

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE
FAKULTA STAVEBNÍ**

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



**ANALÝZA PROVOZU VZDUCHOTECHNICKÉ
KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Martin Cakl

Vedoucí diplomové práce: Ing. Daniel Adamovský, Ph.D.

2019

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE****Fakulta stavební**

Thákurova 7, 166 29 Praha 6

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Cakl Jméno: Martin Osobní číslo: 409629Zadávající katedra: katedra technických zařízení budovStudijní program: Inteligentní budovyStudijní obor: Inteligentní budovy

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Analýza provozu vzduchotechnické klimatizační jednotkyNázev diplomové práce anglicky: Analysis of operation of an air-conditioning unit

Pokyny pro vypracování:

Proveďte přehled současného stavu v oblasti modelování provozu vzduchotechnických jednotek. Popište na základě počítačového modelu vzduchotechnické jednotky a měřených datech hlavní parametry, které určují její roční spotřebu energie. Tyto parametry diskutujte z hlediska technické proveditelnosti, spotřeby energie a ekonomických nákladů.

Seznam doporučené literatury:

Mardiana-Idayu, A. a Riffat, S.B. Review on heat recovery technologies for building applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2012, Sv. 16, 2, stránky 1241–1255. doi:10.1016/j.rser.2011.09.026.

Laverge, J. a Janssens, A. Heat recovery ventilation operation traded off against natural and simple exhaust ventilation in Europe by primary energy factor, carbon dioxide emission, household consumer price and exergy. Energy and Buildings. 2012, Sv. 50, stránky 315-323.

EVIA Guidance on Ecodesign requirements for ventilation units, EVIA FAQ on EU 1253/2014 and 1254/2014, October 2015, https://www.tzb-info.cz/docu/clanky/0136/013613_EVIA_FAQ_2015_10_13.pdf

Jméno vedoucího diplomové práce: Daniel AdamovskýDatum zadání diplomové práce: 18.2.2019Termín odevzdání diplomové práce: 19.5.2019*Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku*

Podpis vedoucího práce

Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutně uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

18.2.2019

Datum převzetí zadání

Podpis studenta(ky)

Abstrakt

Diplomová práce se věnuje analýze vzduchotechnické jednotky. V úvodu nalezneme stručné informace o tom, jak hospodařit se zdroji energií, abychom minimalizovali náklady. Dále se práce zabývá vytvořením a ověřením funkčnosti modelu vzduchotechnické jednotky. Pro tvorbu modelu je využit simulační program TRNSYS. Na základě tohoto modelu dochází k výpočtu energií, které jsou během roku spotřebovány, ale i uspořeny díky zpětnému získávání tepla. Tyto energie jsou přepočítány na ceny a v závěru práce diskutovány.

Klíčová slova

Analýza, vzduchotechnická jednotka, TRNSYS, zpětné získávání tepla, simulace.

Abstract

Diploma thesis is devoted to the analysis of the air handling unit. In the introduction you will find basic information about how to manage energy sources in order to minimize costs. In the next part the thesis deals with creating and verifying the functionality of the air handling unit model. For creating the model is used simulation tool TRNSYS. Based on this model, the energy that is consumed during the year is also calculated, and saved by heat recovery. These energies are converted into prices and discussed at the end of the thesis.

Key words

Analysis, air handling unit, TRNSYS, heat recovery, simulation.

Bibliografická citace

Bc. Martin Cakl *Analýza provozu vzduchotechnické klimatizační jednotky*. Praha, 2019. 61 s. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební, Katedra technický zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Daniel Adamovský, Ph.D.





Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů.

V Praze 19.5.2019

.....
Bc. Martin Cakl



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu, Ing. Danielovi Adamovskému, Ph.D., za cenné rady, připomínky a náměty, kterými mě provázel po celou dobu vypracovávání této diplomové práce. Poděkování patří i mé rodině a přítelkyni za neustálou podporu během studia.

OBSAH

NÁZVOSLOVÍ	9
1 ÚVOD	10
2 CÍLE PRÁCE	11
3 PŘEHLED STÁVAJÍCÍHO STAVU	12
3.1 HODNOCENÍ SYSTÉMU ZZT.....	13
3.2 SOUČÁSTI ZZT	15
3.3 DRUHY VÝMĚNÍKŮ PRO ZZT.....	15
3.4 REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍKY	15
3.4.1 DESKOVÝ REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍK	15
3.4.2 ENTALPICKÝ VÝMĚNÍK.....	18
3.4.3 TEPELNÉ TRUBICE	19
3.4.4 VÝMĚNÍKY S KAPALINOVÝM OKRUHEM	20
3.5 REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY.....	22
3.5.1 ROTAČNÍ VÝMĚNÍK	23
3.5.2 PŘEPÍNACÍ VÝMĚNÍK.....	25
3.5.3 TEPELNÁ ČERPADLA.....	27
3.6 EKONOMICKÉ HODNOCENÍ ZAŘÍZENÍ ZZT	30
4 METODIKA	31
4.1 POPIS SYSTÉMU	31
4.1.1 ZÁKLADNÍ POPIS JEDNOTKY.....	31
4.1.2 SENZOROVÁ SÍŤ	31
4.1.3 SBĚR A ZPRACOVÁNÍ DAT	33
4.2 SIMULAČNÍ SOFTWARE TRNSYS	34
4.2.1 ZVOLENÉ KOMPONENTY.....	35
4.3 MĚŘENÍ PRŮTOKU	36
4.4 ENERGETICKÁ BILANCE	40
4.5 VERIFIKACE MODELU	42
5 VÝSLEDKY	44
5.1 SROVNÁNÍ MĚNÍCÍ SE ÚČINNOSTI NA SPOTŘEBU ENERGIE.....	44
5.2 VÝPOČET ENERGIÍ A CEN NA PROVOZ	49
6 DISKUZE VÝSLEDKŮ	54

7 ZÁVĚR.....	55
POUŽITÉ ZDROJE.....	56
POUŽITÝ SOFTWARE	58
SEZNAM OBRÁZKŮ	59
SEZNAM TABULEK	61



NÁZVOSLOVÍ

Veličiny

η	...	účinnost	[-, %]
Q	...	tepelný tok	[W, kJ/h]
Q_{max}	...	maximální tepelný tok	[W, kJ/h]
C_i	...	tepelná kapacita ochlazovaného vzduchu	[J/K]
C_e	...	tepelná kapacita ohřivaného vzduchu	[J/K]
C_{min}	...	minimální tepelná kapacita	[J/K]
m_e	...	tepelná kapacita ohřivaného vzduchu	[J/K]
m_{min}	...	minimální tepelná kapacita	[J/K]
t_{i1}	...	teplota odváděného vzduchu	[°C]
t_{i2}	...	teplota odpadního vzduchu	[°C]
t_{e1}	...	teplota venkovního vzduchu	[°C]
t_{e2}	...	teplota přiváděného vzduchu	[°C]
h_{i1}	...	entalpie odváděného vzduchu	[J]
h_{i2}	...	entalpie odpadního vzduchu	[J]
h_{e1}	...	entalpie venkovního vzduchu	[J]
h_{e2}	...	entalpie přiváděného vzduchu	[J]
n	...	počet mezikruží	[-]
i	...	pořadové číslo kružnic	[-]

