým vzduchem, procházející proudem odváděného vzduchu. Díky své stavbě dovoluje výměník teoreticky dokonalé oddělení obou proudů vzduchu. Dokonalost oddělení médií zaleží na technologickém provedení jednotlivých částí výměníku, především spojů. Zároveň je velmi dobře čistitelný povrch trubíc. Tato činnost může být prováděna automatickým systémem. Těmito parametry spadá zařízení do oblasti použití rekuperace poměrně znečištěného odpadního vzduchu, jako například spalin. Je nutno přizpůsobit materiál teplosměnné plochy trubíc vzhledem k možné agresivitě spalin. [1]



Obr. 5. Schéma trubkového rekuperačního výměníku.

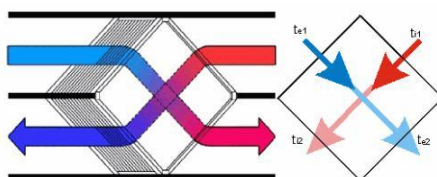
Přes své dobré vlastnosti je výměník méně používaným řešením. Především pro svoji nízkou účinnost, které nepřesahuje 50 %. Zároveň jej nelze přímo regulovat, pouze přes škrtkové klapky nebo přes jinou nepřímou regulaci přiváděného nebo odváděného vzduchu.

### 3.2.2 Deskové výměníky

Rozšířený typ rekuperačního zařízení ZZT vhodný pro menší průtoky (velikost výměníku). Média jsou od sebe oddělena teplo-směnnou plochou v podobě profilovaných kanálků (desek). Přes ně dochází k výměně tepla. Svoji stavbou dovolují výměníky užití zejména v oblastech odvodu znečištěného odpadního vzduchu. Rozměr a počet kanálků pak závisí na míře znečištění odpadního vzduchu. Uspořádání proudů vzduchu je křížové nebo proti-proudé pro zvýšení termické účinnosti. Výkon není možné přímo regulovat. Řešení je koncipováno pomocí obtokového kanálu se škrticí klapkou. Jedná se o tzv. by-pass, což je vlastně obtokový kanál regulovaný škrticími klapkami. V případě nutnosti regulace, tj. např. snížení rychlosti proudění je postupně zařazován nebo naopak vyřazován tento obtokový okruh. Řešení samozřejmě přináší tlakové ztráty v systému a možnost regulace nemá velké rozpětí oproti např. frekvenčním měničům na otáčivých prvcích (oběžná kola apod.). V našich teplotních podmínkách dochází často ke kondenzaci. To představuje nebezpečí námrazy a tím zmenšení průřezu výměníku a tím tlakovou ztrátu. Pro zamezení vytvoření námrazy je používáno několik způsobů – predehřev venkovního vzduchu, přerušované uzavírání okruhu nebo elektrický ohřev teplo-směnných ploch [2]. Za předpokladu snížení výkonnosti lze směšovat přiváděný a odváděný vzduch. Deskový rekuperační výměník je vždy nutno vybavit svodem kondenzátu do kanalizace se zápachovou uzávěrkou.

#### 3.2.2.1 Křížový deskový výměník

Křížový deskový výměník využívá křížení přiváděného a odváděného proudu vzduchu přes teplo-směnné plochy profilovaného plechu, popř. jiného materiálu. Schéma výměníku je na obr. 6. se znázorněnými proudy vzduchu a teplotami.

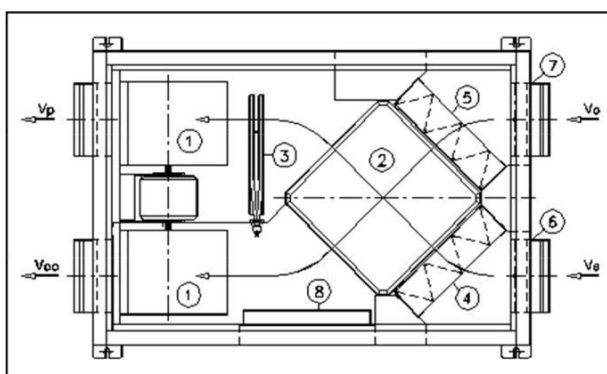


Obr. 6. Schéma křížového deskového výměníku

Výměníky s kolmým křížením mají účinnost mezi 40 a 80 % [4]. Míra účinnosti zařízení je závislá na několika parametrech. Největšího efektu dosáhneme zvětšením teplo-směnné plochy. Toto opatření je nepříznivé vzhledem k ceně výměníku. Jinou možností zvýšení efektivity je zvětšení součinitele přestupu tepla. Toho lze docílit vhodnou úpravou povrchu ploch nebo zvýšením rychlosti proudu vzduchu. Lze také zapojit několik výměníků za sebe. Vzhledem k těmto opatřením je nutno počítat s vyšší tlakovou ztrátou a hlučností při vyšších rychlostech proudění vzduchu [4]. Jiná alternativa zvýšeného součinitele přestupu tepla je tzv. sprchování teplo-směnných ploch. Na ostříkované ploše dochází k vypařování vody a teplo k tomu potřebné je odebíráno z odpadního vzduchu. Výsledkem je opětovné zvýšení účinnosti výměníku. Zařízení je možno používat i v znečištěném prostředí (pachy, prach), ovšem za předpokladu, že dojde k malému kontaktu odváděného vzduchu se vzduchem přiváděným, čerstvým. Není vhodné používat tento způsob v prostředí velkého mechanického znečištění z důvodu velmi náročné údržby výměníku. Schéma rekuperační jednotky s křížovým výměníkem je na Obr. 7.

Obr. 7. Křížový deskový výměník

**1.** Ventilátory s el. motorem, **2.** Deskový výměník tepla, **3.** Elektrický ohřívač (vodní), **3.** Chladič, **4.** Filtr čerstvého vzduchu, **5.** Filtr odvodního vzduchu, **6.** Klapka čerstvého vzduchu, **7.** Klapka odvodního vzduchu, **8.** Rozvaděč M a R (měření a regulace), případně svorkovnice,  $v_e$ - Přívod čerstvého vzduchu,  $v_p$ - Přiváděný vzduch,  $v_o$ - Odváděný vzduch,  $v_{oo}$ - Znehodnocený vzduch



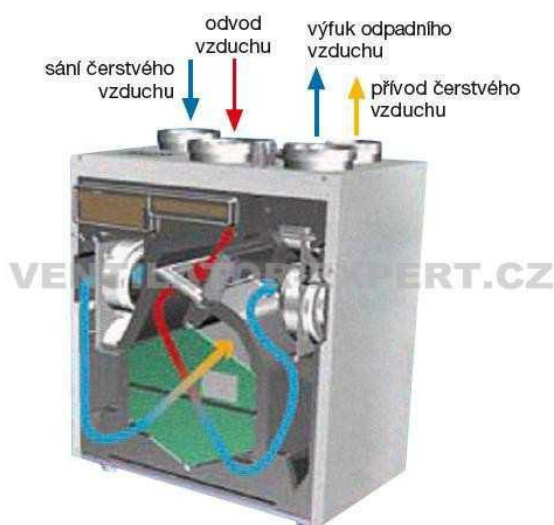
### 3.2.2.2 Protiproudý deskový výměník

Protiproudý deskový výměník je konstrukcí velmi blízký křížovému výměníku. Mají společné znaky ve zvyšování efektivity přenosu tepla (zvětšením teplo-směnné plochy, materiál), možnosti použití ve znečištěném prostředí s ohledem na kontaminaci přiváděného vzduchu. Změnou orientací jednotlivých proudů vzduchu dosáhneme zvýšení maximální efektivity křížových výměníků z 80 % na 90 %. Jedná se o jeden z principů, jak zvýšit účinnost přenosu tepla. Díky proudění vzduchu přes teplo-směnnou plochu rekuperátoru se urychluje přenos tepla. Je nutno rychlost přizpůsobit nejen výkonu ventilátorů, ale i hlučnosti potrubí a celé instalace.



Obr. 8. Protiproudý deskový výměník

Pro ukázkou rozdílnosti uvádím obr. 8. a obr.9. protiproudého deskového výměníku EHR 275 E [12]. Znatelný rozdíl je ve tvaru výměníků, který vyvolává určité podmínky umístění. Zde vzniká malá nevýhoda protiproudých výměníků, co se týče ergonomičnosti tvaru a výsledného poskládání jednotlivých elementů do rekuperační jednotky.



Obr. 9. Protiproudý deskový rekuperátor

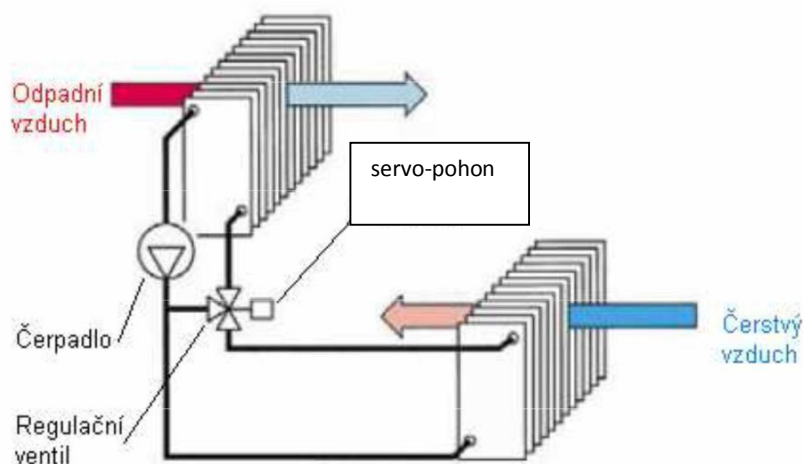


### 3.2.2.3 Deskové výměníky s kapalinovým přenosem

Jedná se o speciální deskové výměníky s možností částečného přenosu vlhkosti pro zvýšení vlhkosti vzduchu přiváděného. Médium přenosu vlhkosti je nejčastěji papír, popř. materiál s obdobnou strukturou a vlastnostmi. Využití k odvlhčování je sekundární schopností rekuperačního výměníku [2]

### 3.2.3 Deskové výměníky s kapalinovým okruhem

Mezi speciální rekuperační výměníky patří systém s teplonosnou kapalinou. Kapalina, v podobě např. vody, nemrznoucí směsi nebo oleje, tvoří mezistupeň při přenosu tepla. Systém je tvořen okruhem s čerpadly a žebrovými výměníky. Lze jej využít pro přenos tepla navětší vzdálenost. Nutno počítat s tlakovými ztrátami. Vzhledem k velikosti celého výměňkového systému je také nutno dbát, aby Reynoldsovo číslo nepřesáhlo hodnotu 5000, kvůli ztrátám vířením v potrubí. Pro svou konstrukci dosahuje výměňný systém účinnosti mezi 30 a 50 %. Pro zvýšení účinnosti se volí protiproudá pozice výměníků vzhledem k odpadnímu vzduchu, tj. užití principu zvýšení tepelné účinnosti pomocí proudění přes teplosměnnou plochu, jako je tomu např. u deskových výměníků protiproudých.



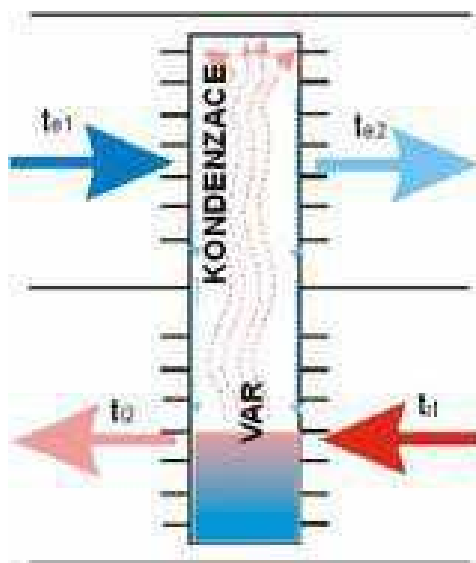
Obr. 10. Kapalinový rekuperační okruh

Dále je určující tvar a počet výměníků, který se volí dle možností objektu. Po těchto úpravách je možné dostat účinnost na hodnotu až 90%. Díky konstrukci s mezistupněm přenosu tepla dochází k úplnému oddělení odpadního a čerstvého vzduchu.

Užití těchto systémů je vhodné zejména do průmyslových halových objektů. Pro rekuperaci tepla z výrobních hal a větracích systémů z rozlehlějších objektů. Rekuperované teplo je pak použito k přehřívání vody na sociálních zařízeních, jako je WC a umývárny personálu. Popř. jiné užití v otopné soustavě objektu. Příkladem je užití v krytém bazénu, kdy je teplo rekuperované z plavecké haly přiváděno do šaten a sociálního zázemí.

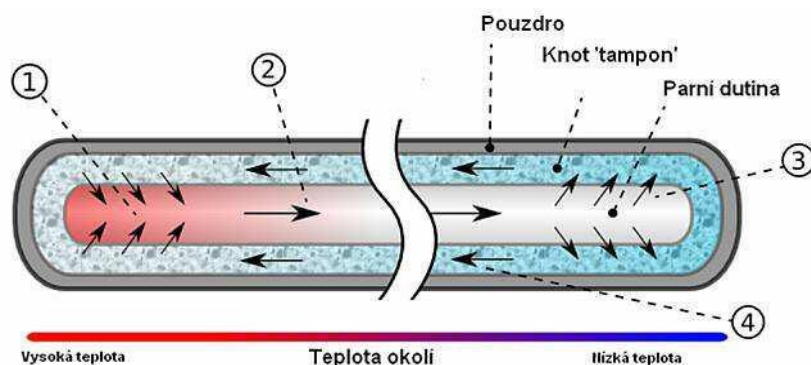
### 3.2.4 Tepelné trubice

Jedná se o velmi jednoduchý systém rekuperace. Principem je poloha trubice s neposměnnou kapalinou v odváděném a přiváděném vzduchu. Spodní část je v proudu odváděného vzduchu, jímž je ohřívána a teplotná kapalina uvnitř trubek se odpařuje vzhůru. Zde trubice zasahuje do proudu vzduchu přiváděného a tedy chladnějšího. Kapalina po předání tepla kondenzuje na stěnách trubice a stéká opět do spodní části[3]. Tento princip vyžaduje specifické umístění vzhledem k jednotlivým proudům vzduchu. Zároveň svou konstrukcí zajišťuje velmi kvalitní oddělení obou proudů vzduchu. Jediným místem případné netěsnosti zařízení je průnik trubice do větracích šachet, tj. průnik pláštěm přiváděcího/odváděcího potrubí. Místo je třeba vzhledem k teplotám utěsnit, popř. zamezit průniku škodlivin z odpadního vzduchu dále mimo systém (těsnící tmely, dilatační prostory). Samotná trubice by měla být vždy dokonale těsná, pro zachování koloběhu varu a kondenzace. Na obr.8 je znázorněno schéma rekuperačního systému tepelných trubíc gravitačních.



Obr. 11. Gravitační tepelná trubice

V situaci, kdy není možné dodržet polohu trubice vzhledem k odvětracímu a přívodnímu potrubí je možnost užití tepelných trubíc s kapilární strukturou. Transport kapaliny do části vypařování probíhá pomocí působení kapilárních sil [1]. Díky tomuto systému je možné reversibilní užití zařízení při chlazení. Je uvedeno na obr.12. Důležitým parametrem trubíc je teplota kapaliny. Je nutno před celým návrhem uvážit vstupní a výstupní teploty a dle těchto hranic navrhovat kapalinu (voda, čpavek,..)



Obr. 12. Kapilární tepelná trubice

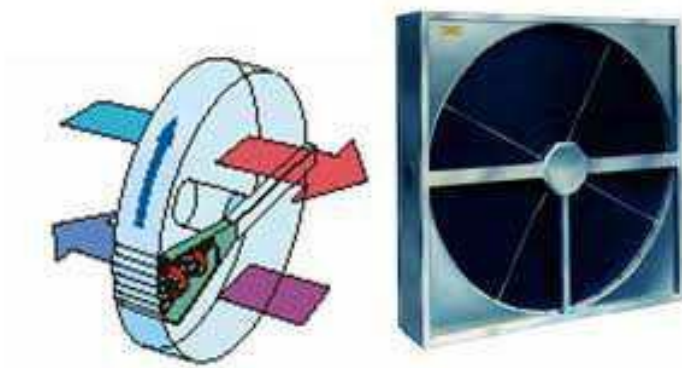
1. Zahřátím se z pracovní kapaliny stává pára. Vznikající pára odebírá tepelnou energii.
2. Pára putuje parní dutinou ke konci s nižší teplotou.
3. V prostředí s nižší teplotou pára kondenzuje a vznikající kapalina je absorbována knotem za uvolnění tepelné energie.
4. Pracovní kapalina vlivem kapilární vztlakovosti teče ke konci s vyšší teplotou.

### 3.3 Regenerační výměníky

Regenerační systém odpadního vzduchu pro zpětné získávání tepla a vlhkosti pracuje na principu akumulace tepla, popř. vlhkosti do hmoty výměníku. Výměník je pak střídavě omýván odpadním a čerstvým vzduchem. To znamená, že užití způsobuje částečné promíšení obou proudů vzduchu. Teoreticky mohou dosáhnout účinnosti jako rekuperační výměníky, tj. přes 90 %. V reálu je ale tepelná účinnost mezi 40 a 60% [7]. Vzhledem ke schopnosti absorbovat vlhkost jsou např. u rotačních výměníků povrchy dimenzovány na maximální pohltivost vzdušné vlhkosti. Účinnost přenosu vlhkosti je pak v rozmezí 40 a 60%.

#### 3.3.1 Rotační regenerační výměník

Základní prvkem výměníku je rotor (válcové kolo), které je vybaveno malými kanálky. Materiál výměníkové části kola se odvíjí od stávajících technologií. Nejčastěji je to typ kovu nebo plastu, v poslední době jsou užívána tzv. gelová kola, kde je materiálem přenosu **silicagel**, známý např. ze sáčků z nových bot. Rotující kolo je z poloviny vystaveno proudu přiváděného vzduchu a postupným otočením je pak tato polovina pootočená do proudu čerstvého vzduchu, kde předává teplo a vlhkost. Nutnou součástí výměníku je čistící část, která zabraňuje přenosu nečistot mezi jednotlivými proudy. Na obr.13 je znázorněno schéma rotačního výměníku.



Obr. 13. Rotační regenerační výměník

Rotor se nejčastěji vyrábí z hliníku, popř. z dalších materiálu, jak již bylo uvedeno v předchozím odstavci. Principem, jakým dochází k přenosu vlhkosti a tepla se dělí rotační výměníky na tři skupiny [12]

**Kondenzační rotory** - k přenosu dochází kondenzací par pouze při poklesu teploty na rosný bod. Nevýhoda za řízení je malá vlhkostní účinnost a provozuschopnost pouze v zimním období

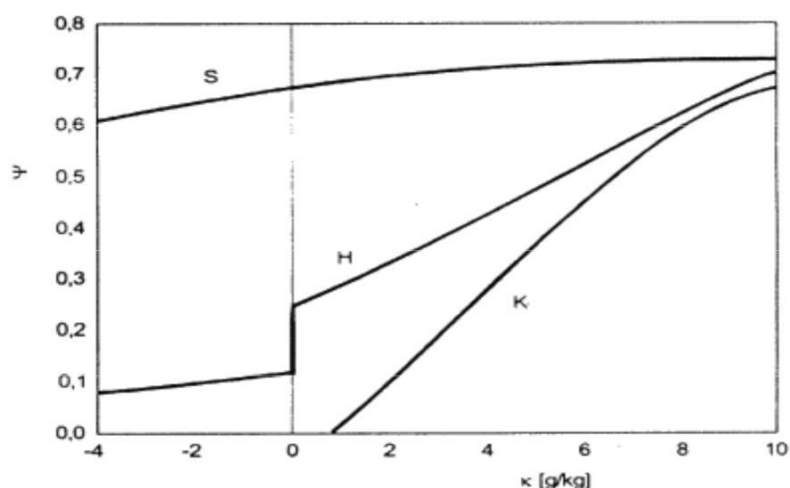
**Hygroskopické rotory (entalpické)**- z chemicky naleptaných folií, které mají kapilární strukturu povrchu. Kromě kondenzace za příznivých podmínek dochází také k přenosu vodní páry absorpčním účinkem. Celkový přenos vlhkosti - změna měrné vlhkosti  $\Delta x$  není však se stejnou účinností jako přenos citelného tepla - změna teploty  $\Delta t$ . Představa, že jde o dokonalou výměnu entalpie, nebývá proto vždy naplněna, vzhledem k menší účinnosti přenosu vlhkosti vůči účinnosti přenosu citelného tepla.

**Sorbční rotory (desikační)** - mají na nosném podkladu z Al, keramické nebo skelné vláknité folie nanesenu vrstvu sorpčního materiálu (např. silikagel nebo zeolitu, který působí jako molekulární síto. Jejich povrch tvoří desikanty, látky (sorbenty) schopné opakovaně adsorbovat a uvolňovat vodní páru. Jsou to tuhé látky s velkou porózitou, jejíž povrch dosahuje několika set  $m^2$  na 1 g látky. Působí na principu absorpce, fyzikálním procesem vytváření vrstvy vodní páry (příměsí) na povrchu tuhé látky (bez kondenzace).



*Obr. 14. Sorbční materiál silikagel*

V běžné praxi jsou používány tři druhy sorbentů: silicagel, aktivovaný oxidovaný uhlík, molekulová síta – zeolity. Absorbční parametry lze regulovat dle následujících možností: změna hustoty vlnění folií, roztečí kapilár, rozsahem průměru kapilár. Obr. 13 naznačuje přenos vlhkosti dle jednotlivých řešení rotoru (oběžného kola).

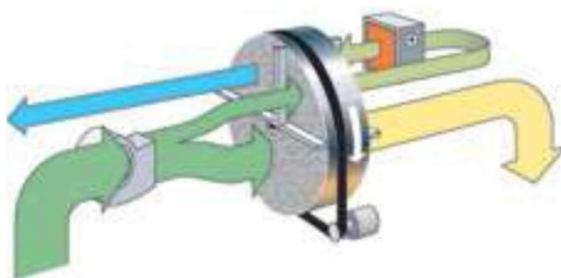


Obr. 15. Přenos vlhkosti dle sorpčního materiálu

Činnost ZZV rotorů: K - kondenzačních, H - hygroskopických, S - sorpčních, v závislosti na kondenzačním potenciálu. Výsledky měření na instalovaných zařízeních - podle E. Becka -HLH 5/2003. [11]

Rotační výměníky není vhodné používat do prostředí s velkým mechanickým a chemickým znečištěním. Důvodem je konstrukční řešení a z něj vyplývající mez až 5% pronikání odváděného vzduchu do čerstvého upravovaného[1]. Technologii lze použít jako odvlhčovací zařízení v průmyslu. Sorpčním materiálem je tzv. **supersillicagel**.

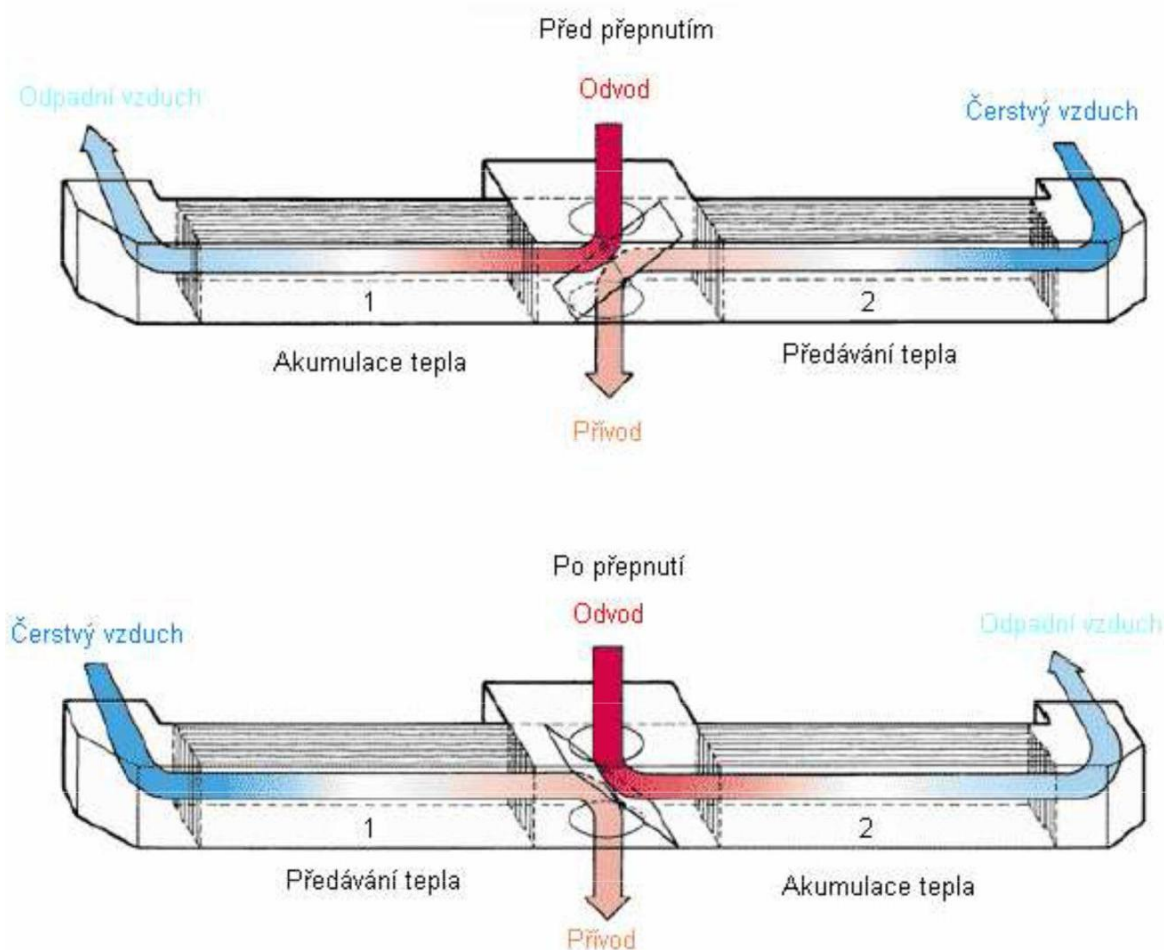
Pohonem rotoru je elektromotor, což v praxi znamená dostatečnou možnost regulace bez použití škrticích klapek, nebo obtoků v podobě bypassů, jako u deskových výměníků. Vzhledem k otáčení rotoru je nutno občasné pootočení kola o 180°. Důvodem je zabránění jednostranného opotřebení [12]