Zkratky

VZT	...	vzduchotechnika
ZZT	...	zpětné získávání tepla
TRNSYS	...	transient system simulation
EC	...	elektronicky komutované
TT	...	tepelné trubice

1 ÚVOD

Jen málo lidí si uvědomuje, jaký vliv má na pracovní výkonnost a zdraví kvalita vzduchu. Hlavně jeho čistota, vlhkost a teplota bezprostředně rozhodují o našich schopnostech nejen dobře pracovat, ale třeba také efektivně odpočívat. Zkrátka cítit se za všech okolností ve svém bytě a také v zaměstnání dobře. Lidé uvnitř budov tráví až 85 procent veškerého času. Je tedy zcela klíčovým úkolem zajistit právě tam, nepřetržitý přísun čerstvého vzduchu. Během posledních desetiletí vědci ze široké škály oblastí prokázali, že znečištěné ovzduší v budovách má negativní dopad na lidské zdraví, pohodlí a produktivitu. Jako nejúčinnější a nejjednodušší způsob, jak snížit ohrožení znečišťujících látek je řízení zdrojů. Proto koncentrace znečišťujících látek jsou zředěny větráním. S pokračujícím důrazem na ceny energií a ohromujícím zjištěním o klimatickém dopadu vyčerpání fosilních paliv se v posledních desetiletích také soustředilo na energetickou účinnost. Dnešní technologie nám umožňují upravovat kvalitu vzduchu ve vnitřním prostředí daleko lépe a snadněji. Díky tomu se úprava vzduchu začíná řešit stále častěji.

Ohřev, chlazení i vlhčení přiváděného vzduchu se již dnes stává standardem při výstavbách nových objektů a rekonstrukcích. Avšak se zvyšováním nároků na úpravy vzduchu jde v ruku v ruce i zvyšování spotřeby energie. Při každém návrhu je tedy velmi důležité uvažovat nejen o komfortu, ale i o jeho energetické náročnosti. Zdroje energií totiž nejsou nevyčerpatelné a my bychom se s nimi měli naučit dobře hospodařit, a to nejen z důvodu finančních úspor, které bývají u většiny dnešních návrhů prioritní. Investoři požadují kvalitní jednotky zajišťující příjemné vnitřní mikroklima za co nejnižší pořizovací i provozní náklady. Nabízí se proto otázka, zda navrhujeme úpravy vzduchu s dostatečným ohledem na naše životní prostředí a zda nespotřebováváme více energie na úpravu vzduchu, než je nutné jen proto, abychom minimalizovali pořizovací náklady.

Stále více a více vzduchotechnických jednotek je vybaveno systémy zpětného získávání tepla s cílem snížit spotřebu energie na vytápění a chlazení v budovách. Bohužel klimatizační jednotky nefungují vždy podle plánu. Zvláště parazitní zkratky a úniky mohou dramaticky snížit efektivitu ventilace a zpětného získávání tepla. Navíc tyto jednotky potřebují pro ventilátory

elektrickou energii, která může být dražší než ušetřené teplo díky výměníku. Dnes již velká část výrobců ventilátorů využívá frekvenční měniče, které umožňují měnit otáčky ventilátorů. Regulací otáček tak dosáhneme regulace průtoku vzduchu. Další úspory energie pochází z lepší účinnosti motorů u provozu při nižší rychlosti.

Systémy zpětného získávání tepla hrají v dnešní době velmi zásadní roli při návrhu klimatizačních a vzduchotechnických zařízení. U moderních vzduchotechnických systémů se čím dál tím více skloňují slova jako jsou ekonomie a ekologie. Je i rostoucí poptávka po technologiích šetřící energii v budovách kvůli globálnímu oteplování a otázce vlivu na životní prostředí. Výsledkem je, energeticky účinné technologie jsou mezi výzkumníky a designéry stále populárnější. V tomto ohledu se vědci zaměřili na vývoj tepelného, nebo energetického využití s energeticky účinným odvětrávacím systémem, aby splnili nároky na zachování energie.

2 CÍLE PRÁCE

- Cílem diplomové práce je analýza vzduchotechnické klimatizační jednotky. V simulačním softwaru TRNSYS bude vytvořen model, který bude sloužit k ověření dat naměřených na reálné jednotce v laboratoři TZB a dále bude zkoumáno, zda tento model funguje správně. Především se tato analýza bude zabývat výměníkem zpětného získávání tepla.
- Dalším cílem, kterou se práce bude zabývat, je jaká by měla být minimální účinnost výměníku zpětného získávání tepla a při jaké účinnosti se tok energie zpětné získané a energie vynaložené na chod ventilátorů vyrovná (ekonomicky/z pohledu primární energie). Oba tyto údaje se budou zjišťovat v systému rovnotlakého větrání pro klimatické podmínky ČR.
- Následně po ověření modelu budou vypočítány úspory a náklady na provoz vzduchotechnické jednotky během celého roku.

3 PŘEHLED STÁVAJÍCÍHO STAVU

Během posledních let vědci z široké škály oblastí prokázaly, že znečištěné ovzduší má negativní dopad na lidské zdraví [1], pohodlí [2] a produktivě [3]. Jako lidé strávíme 90 % času uvnitř budov [4] a je zásadní minimalizovat tyto účinky. Teplota a vlhkost jsou parametry, které hrají zásadní roli ve vnitřním prostředí a měly by být udržovány v určitých mezích, aby byl zajištěn komfort [5]. Velký důraz je kladen i na ceny energií, proto se pozornost soustředila i na energetickou účinnost.