Obr. 16. Rotační výměník s odvlhčením

### 3.3.2 Přepínací výměník

Princip přepínacích výměníků spočívá ve vedení odpadního vzduchu přes soustavu potrubí k výměníku schopnému akumulovat teplo a vlhkost. Následně pomocí klapky přepne proud vzduchu z odpadního na čerstvý. Cykly přepnutí se střídají po intervalech (obvykle 1 minuta). Zápornou vlastností všech přepínacích výměníků je možnost zkratu v momentě přepnutí klapky, které přetlačuje proud vzduchu. Zároveň není vhodné použití do mechanicky a chemicky znečištěných prostor pro nemožnost oddělení jednotlivých proudů vzduchu. Další nevýhodou je rozměrnost výměníků vzhledem k potrubnímu systému a přepínání jednotlivých okruhů[3].



Obr. 17. Přepínací výměník

### 3.4 Další sledované vlastnosti zařízení ZZT

#### 3.4.1 Namrzání výměníků

Při použití výměňkových systémů s teplotami pod bodem mrazu a vyššími vlhkostmi je riziko námrazy značné. Rozdíl je u regeneračních výměníků oproti rekuperačním v tom, že jsou neustále obtékány teplým vzduchem (odpadním). Rekuperační výměníky jsou vystaveny různým druhům námrazy, které mohou zapříčinit až destrukci za řízení. Pro ochranu před námrazou jsou možné dvě skupiny opatření. Jedna používá přehřátého vzduchu, což má za následek značné snížení teplotní účinnosti zařízení. Druhou skupinou opatření je elektrický předhřev (popř. jiný) součástí vystavených námraze. Vliv na účinnost je menší, ale přesto znatelný [11]

#### 3.4.2 Recirkulace ZZT

Mnohdy zaměňované pojmy recirkulace a zpětné získávání tepla jsou dva odlišné technologické postupy. Recirkulací je možné získávat odpadní teplo v aplikacích kde je to vhodné. V některých případech je vhodnější řešení recirkulace z hlediska finanční náročnosti zařízení zpětného získávání tepla. Recirkulace však v určitém poměru směšuje odpadní a čerstvý vzduch a není tím splněn princip rekuperace, tj. nevyužívá energii vyfukovaného vzduchu vně objektu. [11]

#### 3.4.3 Těsnost výměníků

Z hlediska zamezení průniku nečistot z odváděného proudu vzduchu jsou vhodnější rekuperační výměníky. V případě kapalinového okruhu jde o 100% oddělení obou proudů. U ostatních rekuperačních výměníků záleží na přesnosti výroby. Pokud by v odpadních prouděch měli být životu nebezpečné látky, je vždy prováděna tlaková zkouška. Obecně jsou podmínky systému nastaveny na přetlak na čisté straně proudů. [11]. Regenerační výměníky svou konstrukcí neumožňují dokonalé oddělení vzduchů. Proto jsou vždy řešení v náročném prostředí opatřena speciální čistící zónou, popřípadě je volen speciální materiál oběžného kola.



### 3.4.4 Ekonomie

Ekonomie je hlavním důvodem instalace ZTZ. V každém případě je potřeba vždy provést studii zahrnující několik různých hledisek. Číselné hodnoty termodynamických rovnic tak nejsou jediným ukazatelem vhodnosti zařízení. Jedním z hledisek je i četnost a rozsah užití zařízení (vhodnější je vždy pro aplikace s delším provozem než krátkodobé užití). Ne vždy je tedy ZTZ jasným snížením nákladů na spotřebu energie.

Při ekonomickém vyhodnocení energetických investic používána tzv. základní metoda výpočtu čisté hodnoty zisku [1]. Pro stanovení čistého zisku se vypočte roční hrubý výnos  $\Delta HW$ .

$$\Delta HW = \Delta W \times C \quad (\text{K č.r}^{-1}) \quad (10)$$

Vzhledem k tomu, že v energetických systémech využití druhotné (vzhledem k počtu ventilačních zařízení, kompresorů apod.) je nutno zohlednit tuto hodnotu dle příslušných vztahů.

$\Delta W$  ... dosažená roční úspora (GJ.r<sup>-1</sup>)

$C$  ..... aktuální cena energie, jejíž spotřeba je snižována (K č.GJ<sup>-1</sup>)

Roční rozdíl provozních nákladů.

$$\Delta N = \Delta N_u + \Delta N_m \quad (\text{K č.r}^{-1}) \quad (11)$$

$\Delta N_u$  ... roční změna nákladů na opravy a údržby

$\Delta N_m$  ..... roční změna nákladů na mzdy

Při výpočtu ročního rozdílu nákladů nejsou uvažovány odpisy zařízení, protože v dalším kroku hodnocení při stanovení finančního zisku, resp. Ztráty je nárůst investičních prostředků na realizaci energetického systému odečítán.

Roční suma hrubého výnosu a změna provozních nákladů  $HVN$

$$HVN = \Delta HW - \Delta N \quad (\text{K č.r}^{-1}) \quad (12)$$

Diskontovaná hodnota budoucího ročního výnosu  $DV_n$

$$DV_n = \frac{HVN_n}{(1+r)^n} \quad (\text{K č.r}^{-1}) \quad (13)$$

$r$  ....reálná reálná úroková míra

$n$ .... Rok provozu energetického systému

Součet diskontovaných hodnot budoucího ročního výnosu  $SDV$  se vypočte podle vztahu

Doba návratnosti  $T_n$  investičních prostředků  $\Delta I$  lze stanovit z rovnice.

$$\sum_{n=1}^{T_n} DV_n = \Delta I \quad (\text{Kč}) \quad (14)$$

Finanční zisk  $FZ$  nebo ztráta za dobu životnosti energetického systému

$$FZ = SDV - \Delta I \quad (\text{Kč}) \quad (15)$$

Index ziskovosti  $P_i$

$$P_i = \frac{HVN_n}{\Delta I} \quad (\text{Kč. Kč}^{-1}) \quad (16)$$

Konečným ukazatelem je tzv. index ziskovosti, který ukazuje, kolik Kč získáme z jedné investované Kč do energetického systému. Energetický systém je považován za ekonomicky efektivní, pokud tento index přesahuje hodnotu 1.

## 4 Návrh vzduchotechnické části polyfunkčního objektu

Tato část diplomové práce obsahuje základní návrh vzduchotechnického zařízení pro polyfunkční objekt administrativní budovy stavebně spojené s koncertní halou. Půdorys objektu je obdélník. Hmoty je tvořena kvádrem koncertní haly, na němž spočívá menší, vyšší kvádr s kancelářskými prostory. Poslední podlaží je opět kvádrem poloviční mocnosti. Rozdílnost jednotlivých těles objektům sjednocena zarovnáním těles ke kratší straně obdélníka, jež bude zároveň stranou uliční. Předpokládaný rozsah pater bude 8 nadzemních. V rozpětí výšky haly dvou podlaží bude kancelářských prostor začínat 3. nadzemním patrem. Osmé patro je z části osazeno technologií.

Samotná vzduchotechnika a klimatizace je v následujících kapitolách popsána v pomoci přílohy k práci (viz. příloha 1-3) a slovního popisu technického řešení větrání daných prostor. Dále je popsána sestava zařízení, vykonávající samotnou činnost. Návrh stanovuje základní podmínky z hlediska dosažených mikroklimatických podmínek vnitřního prostředí a způsob jejich dosažení a vlivu na stavební řešení.

Podrobnější popis je věnován volbě rekuperačního a regeneračního výměníku s daty a technický nákresem zařízení spolu s grafickými přílohami (viz. příloha 1-3), kde jsou zařízení umístěna v objektu.

### 4.1 Legislativní podklady

Pro zpracování byly použity následující platné české normy, směrnice a předpisy:

Dále pro zhotovení této dokumentace byly použity následující platné předpisy:

- Nařízení vlády číslo 148/2006 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Nařízení vlády číslo 361/2007Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci
- Vyhláška MZ ČR číslo 6/2003, kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzických a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- ČSN 73 0540 „Tepelně technické vlastnosti budov“
- ČSN EN 378-3 „Instalační místo a ochrana osob“

- ČSN EN ISO 13 790 „Energetická náročnost budov – Výpočet potřeby energie na vytápění a chlazení“

## 4.2 Základní údaje a charakteristika požadavků kladených na vzduchotechniku a klimatizaci

### 4.2.1 Základní výpočtové údaje

#### 4.2.1.1 Vnější výpočtové údaje

Vnější výpočtové údaje jsou předpokládány následující:

- zeměpisná šířka 50°02' s.š.
- nadmořská výška 200 m. n.m.
- maximální tlak vzduchu 96 kPa

Tab. 1. Teploty a relativní parametry pro návrh klimatizačních a větracích zařízení

Parametry	Chladné období	Teplé období
Teplota suchého teploměru	-15 °C	+32 °C
Teplota vlhkého teploměru	-15,1 °C	+22 °C
Entalpie vzduchu	-12,7 kJkg <sup>-1</sup>	+65 kJkg <sup>-1</sup>
Relativní vlhkost vzduchu	97 %	42 %
Absolutní vlhkost vzduchu	1 gkg <sup>-1</sup>	12,8 gkg <sup>-1</sup>

#### 4.2.1.2 Tepelně technické vlastnosti budovy

Pro orientační výpočet tepelných zisků a ztrát odpovídající tomuto projektovému stupni bylo uvažováno s následujícími hodnotami:

- prosklené plochy (otevíratelné či neotevíratelné)
  - součinitel prostupu tepla  $u = 1,4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
- stínící součinitel prosklených vertikálních ploch včetně vnitřních nebo vnějších žaluzií  $s = 0,4$
- svislé stavební konstrukce neprosklené
  - součinitel prostupu tepla  $u = 0,3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

- součinitel pohltivosti slunečního záření  $\psi = 0,6$
- střešní horizontální konstrukce
  - součinitel prostupu tepla  $u = 0,2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
  - součinitel pohltivosti slunečního záření  $\psi = 0,6$
- podlaha - součinitel prostupu tepla  $u = 0,5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

#### 4.2.1.3 Maximální vnitřní tepelné zátěže klimatizovaných prostor

Pro orientační dimenzování klimatizačních zařízení, které odpovídá tomuto projektovému stupni, jsou uvažovány následující tepelné zátěže:

Tab. 2. Tepelné zátěže

Prostor	Maximální tepelná zátěž		
	Obsazenost	Osvětlení	Technologie
Kanceláře	10 m <sup>2</sup> /osobu	15 Wm <sup>-2</sup>	20 Wm <sup>-2</sup>
Zasedací místnosti	2 m <sup>2</sup> /osobu	20 Wm <sup>-2</sup>	10 Wm <sup>-2</sup>
Vstupní hala	2 m <sup>2</sup> /osobu	20 Wm <sup>-2</sup>	5 Wm <sup>-2</sup>
Víceúčelová hala – koncert rock/pop	max 2990 osob	50 Wm <sup>-2</sup>	5 Wm <sup>-2</sup>
Víceúčelová hala – divadlo	max 2000 osob	40 Wm <sup>-2</sup>	10 Wm <sup>-2</sup>
Víceúčelová hala – sportovní akce, ples, seminář	1500 osob	55 Wm <sup>-2</sup>	5 Wm <sup>-2</sup>
Šatna herců	5 m <sup>2</sup> /osobu	50 Wm <sup>-2</sup>	20 Wm <sup>-2</sup>
Šatna - maskérna	5 m <sup>2</sup> /osobu	50 Wm <sup>-2</sup>	125 Wm <sup>-2</sup>
Denní místnost	10 m <sup>2</sup> /osobu	15 Wm <sup>-2</sup>	2 kW
Kanceláře herců	5 m <sup>2</sup> /osobu	15 Wm <sup>-2</sup>	20 Wm <sup>-2</sup>
Dílna, režie	5 m <sup>2</sup> /osobu	20 Wm <sup>-2</sup>	40 Wm <sup>-2</sup>
Pokladna	8 m <sup>2</sup> /osobu	20 Wm <sup>-2</sup>	10 Wm <sup>-2</sup>
Velín	5 m <sup>2</sup> /osobu	20 Wm <sup>-2</sup>	60 Wm <sup>-2</sup>

#### 4.2.1.4 Předpokládané provozní doby

Pro dimenzování celkových potřeb energií a hlukové zátěže okolí budovy jsou předpokládány následující provozní doby:

- |    |                               |  |
|----|-------------------------------|--|
| a) | kanceláře, zasedací místnosti | převážně pracovní dny 7 <sup>00</sup> - 18 <sup>00</sup> |
| b) | servery kanceláří             | nepřetržitě  |
| c) | parking                       | nepřetržitě s nočním útlumem                             |
| d) | víceúčelová hala              | nárazově v denní i noční dobu                            |

#### 4.2.2 Požadavky na provoz klimatizace

##### 4.2.2.1 Požadavky na mikroklimatické podmínky jednotlivých prostor s nuceným větráním a chlazením

Níže jsou uvedeny předpokládané mikroklimatické podmínky u místností s nuceným větráním. (N = negarantováno)

Tab. 3. Mikroklimatické podmínky pro nucené větrání

Místnost	Chladné období		Teplé období	
	Teplota suchého teploměru [ °C]	Relativní vlhkost [%]	Teplota suchého teploměru [ °C]	Relativní vlhkost [%]
Kanceláře, šatny	22±2	Min. 30/22°C	24±2	Max. 60
Zasedací místnosti	22±2	Min. 30/22°C	24±2	Max. 60
Vstupní haly	22±2	N	24±2	N
Serverovny	Dle technologie cca 22±3 celoročně	N	Dle technologie cca 22±3 celoročně	N
Víceúčelová hala	22 ± 2	Min.30/22°C	24 ± 2	Max. 60

#### 4.2.2.2 Dimenzování zařízení z hlediska výměny vzduchu

Na základě platné legislativy a s přihlédnutím na předpokládaný způsob využití daných prostor v určitém stupni dosaženého standardu je možno stanovit dle jednotlivých prostor průtoky čerstvého vzduchu následovně:

Tab. 4. Požadovaná výměna vzduchu

Místnost	Průtočné množství	Poznámka
Kanceláře, šatny	Min 30 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	
Zasedací místnosti	Min 30 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	
Lobby kanceláří	30 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	
Víceúčelová hala	50 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	Koncert rock/pop, Ples, Sportovní akce
	30 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	Divadlo, Koncert vážné hudby
Lobby víceúčelové haly	30 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	
Dílna, režie	60 m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> /1 osoba	

S ohledem na platnou českou legislativu tyto hodnoty je možno snížit v letním a zimním teplotním venkovním extrému až na polovinu.

Obdobně lze na základě české legislativy stanovit minimální množství odsávaného vzduchu z prostor se vznikem škodlivin (pachů).

- a) sociální zázemí
  - umývárny 30 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>
  - WC/mísa 50 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>
  - WC/pisoár 25 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>
  - sprchy šaten personálu 150 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>
- b) čajové kuchyňky 150 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>

#### 4.2.2.3 Filtrace vzduchu

Vzhledem k tomu, že z hlediska české ani evropské legislativy nejsou požadavky na čistotu přiváděného vzduchu nasávaného ze standardního městského venkovního prostředí, budou vzduchotechnické systémy vybaveny pouze základní filtrací ochraňující teplosměnné plochy výměníků proti zanesení. Proto bude použita při nuceném přívodu vzduchu před výměňikovými plochami pouze hrubá filtrace odpovídající třídě filtru G3-G4 dle normy ČSN EN 779 se střední odloučivostí 80-90 % se zkouškami na syntetický prach. Totéž platí i pro odvod vzduchu před výměňiky zpětného získávání tepla.

S ohledem na provoz zařízení vzduchotechniky a jeho ekonomický provoz budou používány kapsové filtry s vysokou jímavostí prachu.

#### 4.2.2.4 Maximální hodnoty hladin hluku

Aby se na maximální možnou míru eliminovaly nepříznivé vlivy hluku a vibrací vznikající provozem vzduchotechniky a klimatizace, budou přijata taková opatření (vč. použití odpovídajících prvků) snižující hluk do vnitřního i vnějšího prostředí od provozu vzduchotechnických a klimatizačních zařízení na požadované hodnoty.

Tab.5. Maximální hodnoty hladiny hluku

Prostor	Maximální hladina akustického tlaku [dB(A)]	Odpovídající třída hluku [NR]
Kanceláře	45	40
Zasedací místnosti	40	35
Vstupní haly	50	45
Sociální zázemí	60	55
Technické místnosti	85	80
Parking	75	70



Víceúčelová hala – koncert rock/pop, ples	55	50
Víceúčelová hala – koncert vážné hudby, divadlo	35	30
Šatny účinkujících	45	40
Maskérny	45	40
Denní místnost	55	50

## 4.3 Technický popis zařízení

### 4.3.1 Víceúčelový sál a kancelářské prostory

Pro větrání víceúčelové haly je určena strojovna vzduchotechniky na úrovni 2.NP. Nasávání čerstvého venkovního vzduchu a náhrada použitého vzduchu bude pomocí protidešťových žaluzií a stavebního kanálu, v kterém bude umístěn tlumič hluku. Přívod a odvod vzduchu bude zajištěn pro max. 2990 osob, kdy se předpokládá 1500 osob sedících a 1490 osob stojících.

Ve strojovně vzduchotechniky budou umístěny 3 vzduchotechnické jednotky, dle napočítaných objemů prostor (zařízení č. 1 a zařízení č.2). Jednotky budou ve složení:

#### **Přívod vzduchu:**

- Komora s uzavírací klapkou ovládanou servopohonem
- Filtrační komora třídy G4
- Přívodní část rotačního výměníku ZZT s přenosem vlhkosti
- Směšovací část s cirkulační klapkou ovládanou servopohonem
- Radiální ventilátor s frekvenčním měničem otáček motoru a difusorem
- Vodní ohříváč s kapilárou protimrazové ochrany
- Vodní chladič s odlučovačem kapek
- Komora parního zvlhčovače s rozvodem páry a parními trubicemi

#### **Odvod vzduchu:**

- Filtrační komora třídy G4
- Radiální ventilátor s frekvenčním měničem otáček motoru a difusorem
- Směšovací komora
- Odvodní část rotačního výměníku ZZT s přenosem vlhkosti
- Komora s uzavírací klapkou ovládanou servopohonem

V přívodním i odvodním potrubí budou umístěny tlumiče hluku a protipožární klapky dle požárních úseků. Pro dopravu přívodního vzduchu v prostoru víceúčelového sálu bude použito potrubí z ocelového pozinkovaného plechu. Množství čerstvého vzduchu a cirkulačního vzduchu bude řízeno na základě čidla CO<sub>2</sub> v odvodním potrubí. Distribuce

přívodního vzduchu bude v prostoru sálu vířivými anemostaty s naklápěcími lamelami ovládané servopohonem dle teploty přívodního vzduchu. Plynulou regulaci otáček ventilátorů frekvenčními měniči na základě čidla CO<sub>2</sub>, které v případě překročení limitu 900 ppm CO<sub>2</sub> zajistí zvýšení dodávky čerstvého vzduchu do větraného prostoru.

Administrativní prostory v nadzemních podlažích budou větrány centrální klimatizační jednotkou umístěnou na střeše objektu. Provedení jednotky bude uzpůsobeno do venkovního prostředí tzn., že kromě běžného vybavení (základový rám, dilatační vložky pro připojení potrubí) bude mít speciální opláštění (stříška nad jednotkou, těsnění komor odolné proti vnikání vlhkosti), vnitřní osvětlení s možností zásuvek pro napojení ručního nářadí a možnost snadné obsluhy a údržby. Dále napojení vodních výměníků a odvody kondenzátu a připojení pitné vody pro zvlhčovače bude konstrukčně v maximální možné míře eliminovat možnost zamrznutí rozvodů s kapalinami. Venkovní připojení ohříváče, chladiče a zvlhčovače bude opatřeno topnými kabely zamezující zamrznutí kapalin.

Jednotka bude vybavena prostorem pro umístění parního zvlhčovače a frekvenčních měničů otáček motorů ventilátorů tak aby nedošlo k jeho poškození vlivem nepříznivých povětrnostních podmínek a přímotopy v prostoru výměníků zamezující poškození vodních výměníků při odstávce v zimním období.

Sání čerstvého vzduchu bude provedeno pomocí protidešťové žaluzie, která bude umístěna v místech, kde je nejmenší nebezpečí nasátí pachů či prachu.

Vzduchotechnická jednotka bude ve složení:

**Přívod vzduchu:**

- Komora s uzavírací klapkou ovládanou servopohonem
- Filtrační komora třídy G4
- Komora s kulisovými tlumiči hluku
- Přívodní část rotačního výměníku ZZT s přenosem vlhkosti
- Směšovací část s cirkulační klapkou ovládanou servopohonem
- Radiální ventilátor s frekvenčním měničem otáček motoru a difusorem

- Vodní ohřívač s kapilárou protimrazové ochrany
- Vodní chladič s odlučovačem kapek
- Komora s kulisovými tlumiči hluku
- Komora parního zvlhčovače s rozvodem páry a parními trubicemi

**Odvod vzduchu:**

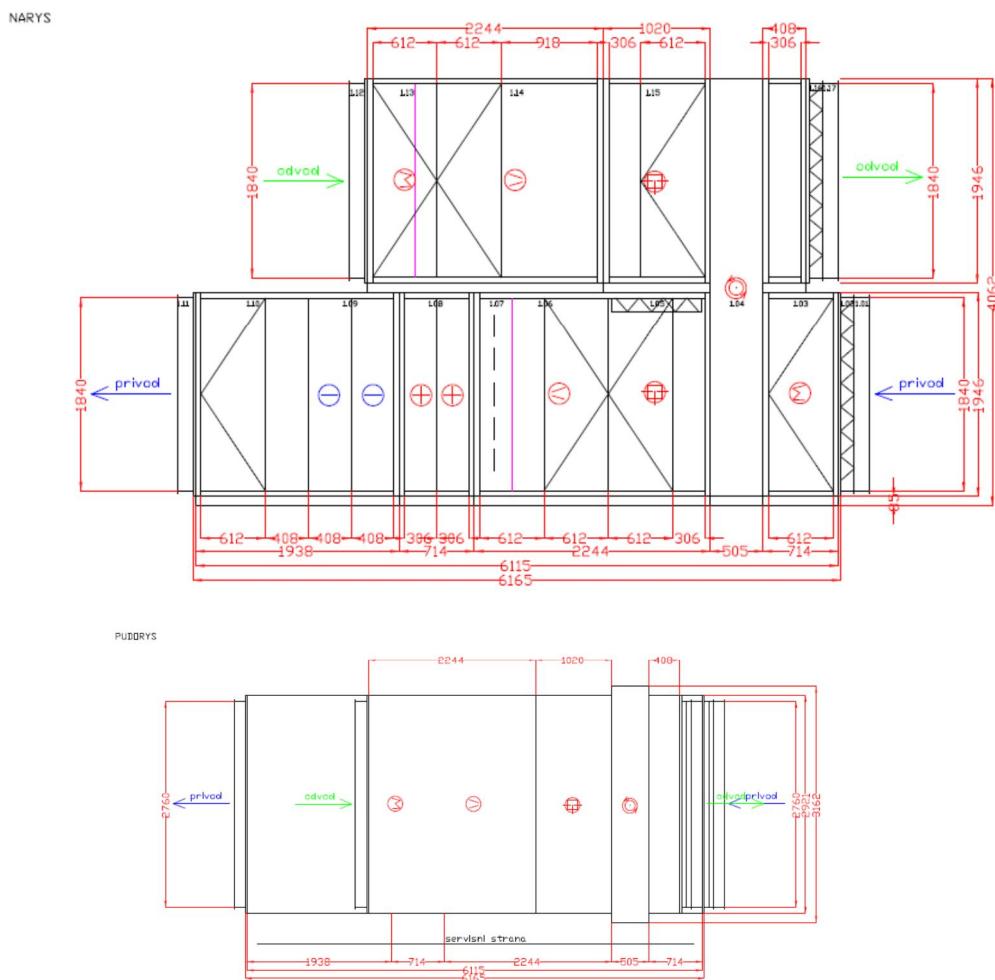
- Filtrační komora třídy G4
- Komora s kulisovými tlumiči hluku
- Radiální ventilátor s frekvenčním měničem otáček motoru a difusorem
- Směšovací komora
- Odvodní část rotačního výměníku ZZT s přenosem vlhkosti
- Komora s kulisovými tlumiči hluku
- Komora s uzavírací klapkou ovládanou servopohonem

Čerstvý vzduch bude proveden z ocelového pozinkovaného plechu čtyřhranného průřezu a přes požární klapky na odbočkách do jednotlivých podlaží tak, aby umožňovaly přívod vzduchu do všech prostor v potřebném množství. Distribuce čerstvého vzduchu bude pro kancelářské prostory přes regulátory konstantního průtoku vzduchu s přeslechovými tlumiči hluku do výdechového boxu fan-coilu osazeného čtyřhrannou vyústkou ve snížené části podhledu kancelářské prostory.