Řešením pro zpětné získávání tepla je plochý deskový výměník, který se používá z důvodu nízkých pořizovacích nákladů a snadnosti provozu [6]. Pomocí zpětného získávání tepla obvykle využijeme 60–95 % tepla z odpadního vzduchu, a kromě úspor energie nabízí tento systém také určité výhody, jako je snížení tepelných ztrát. Ve studii Manz, Hubert a Helfenfinger [7] se ukazuje, že i neúmyslné proudění vzduchu může výrazně snížit výkon ventilačních jednotek z hlediska účinnosti. Značný vliv na účinnost má také konstrukce tepelného výměníku, to se porovnává ve studii Mardiana-Idayu a kol., kde se otestovaly 4 druhy systémů zpětného získávání tepla. Jako nejúčinnější se ukázal typ s použitím rotačního výměníku, který přenáší jak citelné, tak vázané teplo a dosahuje účinnosti nad 80 %. Bohužel nevýhodou tohoto systému je mísení čerstvého přívodního vzduchu s odpadním vzduchem. Druhý typ jsou systémy s pevnou deskou, které dosahují vysoce účinného zpětného získávání tepla, protože jejich vysoké koeficienty přenosu tepla, spolu s protiproudem, umožňují vytvářet úzké teplotní rozdíly [8]. Typická účinnost přenosu tepla tohoto systému je 50–80 % a uspořádání vzduchového potrubí je protisměrné, příčné a rovnoběžné [9].

Ve studii Han a kol. [10] zkoumali vliv venkovních povětrnostních podmínek na výkon deskového přístroje pro zpětné získávání tepla. Díky tomu zjistili, že účinnost výměny teploty v zimních podmínkách vykazuje větší hodnoty než v letních podmínkách v důsledku vytváření tepla vnitřním ventilátorem. Další experimenty byly provedeny firmou Persily [11], kde se otestovala účinnost zpětného získávání tepla, které bylo vyrobeno z papírových desek schopného přenosu vlhkosti. Zjistilo se, že výměník regeneruje 55–60 % tepla obsaženého v odcházejícím vzduchu v závislosti na otáčkách ventilátoru.

S rostoucí poptávkou o více materiálových možnostech těchto desek Lu a kol. [12] vyvinuli a zkoumali výkonnost plastového deskového výměníku. Výsledkem bylo, že když vzduch procházel mezi kanály tak tenký film vibroval, což zlepšovalo výkon výměny tepla. Účinnost zpětného získávání tepla se tak pohybovala od 65 % do 85 % a pokles tlaku byl menší než 20 Pa. Na druhé straně Fernandez-Seara a kol. [13] provedli experimentální analýzu výměníku, kde desky byly vyrobené z citlivého polymeru. Výsledky ukázaly, že relativní vlhkost klesla z 95 % na přibližně 34 % a tepelná účinnost byla 80 %. Proto s neustálým vývojem je nutné se zabývat i materiálem výměníku, jelikož jiný materiál může zlepšovat technické parametry výměníku.

3.1 Hodnocení systému ZZT

Zpětné získávání tepla, též by se dalo taky nazvat jako „recyklace tepla technickým zařízením“, pracuje na principu využívání tepla obsaženého v odváděném, znehodnoceném vzduchu pro předehřev venkovního čerstvého vzduchu, přiváděného do interiéru. Tyto systémy jsou dnes nezbytnou součástí všech klimatizačních a větracích zařízení. Menší zařízení pro ZZT nachází velké uplatnění při větrání nízkoenergetických domů a bytů. [14]

Systémy ZZT jsou posuzovány hlavně z hlediska účinnosti. Účinnost je veličina vztážená k vnějšímu vzduchu a vyjadřuje poměr skutečně přeneseného tepelného toku a celkového tepelného toku, který je možné získat při využití entalpického spádu mezi ochlazeným a ohřivaným vzduchem. [15]

Účinnost zpětného získávání tepla:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Účinnost sdílení citelného tepla:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_i \cdot (t_{i1} - t_{i2})}{C_{min} \cdot (t_{i1} - t_{e1})} = \frac{C_e \cdot (t_{e2} - t_{e1})}{C_{min} \cdot (t_{i1} - t_{e1})}$$

Účinnost sdílení celkového tepla:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m_e \cdot (h_{e1} - h_{e2})}{m_{min} \cdot (h_{i1} - h_{e1})}$$

[15]

Účinnost je ovlivňována několika různými faktory. Tím nejdůležitějším faktorem je velikost teplosměnné plochy, a tedy velikostí celého výměníku.

Účinnost roste a ztráty klesají, pokud je pro malý průtok navržen velký výměník. Hodnota účinnosti je také závislá na poměru průtoku přiváděného a odváděného vzduchu. Teplotní faktor stoupá, je-li množství odváděného vzduchu větší než množství přiváděného. Jako dalším činitelem působícím na účinnost je kondenzace vlhkosti odváděného vzduchu. Jestliže má odváděný vzduch vyšší vlhkost, roste teplota rosného bodu a tím i riziko kondenzace vodních par. Vázané výparné teplo z odváděného proudu se při kondenzaci předává do přiváděného a roste i součinitel přestupu tepla na straně výměníku. Je tedy vidět, že kondenzace má vysoký vliv na zvýšení teplotního faktoru. [14]

Nicméně výrobci těchto vlastností občas využívají a ukazují maximální účinnost svých výrobků, která ovšem ve skutečném použití nebude dosažena, nebo bude dosažena pouze krátkodobě při stanovených podmínkách. Snaha dosáhnout maximální účinnosti ZZT není prvořadá. Závěrem každého řešení by mělo být navrhnout nejvhodnější systém pro určité podmínky a použití. Výměníky ZZT pro vzduchotechniku mají i řadu dalších vlastností jako tlakové ztráty, hmotnost, velikost atd. Proto při návrhu výměníku je nutné zohlednit další parametry jako jsou součástí celého systému řešení vzduchotechniky. [14]

3.2 Součásti ZZT

Pro správné fungování výměníku je třeba jej vybavit filtry, které musí být na straně odvodu vzduchu z místnosti a na místě přiváděného venkovního vzduchu. Stupeň znečištění provozu a náročnost jednotky, nám stanoví počet a typ filtrů. Velmi potřebnou součástí pro větší jednotky je ohřívač vzduchu, kterým můžeme zvýšit teplotu vzduchu. Objekty s nízkým průtokem vzduchu a nabývající účinnosti, mají malé jednotky. Pro tento stav není ohřívač nutný, jelikož potřebnou funkci zastávají i otopná tělesa. [14]

3.3 Druhy výměníků pro ZZT

Principu přenosu tepla konvencí, je využívána při ZZT, kdy přímá předávka tepla, či skupenských změn se předává pomocí teplotnosné látky. Z tohoto důvodu, můžeme zařízení rozčlenit do tří kategorií dle způsobu přenosu tepla. [14]