Odvod vzduchu z kancelářského prostoru bude veden pomocí přefuku do podhledu pomocí čtyřhranných vyústek a odtud bude vzduch přefukován přes přeslechový tlumič hluku do prostoru podhledu chodby, odkud je vzduch odsáván přes regulátor proměnného průtoku vzduchu opatřeného servopohonem s plynulou regulací do odsávacích šachet a centrální VZT jednotky. Eliminace tepelných zisků v kancelářských a zasedacích prostorech bude prováděna pomocí dvoutrubkových podstropních cirkulačních FCU s napojením na rozvod studené vody s teplotním spádem 10/16 °C.

#### 4.3.1.1 Rotační výměník ZZT s přenosem vlhkosti

Výměník je v přílohách značen jak zařízení č.1-2. Jedná se o jednotku vzduchotechniky koncertního sálu. Výměník bude entalpický s přenosem vlhkosti, pro napájení bude potřeba 400v, 50Hz.



Obr. 18. Větrací jednotka s rotačním výměníkem značky Remak – 2D

#### Výměníky pro koncertní sál (zařízení č.1):

Skutečný průtok vzduchu	55000 -52000	[m <sup>3</sup> /h]
<u>Provozní období v zimě:</u>		
<u>Výstupní parametry přívodního vzduchu</u>		
Teplota	9,7	[°C]
Relativní vlhkost	32	[%]
<u>Výstupní parametry odvodního vzduchu</u>		
Teplota	-3,6	[°C]
Relativní vlhkost	100	[%]
<u>Výkonové parametry</u>		

Teplotní účinnost	67	[%]
Výkon	488,7	[kW]

### Výměník pro kancelářské prostory (zařízení č.2):

Skutečný průtok vzduchu	46000 -37500	[m <sup>3</sup> /h]
-------------------------	--------------	---------------------

#### Provozní období v zimě:

#### Vstupní parametry přívodního vzduchu

Teplota	-15	[°C]
---------	-----	------

Relativní vlhkost	99	[%]
-------------------	----	-----

#### Výstupní parametry přívodního vzduchu

Teplota	7,6	[°C]
---------	-----	------

Relativní vlhkost	33	[%]
-------------------	----	-----

#### Vstupní parametry odvodního vzduchu

Teplota	21	[°C]
---------	----	------

Relativní vlhkost	25	[%]
-------------------	----	-----

#### Výstupní parametry odvodního vzduchu

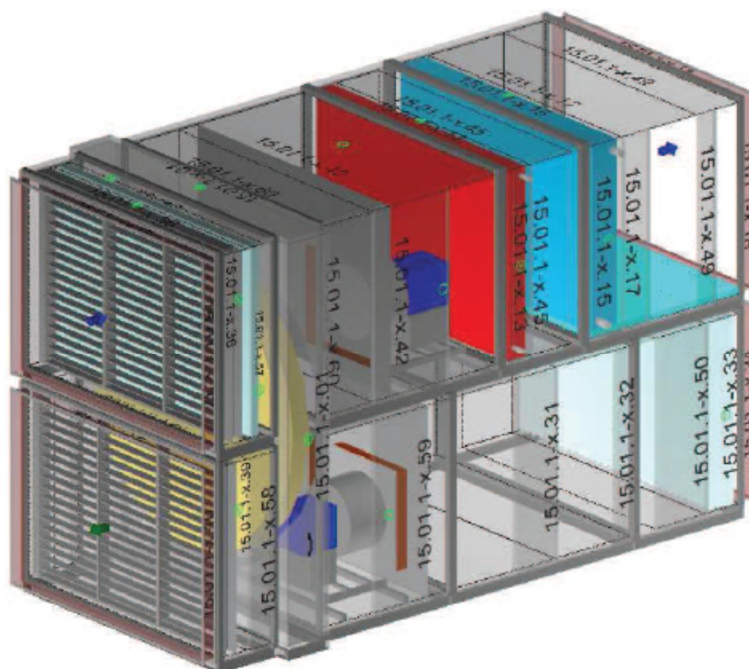
Teplota	-6,2	[°C]
---------	------	------

Relativní vlhkost	100	[%]
-------------------	-----	-----

#### Výkonové parametry

Teplotní účinnost	67	[%]
-------------------	----	-----

Výkon	488,7	[kW]
-------	-------	------



Obr. 19. Větrací jednotka s rotačním výměníkem značky Remak – 3D

#### 4.3.2 Zázemí víceúčelového sálu

Pro větrání zázemí víceúčelové haly (kanceláře, šatny) je určena strojovna vzduchotechniky na úrovni 2.NP. Nasávání čerstvého venkovního vzduchu a náhrada použitého vzduchu bude pomocí protidešťových žaluzií a stavebního kanálu (společný pro zařízení č.1), v kterém bude umístěn tlumič hluku.

Vzduchotechnická je umístěna mimo hlavní strojovnu objektu (viz příloha 1 – zařízení č. 3). Jednotka bude ve složení:

##### **Přívod vzduchu:**

- Komora s uzavírací klapkou ovládanou servopohonem
- Filtrační komora třídy G4
- Přívodní část deskového výměníku ZZT s obchozem
- Přívodní ventilátor s volným oběžným kolem a s motorem ovládaným frekvenčním měničem
- Vodní ohříváč s kapilárou protimrazové ochrany
- Vodní chladič s odlučovačem kapek
- Komora parního zvlhčovače s rozvodem páry a parními trubicemi

##### **Odvod vzduchu:**

- Filtrační komora třídy G4
- Odvodní ventilátor s volným oběžným kolem a s motorem ovládaným frekvenčním měničem
- Odvodní část deskového výměníku ZZT
- Komora s uzavírací klapkou ovládanou servopohonem

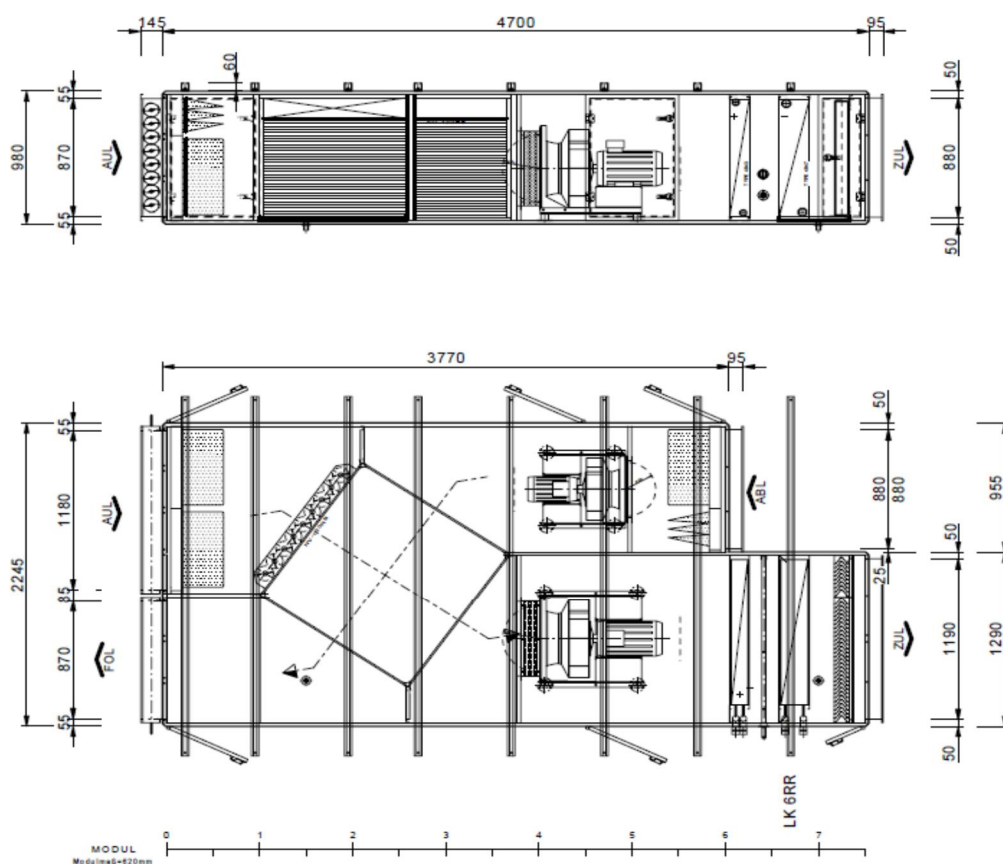
V přívodním i odvodním potrubí budou umístěny tlumiče hluku a protipožární klapky dle požárních úseků. Pro dopravu vzduchu bude použito potrubí z ocelového pozinkovaného plechu. Distribuce vzduchu bude vířivými anemostaty. Odpadní vzduch bude vyfukován přes stavební kanál tlumiči hluku nad střechu strojovny VZT. Plynulou regulaci otáček ventilátorů frekvenčními měniči na základě čidla CO<sub>2</sub>, které v případě překročení limitu 900 ppm CO<sub>2</sub> zajistí zvýšení dodávky čerstvého vzduchu do větraného prostoru

#### 4.3.2.1 Deskový výměník ZTZ s obchozem

Deskový výměník je značen přílohách jako zařízení č.3. Na Obr.20 je užito německého výměníku značky Bosch. Směry proudů vzduchu jsou značeny takto: AUL – nasávaný vzduch z exteriéru, ABL – nasávaný vzduch z interiéru, ZUL – výstupní vzduch v interiéru, FOL – odpadní vzduch v exteriéru.

#### Výměník zázemí haly (zařízení č.3):

Skutečný průtok vzduchu	9800	[m <sup>3</sup> /h]
<u>Provozní období v zimě:</u>		
<u>Vstupní parametry přívodního vzduchu</u>		
Teplota	-15	[°C]
Relativní vlhkost	99	[%]
<u>Výstupní parametry odvodního vzduchu</u>		
Teplota	6,2	[°C]
Relativní vlhkost	17	[%]
<u>Výkonové parametry</u>		
Teplotní účinnost mokrá	57	[%]
Teplotní účinnost suchá	59	[%]
Výkon	69,3	[kW]



Obr.20. Větrací jednotka s deskovým výměníkem značky Bosch



## 5 Zhodnocení návrhu včetně ekonomického dopadu

Z dat k jednotlivým výměníkům tepla a vlhkosti je možno posuzovat několik aspektů plynoucích z návrhu.

Dle technických údajů k regeneračním výměníkům je vidět, že jsou vhodné pro užití v prostorech s velkým objemem vzduchu i s přísnějším požadavkem výměny vzduchu (hala 50 m<sup>3</sup>). Výměník svou stavbou neumožňuje dokonalé oddělení jednotlivých proudů přiváděného a odváděného vzduchu. Dokáže pojmout značné množství tepelné energie a vlhkosti. Rozměrové odpovídá požadovaným průtokům vzduchu. Hodnocení nákladů na provoz zařízení je uvedeno níže.