3.4 Rekuperační výměníky

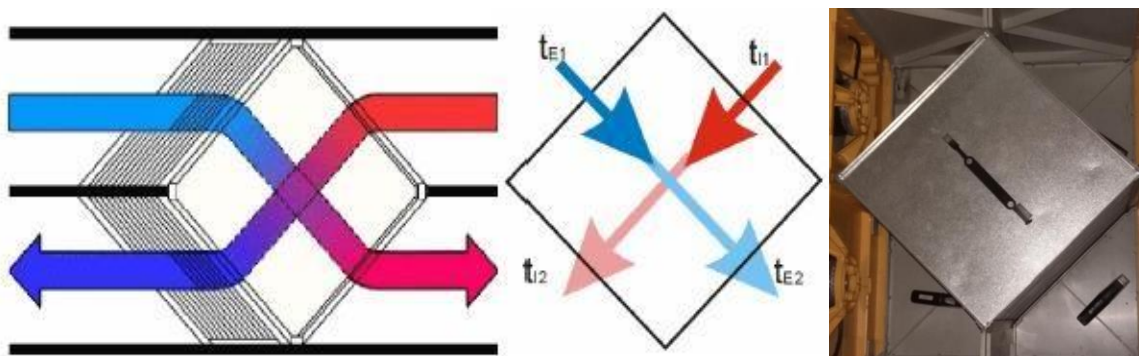
Rekuperací je možno provádět zpětné získávání tepla, kdy tepelná energie je předávána z odpadního vzduchu do přiváděného vzduchu přes pevnou stěnu. Jelikož nedochází k přenosu hmoty mezi přiváděným a odpadním vzduchem, hodí se tento způsob pro kontaminovaný odpadní vzduch.

- Deskové výměníky s přímou výměnou vzduch-vzduch
- Výměníky z tepelných trubíc pracující bez pohonu teplotnosného média
- Výměníky s kapalinovým okruhem pracující s pohonem teplotnosného média

3.4.1 Deskový rekuperační výměník

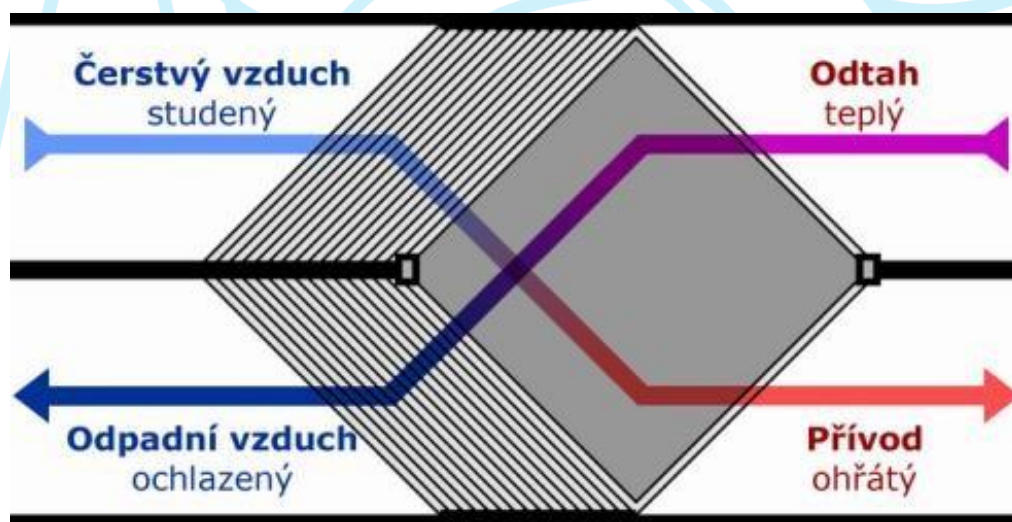
Nejvíce se tento výměník využívá v prostorech s nízkým průtokem vzduchu, jako jsou menší provozovny nebo domácnosti. Chladný a teplý proud vzduchu, střídavě proudí mezi sadou rovnoběžných desek výměníku. Výměníkem tak současně prochází proud odváděného vzduchu, který je oddělen od přiváděného venkovního proudu tepelně vodivými profilovanými deskami (viz obr 1.), které tvoří teplosměnnou plochu. V prostorech, kde je odváděný vzduch znečištěn prachem, vlákny, pachem, tukem, olejem nebo choroboplodnými zárodky, je tento systém

využíván. Jelikož nemá dobrou čistitelnost, neměl by se umisťovat do velmi znečištěného prostředí. [14]



Obr. 1: Deskový rekuperátor [1,2]

Desky mohou být z více materiálů, jako například z hliníku, pozinkovaného plechu, plastu nebo z nerez-oceli. Tyto desky mají tloušťku přibližně 0,4–1 mm. Části mohou být svářeny, sletovány, slepeny a v krajním případě mohou být i přišroubovány. Případná kontaminace vzduchu je hlavním parametrem pro šířku průduchů a profil desek. Díky těmto nepropustným materiálům není možné, aby tyto výměníky přenášely vlhkost. Aby se zamezilo riziku námrazy, tak se před tento výměník většinou instaluje přehřev. [14]

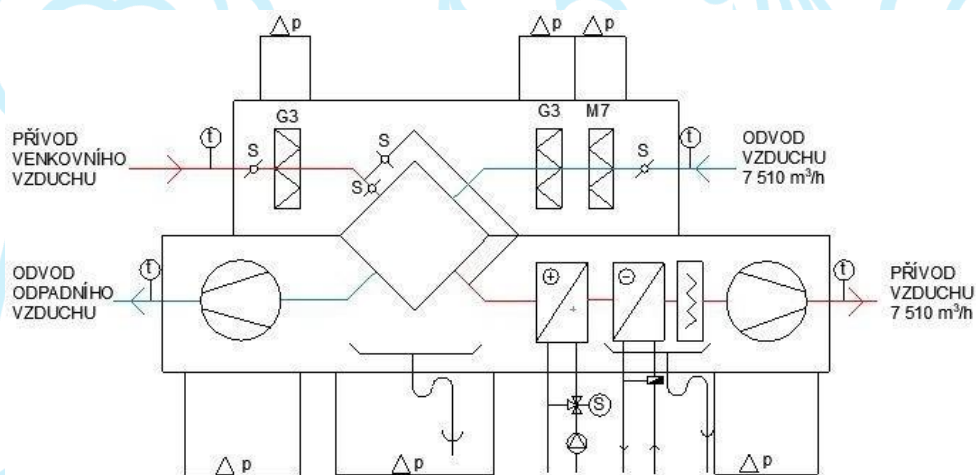


Obr. 2: Schéma deskového rekuperátoru [3]