Stejným způsobem lze pohlížet na deskový výměník ZZT. Ten je dle svých predispozic plynoucí z konstrukce určen pro výrazně menší průtoky větraného vzduchu. Jedná se o samostatně osaditelnou jednotku, která díky své vnitřní dispozici umožňuje umístění v podhledech objektů bez požadavku na celou místnost (strojovna). Zároveň vykazuje mnohem větší odpor k vhněnému vzduchu (úzké štěrbiny mezi deskami výměníku). V poměru k navrhnutým regeneračním výměníkům je tlaková ztráta zařízení cca 150 Pa. Ztráta v jednom regeneračním výměníku dosahuje hodnot cca 700 Pa. Objem vzduchů je zhruba pětinasobný. V případě použití deskové ZZT zařízení pro objemy haly (celkový objem přibližně 150 000 m<sup>3</sup> by dosahoval mnohem vyšších tlakových ztrát, nehledě na absenci vlastnosti absorbovat vlhkost.

Následují přehledy teoretické finanční analýzy. K ekonomickému zhodnocení navržených jednotek bylo použito webových stránek pro výpočty v oblasti techniky prostředí.[12].xx

## 5.1 Výměníky pro koncertní sál (zařízení č.1):

Typ úprav vzduchu - sestava vzduchotechnické jednotky (O-ohřev; CH-chlazení; S-směšování; ZTZ-systém zpětného získávání tepla):	<b>-ZTZ-O-CH-</b>
Typ ventilátorů:	<b>standardní radiální</b>
Oblast umístění - charakteristika a průměrná roční venkovní teplota:	<b>teplá (-12 °C) / 10 °C</b>
Typ větraného prostoru:	<b>sportovní hala</b>
Způsob distribuce vzduchu - typ distribučních elementů pro přívod a výška jejich umístění:	<b>vyústky / nad podlahou</b>
Způsob regulace celkového průtoku vzduchu:	<b>jednoprůtokový</b>
Způsob regulace směšování vzduchu:	<b>pevné nastavení</b>
Požadovaná vnitřní teplota, dle které se reguluje výkon výměníků a umístění čidla regulace:	<b>20 °C / přívod</b>
Snížení teploty v zimě při útlumovém provozu zařízení / útlumová vnitřní teplota zimní:	<b>2 °C / 18 °C</b>
Zvýšení teploty v létě při útlumovém provozu zařízení / útlumová vnitřní teplota letní:	<b>2 °C / 22 °C</b>
Počet provozních hodin za den (zařízení vzduchotechniky provozováno v základním režimu) a v útlumovém režimu:	<b>8 / 8 hodin</b>
Začátek provozního režimu - hodina, kdy se obvykle zařízení spouští na plný výkon:	<b>8 hodin(a)</b>
Počet dnů v týdnu, kdy je zařízení mimo provoz:	<b>2 dnů</b>
Jmenovitý celkový průtok přiváděného a odváděného vzduchu v základním provozním režimu:	<b>55000 / 52000 m<sup>3</sup>/h</b>
Jmenovitý minimální průtok venkovního čerstvého vzduchu v základním provozním režimu:	<b>55000 m<sup>3</sup>/h / 100% přívodu</b>
Redukce průtoku přiváděného vzduchu v době útlumu při víceotáčkovém provozu / průtok přiváděného vzduchu v době útlumu:	<b>0 % / jednoprůtokový režim / 55000 m<sup>3</sup>/h</b>
Průměrná skutečná roční účinnost systému ZTZ včetně zahrnutí kondenzace, nerovnoměrných průtoků a dalších jevů:	<b>67 %</b>
Počet provozních hodin ročně v základním režimu a průměrná roční teplota venkovního vzduchu v době základního provozu:	<b>2138 hodin / 11.3 °C</b>
Počet provozních hodin ročně v útlumovém režimu a průměrná roční teplota venkovního vzduchu v době útlumového provozu:	<b>2072 hodin / 9.3 °C</b>
Roční spotřeba elektrické energie na provoz ventilátorů - provozní / útlumová / celkem:	<b>121950 / 135910 / 257860 kWh</b>
Roční spotřeba tepelné energie na ohřev vzduchu - provozní / útlumová / celkem:	<b>60420 / 53510 / 113930 kWh</b>
Roční spotřeba tepelné energie na chlazení vzduchu - provozní / útlumová / celkem:	<b>93230 / 79820 / 173050 kWh</b>
Teplota vzduchu před výměníkem při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:	<b>8.6 / 13.9 / 19.3 / 27.7 °C</b>
Teplota přiváděného vzduchu do vnitřního prostoru při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:	<b>20 / 20 / 20 / 20 °C</b>
Teplota odváděného vzduchu z vnitřního prostoru při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:	<b>20.2 / 20.8 / 21.4 / 26.6 °C</b>
Tepelný příkon ohříváče vzduchu při vnější teplotě vzduchu: -15 / -5 / 5 / 15 °C:	<b>214.6 / 148.7 / 81 / 0 kW</b>
Tepelný příkon chladiče vzduchu při vnější teplotě vzduchu: 15 / 20 / 25 / 30 °C:	<b>0 / 42.2 / 105.9 / 177.9 kW</b>
Spotřeba primární energie pro ohřev vzduchu:	<b>zemní plyn / 125323 kWh/rok / 451163 MJ/rok / 11498 nm<sup>3</sup>/rok</b>
Roční náklady na primární energie pro ohřev vzduchu:	<b>250600 Kč/rok</b>
Spotřeba primární energie pro chlazení vzduchu:	<b>přímé-A / 173050 kWh/rok / 622980 MJ/rok / 54078 kWh (elektrická energie)</b>
Roční náklady na primární energie pro chlazení vzduchu:	<b>162200 Kč/rok</b>
Celková spotřeba elektrické energie (motory + ohřev + chlazení):	<b>311938 kWh/rok</b>
Celkové roční náklady na elektrickou energii:	<b>935800 Kč/rok</b>

## 5.2 Výměník pro kancelářské prostory (zařízení č.2):

Typ úprav vzduchu - sestava vzduchotechnické jednotky (O-ohřev; CH-chlazení; S-směšování; ZZT-systém zpětného získávání tepla):	<b>-ZZT-O-CH-</b>
Typ ventilátorů:	<b>standardní radiální</b>
Oblast umístění - charakteristika a průměrná roční venkovní teplota:	<b>teplá (-12 °C) / 10 °C</b>
Typ větraného prostoru:	<b>kancelář</b>
Způsob distribuce vzduchu - typ distribučních elementů pro přívod a výška jejich umístění:	<b>vyústky / nad podlahou</b>
Způsob regulace celkového průtoku vzduchu:	<b>jednoprůtokový</b>
Způsob regulace směšování vzduchu:	<b>pevné nastavení</b>
Požadovaná vnitřní teplota, dle které se reguluje výkon výměníků a umístění čidla regulace:	<b>20 °C / přívod</b>
Snížení teploty v zimě při útlumovém provozu zařízení / útlumová vnitřní teplota zimní:	<b>2 °C / 18 °C</b>
Zvýšení teploty v létě při útlumovém provozu zařízení / útlumová vnitřní teplota letní:	<b>2 °C / 22 °C</b>
Počet provozních hodin za den (zařízení vzduchotechniky provozováno v základním režimu) a v útlumovém režimu:	<b>8 / 8 hodin</b>
Začátek provozního režimu - hodina, kdy se obvykle zařízení spouští na plný výkon:	<b>8 hodin(a)</b>
Počet dnů v týdnu, kdy je zařízení mimo provoz:	<b>2 dnů</b>
Jmenovitý celkový průtok přiváděného a odváděného vzduchu v základním provozním režimu:	<b>46000 / 37500 m<sup>3</sup>/h</b>
Jmenovitý minimální průtok venkovního čerstvého vzduchu v základním provozním režimu:	<b>46000 m<sup>3</sup>/h / 100% přívodu</b>
Redukce průtoku přiváděného vzduchu v době útlumu při víceotáčkovém provozu / průtok přiváděného vzduchu v době útlumu:	<b>0 % / jednoprůtokový režim / 46000 m<sup>3</sup>/h</b>
Průměrná skutečná roční účinnost systému ZZT včetně zahnutí kondenzace, nerovnoměrných průtoků a dalších jevů:	<b>67 %</b>
Počet provozních hodin ročně v základním režimu a průměrná roční teplota venkovního vzduchu v době základního provozu:	<b>2138 hodin / 11.3 °C</b>
Počet provozních hodin ročně v útlumovém režimu a průměrná roční teplota venkovního vzduchu v době útlumového provozu:	<b>2072 hodin / 9.3 °C</b>
Roční spotřeba elektrické energie na provoz ventilátorů - provozní / útlumová / celkem:	<b>122270 / 136270 / 258540 kWh</b>
Roční spotřeba tepelné energie na ohřev vzduchu - provozní / útlumová / celkem:	<b>57180 / 49230 / 106410 kWh</b>
Roční spotřeba tepelné energie na chlazení vzduchu - provozní / útlumová / celkem:	<b>83240 / 76300 / 159540 kWh</b>
Teplota vzduchu před výměníkem při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:	<b>8.4 / 13.4 / 18.5 / 26.6 °C</b>
Teplota přiváděného vzduchu do vnitřního prostoru při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:	<b>20 / 20 / 20 / 20 °C</b>
Teplota odváděného vzduchu z vnitřního prostoru při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:	<b>19.9 / 20 / 20.2 / 24.9 °C</b>
Tepelný příkon ohříváče vzduchu při vnější teplotě vzduchu: -15 / -5 / 5 / 15 °C:	<b>182.6 / 130.7 / 77.2 / 23.6 kW</b>
Tepelný příkon chladiče vzduchu při vnější teplotě vzduchu: 15 / 20 / 25 / 30 °C:	<b>0 / 19.7 / 68.7 / 124.3 kW</b>
Spotřeba primární energie pro ohřev vzduchu:	<b>zemní plyn / 117051 kWh/rok / 421384 MJ/rok / 10739 nm<sup>3</sup>/rok</b>
Roční náklady na primární energie pro ohřev vzduchu:	<b>234100 Kč/rok</b>
Spotřeba primární energie pro chlazení vzduchu:	<b>přímé-A / 159540 kWh/rok / 574344 MJ/rok / 49856 kWh (elektrická energie)</b>
Roční náklady na primární energie pro chlazení vzduchu:	<b>149600 Kč/rok</b>
Celková spotřeba elektrické energie (motory + ohřev + chlazení):	<b>308396 kWh/rok</b>
Celkové roční náklady na elektrickou energii:	<b>925200 Kč/rok</b>

### 5.3 Výměník zázemí haly (zařízení č.3):

Typ úprav vzduchu - sestava vzduchotechnické jednotky (O-ohřev; CH-chlazení; S-směšování; ZZT-systém zpětného získávání tepla):

Typ ventilátorů:

Oblast umístění - charakteristika a průměrná roční venkovní teplota:

Typ větraného prostoru:

Způsob distribuce vzduchu - typ distribučních elementů pro přívod a výška jejich umístění:

Způsob regulace celkového průtoku vzduchu:

Způsob regulace směšování vzduchu:

Požadovaná vnitřní teplota, dle které se reguluje výkon výměníků a umístění čidla regulace:

Snížení teploty v zimě při útlumovém provozu zařízení / útlumová vnitřní teplota zimní:

Zvýšení teploty v létě při útlumovém provozu zařízení / útlumová vnitřní teplota letní:

Počet provozních hodin za den (zařízení vzduchotechniky provozováno v základním režimu) a v útlumovém režimu:

Začátek provozního režimu - hodina, kdy se obvykle zařízení spouští na plný výkon:

Počet dnů v týdnu, kdy je zařízení mimo provoz:

Jmenovitý celkový průtok přiváděného a odváděného vzduchu v základním provozním režimu:

Jmenovitý minimální průtok venkovního čerstvého vzduchu v základním provozním režimu:

Redukce průtoku přiváděného vzduchu v době útlumu při víceotáčkovém provozu / průtok přiváděného vzduchu v době útlumu:

Průměrná skutečná roční účinnost systému ZZT včetně zahnutí kondenzace, nerovnoměrných průtoků a dalších jevů:

Počet provozních hodin ročně v základním režimu a průměrná roční teplota venkovního vzduchu v době základního provozu:

Počet provozních hodin ročně v útlumovém režimu a průměrná roční teplota venkovního vzduchu v době útlumového provozu:

Roční spotřeba elektrické energie na provoz ventilátorů - provozní / útlumová / celkem:

Roční spotřeba tepelné energie na ohřev vzduchu - provozní / útlumová / celkem:

Roční spotřeba tepelné energie na chlazení vzduchu - provozní / útlumová / celkem:

Teplota vzduchu před výměníkem při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:

Teplota přiváděného vzduchu do vnitřního prostoru při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:

Teplota odváděného vzduchu z vnitřního prostoru při vnější teplotě vzduchu: -15 / 0 / 15 / 30 °C:

Tepelný příkon ohřevače vzduchu při vnější teplotě vzduchu: -15 / -5 / 5 / 15 °C:

Tepelný příkon chladiče vzduchu při vnější teplotě vzduchu: 15 / 20 / 25 / 30 °C

Spotřeba primární energie pro ohřev vzduchu:

Roční náklady na primární energie pro ohřev vzduchu:

Spotřeba primární energie pro chlazení vzduchu:

Roční náklady na primární energie pro chlazení vzduchu:

Celková spotřeba elektrické energie (motory + ohřev + chlazení):

Celkové roční náklady na elektrickou energii:

**-ZZT-O-CH-**

**standardní radiální  
teplá (-12 °C) / 10 °C  
kancelář**

**vyústky / nad podlahou**

**jednoprůtokový  
pevné nastavení**

**20 °C / přívod**

**2 °C / 18 °C**

**2 °C / 22 °C**

**8 / 8 hodin**

**8 hodin(a)**

**2 dnů**

**9800 / 9650 m<sup>3</sup>/h**

**9800 m<sup>3</sup>/h / 100% přívodu**

**0 % / jednoprůtokový režim /  
9800 m<sup>3</sup>/h**

**57 %**

**2138 hodin / 11.3 °C**

**2072 hodin / 9.3 °C**

**15710 / 17520 / 33230 kWh**

**22200 / 20600 / 42800 kWh**

**12800 / 10480 / 23280 kWh**

**4.9 / 11.4 / 18 / 27.1 °C**

**20 / 20 / 20 / 20 °C**

**19.9 / 20 / 20.2 / 24.9 °C**

**50.7 / 36.2 / 21.5 / 6.7 kW**

**0 / 3.5 / 15.1 / 28.8 kW**

**zemní plyn / 47080 kWh/rok /  
169488 MJ/rok / 4319 nm<sup>3</sup>/rok  
94200 Kč/rok**

**přímé-A / 23280 kWh/rok /  
83808 MJ/rok / 7275 kWh  
(elektrická energie)**

**21800 Kč/rok**

**40505 kWh/rok**

**121500 Kč/rok**

**5.4 Srovnání nákladů na provoz zařízení s ZTZ a bez.**

<b>Roční náklady na primární energie</b>	<b>bez ZTZ</b>	<b>s ZTZ (Kč.r<sup>-1</sup>)</b>
	194900	162200

Rozdíl nákladů na primární energie pro výměnu vzduchu s použitím výměníku ZTZ je 32700 Kč.r<sup>-1</sup>.

<b>Celková spotřeba elektrické energie</b>	<b>bez ZTZ</b>	<b>s ZTZ (kWh.r<sup>-1</sup>)</b>
	322823	311938

Rozdíl ve spotřebě elektrické energie pro výměnu vzduchu s použitím výměníku ZTZ je 10885 kWh.r<sup>-1</sup>.

<b>Roční celkové náklady na el. energii</b>	<b>bez ZTZ</b>	<b>s ZTZ (Kč.r<sup>-1</sup>)</b>
	968500	935800

Rozdíl nákladů na primární energie pro výměnu vzduchu s použitím výměníku ZTZ je 32700 Kč.r<sup>-1</sup>.

## 6 Závěr práce

Hlavním cílem práce je navrhnout schéma větrání ve víceúčelovém objektu s koncertní halou a administrativními prostory. Objekt má 8 podlaží a jeho základní hmotové řešení je uspořádáno jako tři různě velké na sobě ležící kvádry. V přílohách práce jsou jednotlivé půdorysy charakteristických podlaží v provedení vzduchotechnických výkresů. Ty postihují plánovanou polohu jednotlivých zařízení v objektu spolu se základním návrhem rozvodů vzduchotechniky. Práce je vzhledem ke své povaze zpracována jako projekt.

V praktické části práce je proveden návrh zařízení z hlediska požadavků na vzduchovou výměnu dle platných norem. Respektuje jednotlivá nařízení a nároky na klimatické podmínky ve zvoleném typu objektu. V návrhu a jeho zhodnocení, včetně finančních nároků je názorně ukázáno jaký typ ZTZ zařízení je vhodný pro jednotlivé prostory z hlediska užití a jejich objemu. Ukazuje tak, jak dalece je již rekuperace implementována do systému vzduchotechniky. Jedním z důvodů je neustálý tlak doby na nízkoenergetické budovy jakéhokoliv charakteru a funkce z hlediska jejich provozu a údržby. Dalším faktorem je požadavek na ekologičnost vzhledem k tepelným exhalacím technologie objektu do okolí.

Z ekonomického zhodnocení je vidět nákladnost použití zařízení, která může být dále započítávána do celkových nákladů pro budoucí chod objektu. Dle ekonomického zhodnocení nákladů na provoz zařízení č.1 (vzduchotechnická jednotka v koncertní hale). ze srovnání je zřejmá úspora nákladů cca 33 tis. Kč.r<sup>-1</sup>. Ta se může zdát jako malá. Životnost zařízení je uvažována 20 let. V této délce užívání je úspora cca 650 tis. Kč. Je tedy možno uvažovat, že jednotka s ZTZ je schopna „vydělat“ na případné nahrazující zařízení při předpokládané modernizaci nebo rekonstrukci objektu. Úspora elektrické energie je také nezanedbatelná, cca 10,8 MWh.r<sup>-1</sup>. Pro snížení energetické náročnosti objektu jako celku je tato hodnota důležitým ukazatelem pro volbu vzduchotechnické jednotky s výměníkem ZTZ.

Informace o nákladnosti je pro investora a jeho technického dozoru nezbytným ukazatelem při výstavbě a další developerské činnosti. Zároveň ve fázi projektu podává informaci stavebnímu úřadu a dotčeným správcům sítí, případně orgánů o náročnosti objektu na provoz. Vzhledem k požadavkům doby na flexibilitu objektu a momentální stav bytové a administrační výstavby je toto multifunkční řešení výhodné. Výstavby koncertních

prostor jsou pak ojedinělým záměrem. Takto „schovanou“ koncertní halu lze plně využít pro provoz a zároveň je využita plocha zastavěnosti pozemku, včetně jeho využití.

## 7 Seznam použitých zdrojů

### 7.1 Seznam literatury a internetových zdrojů:

- [1] ADAMOVSKEÝ, Radomír, KÁRA, Jaroslav. 2002. *Využití druhotného tepla větracíhovzduchu stájí*. Praha, ČZU Praha
- [2] DRKAL, František, ZMRHAL, Vladimír. 2013. *Větrání*. Praha, ČVUT Praha
- [3] CHYSKÝ, Jaroslav, HEMZAL, Karel. 1993. *technický průvodce VĚTRÁNÍ AKLIMATIZACE*, Brno
- [4] SZÉKYOVÁ, Marta, FERSTL, Karol, NOVÝ Richard. 2006. *Větrání a klimatizace*  
Jaga Media, překlad Tichá Zdeňka
- [5] VEADAVARZ, KUMAR, HUSSAIN. 2007. *HVAC The handbook of heating, ventilation and air conditioning for design and implementation*. New York, Industrialpress
- [6] <http://www.elsevier.com/locate/enbuild>. Adeqacy od air-t-air heatrecoveryventilation systém applied in lowenergybuildings. *ENERGY AND BUILDINGS* n. 54. 2012
- [7] <http://www.hotcool.com>. Types and efficinciesof use DHP, *HOTCOOL MAGAZINNE* 2014, N.3
- [8] <http://www.qpro.cz/ZZT-rekuperace-regenerace>.
- [9] <http://biomassmagazine.com/articles/6142/new-trade-organization-focused-on-waste-heat-recovery>. New tradeorganizationfocused on wasteheatrecovery. *BIOMASSMAGAZINE*. 2010.
- [8] [http://hnutiduha.cz/sites/default/files/publikace/typo3/moznosti\\_efektivnosti\\_prumysl.pdf](http://hnutiduha.cz/sites/default/files/publikace/typo3/moznosti_efektivnosti_prumysl.pdf) **EkoWATT**. *Studie možností úspor energie včeském průmyslu*. Praha: EkoWATT, 2008.
- [9] [http://www.heatpower.org/waste-heat-to-power/Wasteheatrecovery\\_opportunitiesin\\_US\\_industry](http://www.heatpower.org/waste-heat-to-power/Wasteheatrecovery_opportunitiesin_US_industry): BCS, Incorporated, 2008.
- [10] <http://www.tzb-info.cz/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>. Zpětnézískávání tepla větrání a klimatizaci (II)



- [11] <http://www.tzb-info.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-ventrání-a-klimatizaci->  
 ěpětné ziskávání tepla větrání a klimatizaci (I)
- [12] <http://www.qpro.cz/Spotreba-energie-ventrání>  
 Online výpočet nákladů na větrání klimatizaci budov.
- [13] DVOŘÁK, Jan, 2014. *Rekuperace tepla z větracího vzduchu v průmyslových objektech.*  
 (bakalářská práce), Praha, ČZU Praha

## 7.2 Seznam použitých veličin:

$\Phi_e$	[-]	Teplotní faktor na přívodní straně výměníku
$\Phi_o$	[-]	Teplotní faktor na odvodní straně výměníku
$t_{e2}$	[°C]	Teplota ohřívajícího venkovního vzduchu za výměníkem
$t_{e1}$	[°C]	Teplota venkovního vzduchu před výměníkem
$t_{o1}$	[°C]	Teplota vzduchu odváděného z prostoru
$t_{o2}$	[°C]	Teplota odpadního vzduchu
$M_o$	[kg]	Hmotnostní tok odváděného vzduchu
$M_e$	[kg]	Hmotnostní tok přiváděného vzduchu
$Q_e$	[W]	Vstupní teplo přivedené do výměníku
$Q_o$	[W]	Výstupní teplo odvedené z výměníku
$\psi_e$	[-]	Vlhkostní faktor
$x_{e2}$	[%]	Měrná vlhkost ohřívajícího venkovního vzduchu za výměníkem
$x_{e1}$	[%]	Měrná vlhkost venkovního vzduchu před výměníkem
$x_{o1}$	[%]	Měrná vlhkost vzduchu odváděného z prostoru
$x_{o2}$	[%]	Měrná vlhkost odpadního vzduchu
$\eta_R$	[%]	Termická účinnost ZZT
$\eta_{RT}$	[%]	Teplotní termická účinnost ZZT
$\rho$	$[\frac{kg}{m^3}]$	Měrná hmotnost
$c$	$[\frac{J}{kg.K}]$	Měrná tepelná kapacita

### 7.3 Seznam grafických příloh:

- Obr.1. Graf skladby požadavků na celkové přivedené energie v objektech
- Obr.2. Schéma označení teplot u výměníku ZZT
- Obr. 3 Znázornění základních procesů v rekuperačním výměníku v h-x diagramu
- Obr. 4. Znázornění základních procesů v regeneračním výměníku v h-x diagramu
- Obr. 5. Schéma trubkového rekuperačního výměníku
- Obr. 6. Schéma křížového deskového výměníku
- Obr. 7. Křížový deskový výměník
- Obr. 8. Protiproudý deskový výměník
- Obr. 9. Protiproudý deskový rekuperátor
- Obr. 10. Kapalinový rekuperační okruh
- Obr. 11. Gravitační tepelná trubice
- Obr. 12. Kapilární tepelná trubice
- Obr. 13. Rotační regenerační výměník
- Obr. 14. Sorbční materiál silikagel
- Obr. 15. Přenos vlhkosti dle sorpčního materiálu
- Obr. 16. Rotační výměník s odvlhčením
- Obr. 17. Přepínací výměník
- Obr. 18. Větrací jednotka s rotačním výměníkem značky Remak– 2D
- Obr. 19. Větrací jednotka s rotačním výměníkem značky Remak– 3D
- Obr.20. Větrací jednotka s deskovým výměníkem značky Bosch