Deskové výměníky jsou převážně realizovány jako křížové, ve tvaru čtverce. Teplotní faktor u kolmého křížení proudů je 40-80 %, avšak vyšší než 50 % dosahuje pouze při kondenzaci par v odváděném vzduchu. Tvar deskových rekuperátorů prošel v předešlých letech vývojem. Šestiúhelníkové nahradily původní čtvercové,

v provedení s částečně protiproudým vedením proudů vzduchu. Tato úprava způsobila, že turbulence vzduchu, bude proudit s největší turbulencí za nejmenších tlakových úbytků. Teplotní faktor může dosahovat až 95 %, díky této úpravě. [14]

Velikost teplosměnné plochy ovlivňuje účinnost deskových rekuperačních výměníků. Jestliže je vyšší teplosměnná plocha, je vyšší i účinnost, ale také cena za větší výměník. Uspořádáním více výměníků za sebou můžeme zvýšit účinnost, to ale způsobí zvýšení tlakových ztrát. Zvýšíme-li rychlost proudění vzduchu, nebo uděláme povrchové úpravy např. zdrsnění, docílíme dalšího tepelného faktoru. Oba tyto faktory se odrazí na zvýšení součinitele přestupu tepla na teplosměnných plochách. [14]



Obr. 3: Funkční schéma – zapojení deskového výměníku ve VZT jednotce [2]

V zimním období je nedílnou součástí kondenzátní vana, a to zejména kvůli kondenzaci vlhkosti. Vytvořený kondenzát se ukládá právě zde a následně je vypouštěn do kanalizace přes zápachovou uzávěrku. Při kondenzaci může též dojít k namrznání vody. Námraza zamezí průchodu vzduchu výměníkem a může tak porušit výměník nebo zhoršit přestup tepla. Jestliže uzavřeme přívod vzduchu z exteriéru, v moment, kdy teplý odpadní vzduch proudí do výměníku, tak námraza roztaje.

Bohužel tyto výměníky nelze regulovat. Proto mají z velké části obtok, neboli bypass s klapkou, která hlavně v letním období zajistí průtok čerstvého vzduchu mimo výměník. V tomto období není vhodné ZZT provozovat. [14]

3.4.2 Entalpický výměník

Jde o speciální druh deskového výměníku, který dokáže předávat nejenom teplo, ale také vysoký podíl vlhkosti, a tak optimalizovat relativní vlhkost vzduchu uvnitř budovy. Tyto výměníky se vyrábějí z pórovitých materiálů, které propouští současně teplo i vodní páry, a tudíž fungují jako molekulové síto. Materiálem mohou být buď speciální umělé hmoty, nebo speciální nasákový papír. Tvar výměníku je shodný jako u běžného rekuperačního výměníku, a to buď protiproudý šestihran, nebo křížový čtvercový. Teplotní účinnost těchto výměníků, se pohybuje okolo 80 %, vlhkostní účinnost pak okolo 60–70 %. [14]



Obr. 4: Entalpický výměník [5]

Velká výhoda těchto výměníků je, že pomáhá řešit problematiku s nízkou vlhkostí v interiéru v zimním období. Další výhodou je, že nehrozí riziko námrazy výměníků, proto mohou pracovat až do $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Avšak je vhodné používat elektrický předehříváč, jelikož při nižších teplotách může dojít k degradaci výměníku. Bohužel nám zvyšuje náklady jak provozní, tak pořizovací, proto je možným řešením pro předehřev vzduchu používat zemní výměník. Navíc u entalpického výměníku nemusíme řešit odvod kondenzátu. Výměník by se měl umístit, tam kde nedochází k výskytu nečistot, jako jsou mastnoty, prašnost apod. [14]

3.4.3 Tepelné trubice

Jde o uzavřený dvoufázový systém ZZT s přirozeným oběhem chladiva. Tvoří ho uzavřené trubice naplněné chladivem a jednotlivé trubice jsou uloženy do jednoho rámu. Tento výměník má dvě části; dolní část, ve které proudí odváděný vzduch a horní část, která je instalovaná v proudu přiváděného vzduchu. Nejdříve chladivo převezme výparné teplo, to pak přichází k varu, následnému odpaření chladiva a vzniklé páry stoupají do horní části výměníku. Ve druhé fázi tohoto procesu, páry kondenzují na chladnějším konci trubice a stékají zpět do dolní části. Proces se takto neustále opakuje. Použitý tlak a chladivo v trubici se musí shodovat s teplotami vzduchu. [14]

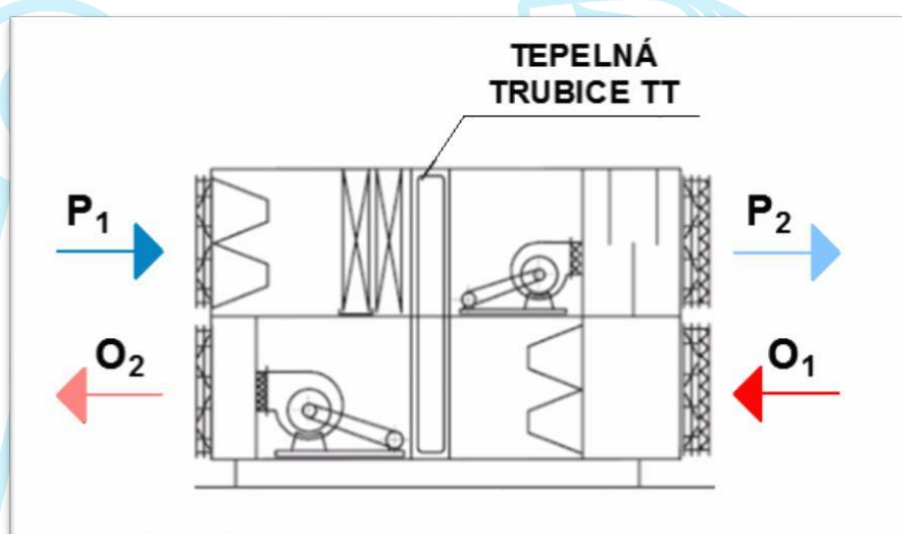


Obr. 5: Tepelné trubice ve VZT jednotce [2]

Podle způsobu aplikování sil, které dopravují kondenzát se systém tepelných trubic dělí na gravitační a kapilární. Kapilární zařízení je provedeno vždy ve vertikální poloze a gravitační pak v poloze horizontální. Jednotlivé trubice výměníku jsou vyráběny buď z mědi, nebo hliníku a mají délku 100–1 000 mm a průměr 5–20 mm. Nadto mohou mít na povrchu žebra, která zvětšují teplosměnnou plochu a zlepšují tak přenos tepla ze vzduchu do tepelné trubice a nabývá tak na účinnosti. Jako náplně v trubicích bývá obvykle použito čpavku či freonu, protože k jejich skupenským změnám nabývá v oblasti normálních teplot.