## 7.4 Seznam tabulek

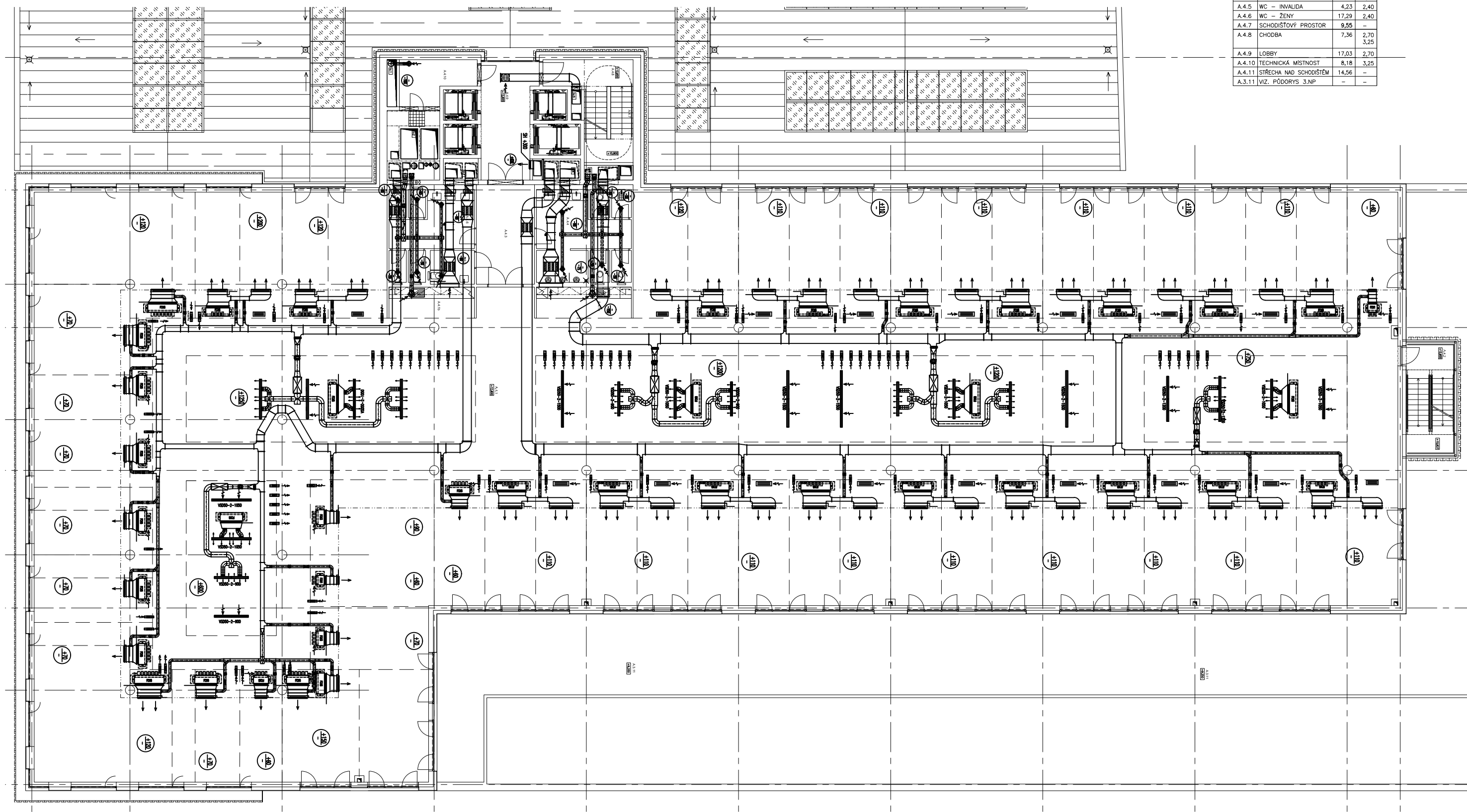
Tab. 1.	Teploty a relativní parametry pro návrh klimatizačních a větracích zařízení
Tab. 2.	Tepelné zátěže
Tab. 3.	Mikroklimatické podmínky pro nucené větrání
Tab. 4.	Požadovaná výměna vzduchu
Tab.5.	Maximální hodnoty hladiny hluku

## 8 Seznam příloh

<b>Příloha 1</b>	<b>Půdorys koncertní haly</b>	<b>1:200</b>	<b>výkres VZT</b>
<b>Příloha 2</b>	<b>Půdorys typického podlaží</b>	<b>1:200</b>	<b>výkres VZT</b>
<b>Příloha 3</b>	<b>Půdorys posledního podlaží</b>	<b>1:200</b>	<b>výkres VZT</b>

TABULKA MÍSTNOSTÍ

MÍSTNOST		M <sup>2</sup>	SV.(M)
Č.M.	NÁZEV		
A.4.1	KANCELÁŘ	1706,70	2,70 3,00
A.4.1a	KUCHYŇKA	8,84	2,70
A.4.1b	KUCHYŇKA	7,96	2,70
A.4.2	SCHODIŠTĚVÝ PROSTOR	13,28	-
A.4.3	PŘEDSÍŇ	16,43	2,70
A.4.4	WC - MUŽI	24,02	2,40
A.4.5	WC - INVALIDA	4,23	2,40
A.4.6	WC - ŽENY	17,29	2,40
A.4.7	SCHODIŠTĚVÝ PROSTOR	9,55	-
A.4.8	CHODBA	7,36	2,70 3,25
A.4.9	LOBBY	17,03	2,70
A.4.10	TECHNICKÁ MÍSTNOST	8,18	3,25
A.4.11	STŘECHA NAD SCHODIŠTĚM	14,56	-
A.3.11	VIZ. PŮDORYS 3.NP	-	-



**PŘÍLOHA Č. 2**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA

JAN DVOŘÁK

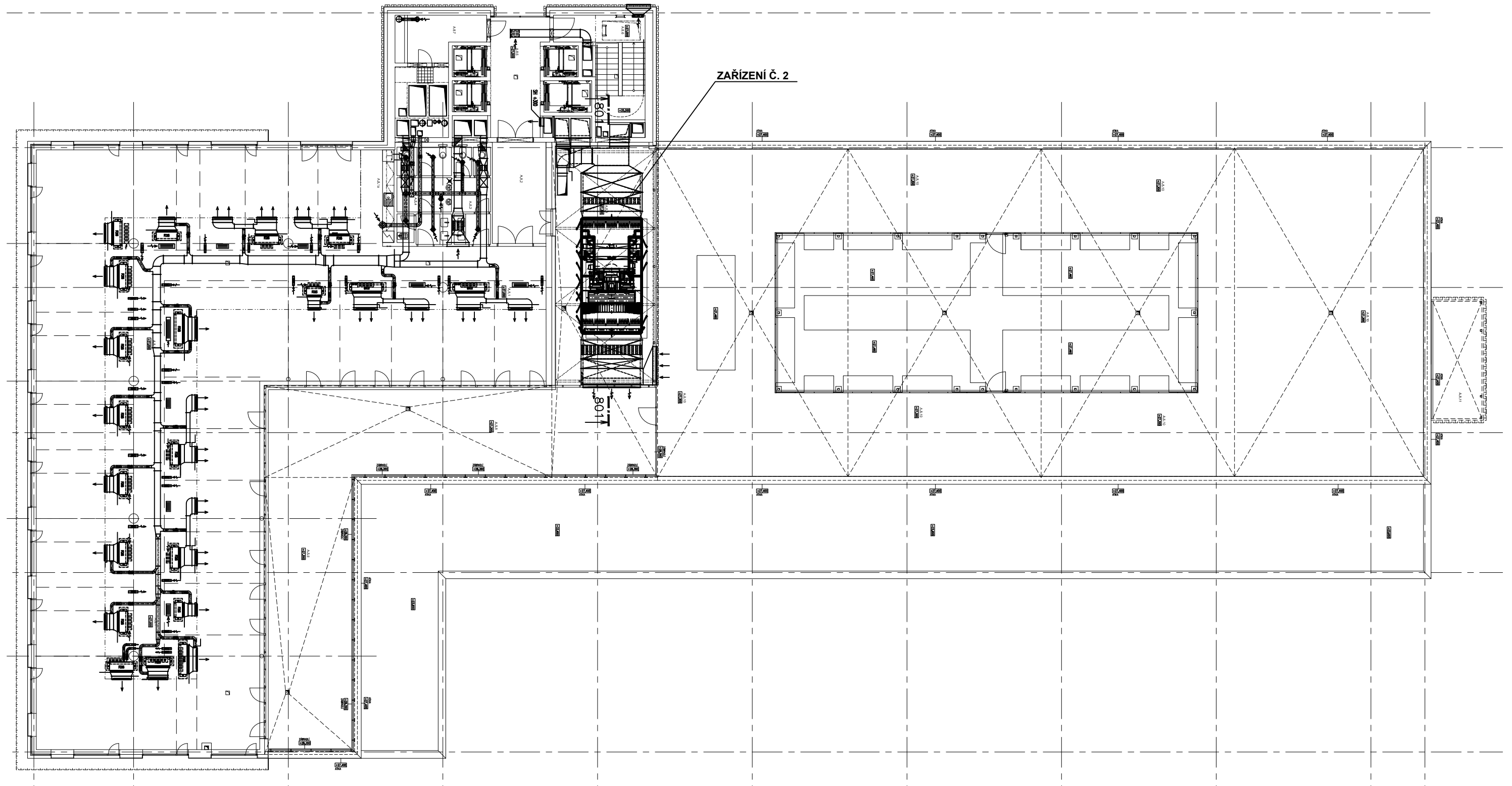
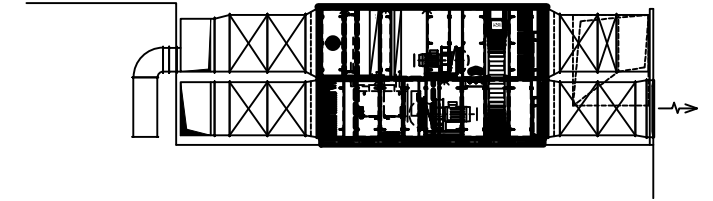
2016

**PŮDORYS BĚŽNÉHO PATRA**

# TABULKA MÍSTNOSTÍ

MÍSTNOST			
Č.M.	NÁZEV	M <sup>2</sup>	SV.(M)
A.8.1	KANCELÁŘ	498,55	2,70 3,00
A.8.1a	KUCHYŇKA	9,10	2,70
A.8.2	PŘEDSÍN	14,89	2,70
A.8.3	WC – MUŽI	9,40	2,40
A.8.4	WC – ŽENY	13,98	2,40
A.8.5	LOBBY	17,03	2,70
A.8.6	CHODBA	7,36	2,70 3,25
A.8.7	TECHNICKÁ MÍSTNOST	8,18	3,25
A.8.8	TERASA – POCHOZÍ ČÁST	156,35	–
A.8.9	TERASA – TECHNOLOGIE	62,90	–
A.8.10	TERASA – TECHNOLOGIE	690,47	–
A.8.11	STŘECHA SCHODIŠTĚ	17,30	–

ŘEZ 801-801



PŘÍLOHA č.3

TABULKA MÍSTNOSTÍ

C.M.	NÁZEV	M <sup>2</sup>	SV(M)
A.2.1	STROJOVNA VZT	267,20	4,75
A.2.1a	VZT NÁSADNI KOMBINA	16,57	4,75
A.2.2	SCHODIŠTOVÝ PROSTOR	13,60	-
A.2.3	CHODBA	3,43	3,00
A.2.4	KANCELÁŘ EVENTHALL	44,10	2,70
A.2.5	TECHNICKÁ MÍSTNOST	12,60	4,55
A.2.6	CHODBA	5,95	2,40
A.2.7	NEOBSAZENO	-	-
A.2.8	SCHODIŠTOVÝ PROSTOR	17,74	2,10
A.2.9	GALERIE 2	413,00	2,60
A.2.10	SCHODIŠTOVÝ PROSTOR	9,56	-
A.2.11	CHODBA	7,36	2,70
A.2.12	LOBBY	17,82	2,70
A.2.13	TECHNICKÁ MÍSTNOST	8,39	3,25
A.2.14	PŘEDSÍŘ	3,94	2,70
A.2.15	WC - ŽENY	18,43	2,70
A.2.16	REŽIE/SVĚTLA	62,00	3,00
A.2.17	PŘEDSÍŘ	3,43	2,70
A.2.18	WC - MUŽI	17,48	2,70
A.2.19	SCHODIŠTOVÝ PROSTOR	17,74	2,10
A.2.20	CHODBA	5,95	2,40
A.2.21	TECHNICKÁ MÍSTNOST	12,60	4,55
A.2.22	SKLAD (VYKRES 2.NP RIGINGO)	1,82	-
A.2.23	SKLAD (VYKRES 2.NP RIGINGO)	1,82	-
A.2.24	STŘECHA NAD VSTUPEM	17,70	-
A.2.25	STROP VÝTAHOVÉ ŠACHTY	5,04	-
A.1.10	VIZ. PŮDORYS 1.NP	-	-