Náplní může být i voda, ale jen v případě, že teplota odváděného vzduchu dosahuje teplot nad 100 °C.

Jedna z výhod těchto rekuperačních zařízení je jejich jednoduchost, neboť nepotřebují žádná hnací zařízení a s tím spojené nízké provozní a pořizovací náklady. Další z výhod je vysoká hustota tepelného toku. Tyto výměníky mají velké uplatnění v znečištěných provozech, jelikož odpadní vzduch proudí okolo uzavřených trubíc a riziko přenosu případných škodlivin jako např. pachů, zárodků, tuků, prachů apod., je nepatrné a kde je přenos znečištění nepřístupný. Účinnost těchto zařízení se pohybuje od 45–55 %. [14]



Obr. 6: Zapojení TT ve VZT jednotce [2]

3.4.4 Výměníky s kapalinovým okruhem

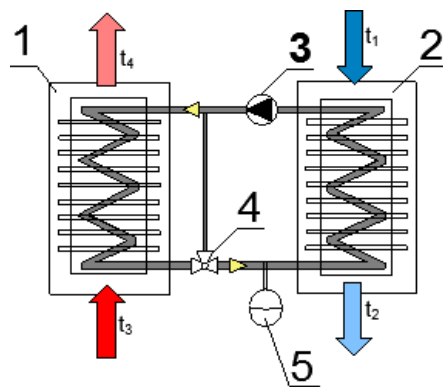
Uplatnění tohoto systému je zejména tam, kde není možné vést odvodní a přívodní části VZT jednotek v těsné blízkosti u sebe, a tudíž se zde nedá využít tepelná výměna vzduch-vzduch. Jednotka se skládá z celkem dvou rekuperačních výměníků vzduch-voda. Jeden je umístěn v proudu odvodního vzduchu a druhý je umístěn v proudu přívodního vzduchu a jsou mezi sebou propojeny okruhem s kapalinou, jehož součástí je uzavřená expanzní nádoba, regulační armatury a oběhové čerpadlo. Jelikož je zařízení určeno i pro nízké teploty bývá jako teplotonosná látka, která mezi výměníky nuceně cirkuluje, nejčastěji použita nemrznoucí směs nebo jiné látky bez fázové přeměny. Nejčastěji se používají lamelové výměníky, avšak ve velmi znečištěných prostorách jsou použity spíše výměníky bez žebrování nebo z chemicky odolných materiálů.

Tyto systémy se mohou snadno doplňovat o další zdroje tepla nebo je i lze kombinovat s dalšími kapalinovými či jinými vzduchotechnickými systémy. Při návrhu tohoto zařízení je nutné stanovit výstupní teplotu za výměníkem a návrh optimálního počtu řad. [14]



Obr. 7: Lamelový výměník [5]

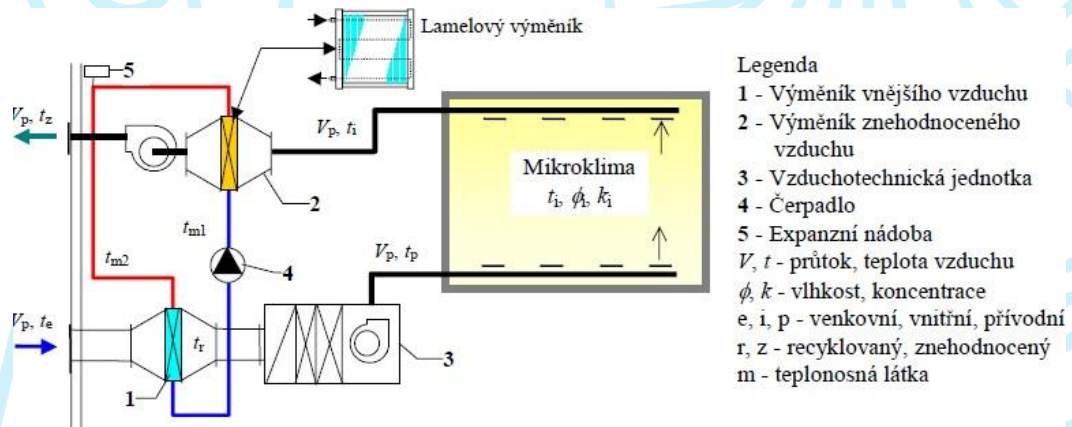
K výhodám tohoto systému ZT, patří zejména vysoká flexibilita. Výměníky lze umísťovat kamkoli, čehož lze využít především u rekonstrukcí např. do historických budov. Bohužel instalace VZT potrubí v těchto budovách není vhodná, tudíž je na odvodu umístěn jeden z výměníků tepla, který je připojen pomocí teplotnosného média a čerpadla s dalším výměníkem. Díky menší rozloze potrubí teplotnosného média to tolik nevadí a dá se lépe schovat. Jako další výhoda je zabránění prolínání proudů vzduchu, díky oddělenému odvodu a přívodu. Jejich využití je proto vhodné i ve velmi znečištěných provozech. Naopak k nevýhodám tohoto systému patří snižování účinnosti díky několikanásobnému přestupu tepla a dále provozní náklady na chod oběhového čerpadla. U běžného systému je účinnost okolo 30-50 %. Účinnost se může pohybovat až kolem 75 %, pokud je však použito speciálních víceřadých konstrukcí s protiproudými vrstvami.



LEGENDA

- 1 - Výměník v proudu ohřívajícího vzduchu
- 2 - Výměník v proudu ochlazeného vzduchu
- 3 - Oběhové čerpadlo
- 4 - Regulační ventil
- 5 - Expanzní nádoba

Obr. 8: Schéma ZTT s kapalinovým okruhem [2]



Legenda

- 1 - Výměník vnějšího vzduchu
- 2 - Výměník znehodnoceného vzduchu
- 3 - Vzduchotechnická jednotka
- 4 - Čerpadlo
- 5 - Expanzní nádoba
- V, t - průtok, teplota vzduchu
- ϕ, k - vlhkost, koncentrace
- e, i, p - venkovní, vnitřní, přírodní
- r, z - recyklovaný, znehodnocený
- m - teplotná látka

Obr. 9: Schéma zařízení s kapalinovým okruhem a lamelovým výměníkem [2]

3.5 Regenerační výměníky

Tento systém ZTT využívá hmoty výměníku k akumulaci tepelné energie a případně i vlhkosti. Teplo se střídavě předává z odpadního vzduchu do hmoty a následně se odevzdává do přírodního vzduchu, to znamená, že teplosměnný povrch hmoty je omýván střídavě odpadním i přírodním vzduchem. [14] Tyto výměníky se také nazývají jako entalpické. Rozlišujeme je na dvě skupiny:

- Rotační výměníky - akumulační hmota mění polohu a směr vzduchu je stálý
- Přepínací výměníky - akumulační hmota je stálá a směr vzduchu se mění

3.5.1 Rotační výměník

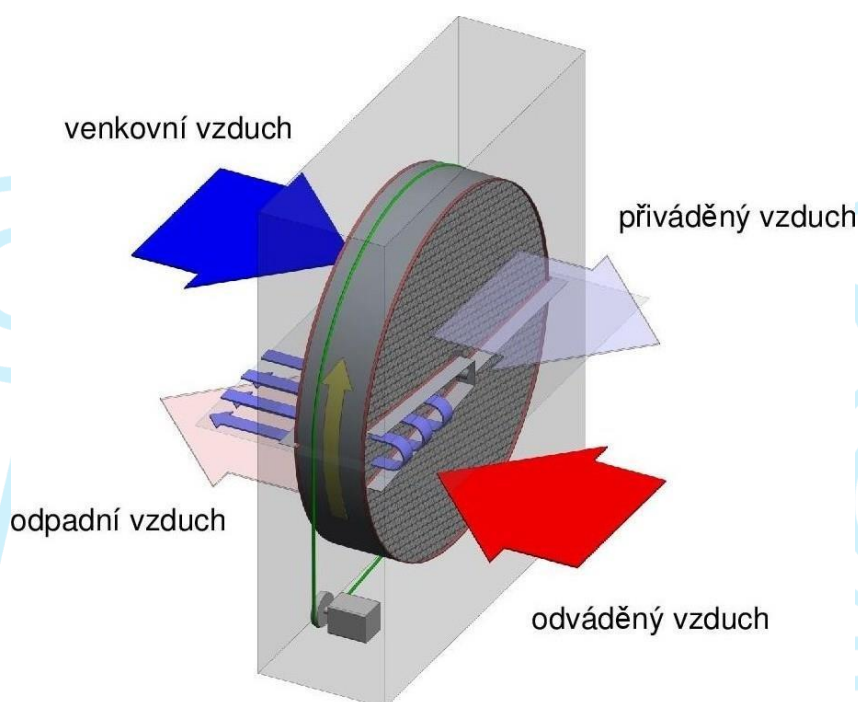
Tento typ výměníku se dělí buď na nehydroskopický, který je určený pouze pro přenos tepla (citelné teplo), nebo na hydroskopický, který přenáší jak teplo, tak vlhkost (vázané teplo). K přenosu energie dochází prostřednictvím akumulární hmoty, která je tvořena válcem s průtočnými kanálky. Polovina válce je v proudu čerstvého přívodního vzduchu a druhá polovina v teplém odváděném vzduchu. K přenosu tepla či vlhkosti dochází tak, že rotor se otáčí a teplosměnná plocha střídavě prostupuje oběma proudy. Tyto výměníky mohou být dodávány jako součást vzduchotechnické jednotky buď vedle sebe, nebo nad sebou. Avšak existují i samostatné výměníky, které se dávají do potrubí. [14]



Obr. 10: Rotační výměník tepla [2]

Nejčastějším materiálem pro výrobu rotoru generátoru bývá hliníková fólie o tloušťce 0,06-0,1 mm a šířce 100–300 mm, který je navinut do válce. Materiál je navinut střídavě ze zvlněné a rovné fólie, která mezi jednotlivými vrstvami vytváří malé kanálky, kterými proudí vzduch. Jako další materiál pro výrobu rotoru může být hliníková fólie, ocel či plasty. Aby se zajistil přenos vlhkosti, je materiál rotoru vybaven hydroskopickou vrstvou, např. speciální látkou či silikagelem nebo je použito tvrzené papíroviny napuštěné lithiumchloridem. V rámu z ocelového pozinkovaného plechu je uložena akumulární hmota a rotující teplosměnná

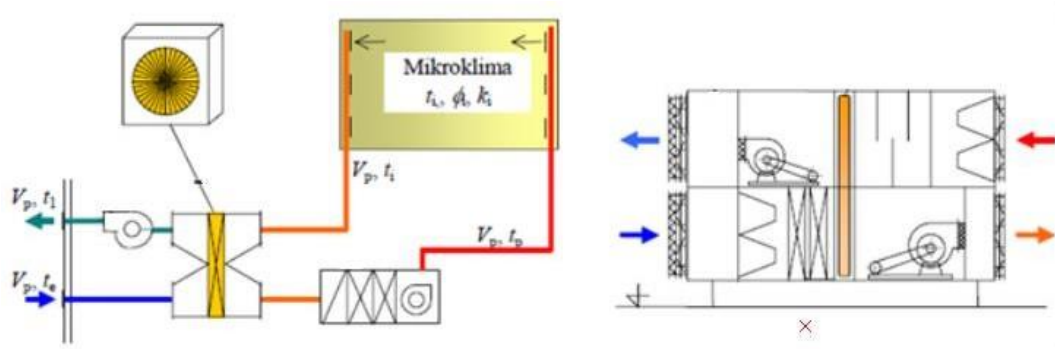
plocha. Vše ve výměníku je poháněno elektromotorem. Součástí výměníku je tzv. čistící zařízení, kde kanálky rotoru jsou proplachovány proudem vody, při průchodu rotoru z odváděného do přiváděného vzduchu. Riziko přenosu nečistot je zamezeno díky tomuto procesu. Pro správnou funkci pročištění a zamezení prostupování odváděného vzduchu netěsnostmi okolo rotoru, je třeba nastavit mírný přetlak přiváděného vzduchu oproti vzduchu odváděnému. [14]



Obr. 11: Schéma principu rotačního výměníku [2]

Výměníky tohoto druhu nabývají vysokých teplotních účinností a to od 60–80 %. U rotoru s hydroskopickou vrstvou nabývá vlhkostní účinnost od 60–70 %. Velký vliv na účinnost má především rychlost otáček rotoru (10–20/minutu) a rychlost protékajícího vzduchu. Otáčky je možno řídit pomocí frekvenčního měniče. [14]

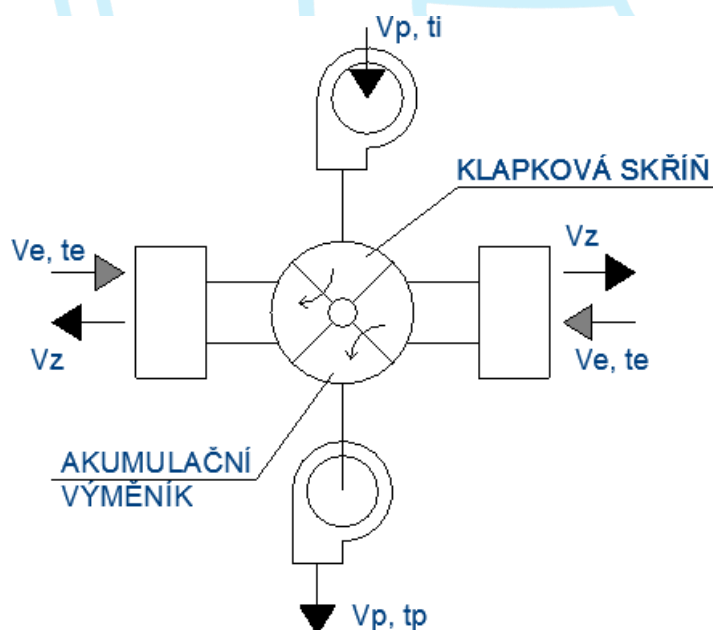
Velkou výhodou tohoto druhu výměníku je menší zastavěný prostor ve vzduchotechnických jednotkách. Nevýhodou je, že se nehodí do příliš znečištěných prostorů, protože proudy od sebe nejsou nijak separovány a docházelo by k přenášení škodlivin do čistého přivodního vzduchu. Také není přijatelné rotační výměníky umisťovat tam, kde má odvodní vzduch velmi vysokou vlhkost. Kondenzující pára by tak mohla vážně poničit ložiska motoru. Při nižších teplotách pod 5 °C pak kondenzát zamrzá a hrozí riziko poškození rotoru a hliníkových lamel. [14]



Obr. 12: Schéma zapojení ve VZT jednotce [2]

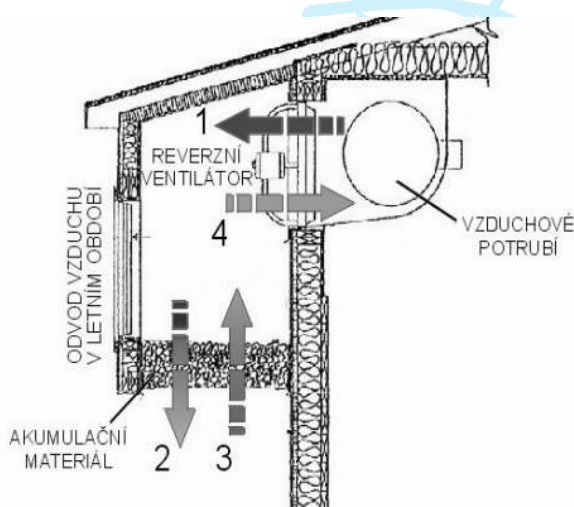
3.5.2 Přepínací výměník

Rozdíl mezi přepínacím a rotačním výměníkem je ten, že u přepínacího zůstává hmota ve své poloze a přepínají se pouze proudy vzduchu, které proudí kolem. Výměníky jsou prováděny jako dvoukomorové, kde obě komory jsou naplněné akumulací hmotou a pomocí přepínacích klapek protéká střídavě odpadní a přírodní vzduch. V závislosti na teplotách je klapka ovládána automatickou regulací a při dosažení zvolené teploty klapka přepne proudění a ve stejném místě začne proudit čerstvý přírodní vzduch. Doba mezi přepínáním proudů se pohybuje v řádu sekund až v desítkách minut. Aby se zamezilo nerovnoměrnému proudění, používají se dva stejné akumulací bloky a klapkový systém přepíná proudění střídavě mezi nimi. [14]



Obr. 13: Schéma přepínacího výměníku [2]

Výhodou těchto regenerátorů je, že dosahují vysokých účinností. Teplotní účinnost se pohybuje okolo 60–90 % a vlhkostní okolo 50–70 %. Bohužel nevýhodou jsou jejich velké rozměry a často složitá konstrukce. Podobně jako u rotačních výměníků, ani tady nejsou proudy vzduchu odděleny od sebe a tudíž se nehodí do znečištěných prostor. Další nevýhodou těchto zařízení je, že při přepínání z akumulční hmoty a klapkové sekce se část vzduchu, která může dosahovat 5-10 % celkového objemu, se dostává při zpět do interiérů. Ve výsledku to znamená, že čerstvý venkovní vzduch se dostává zpět ven do venkovního prostředí a vnitřní odsávaný vzduch se dostává zpátky do vnitřního prostoru. [14]

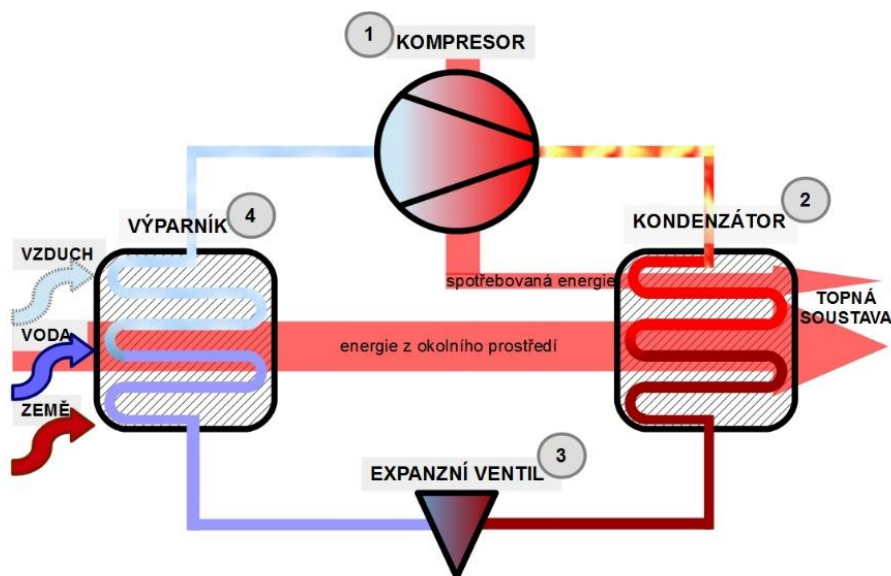


Obr. 14: Schéma přepínacího výměníku. 1,2 – ochlazovaný vzduch; 3,4 – ohříváný vzduch [2]

3.5.3 Tepelná čerpadla

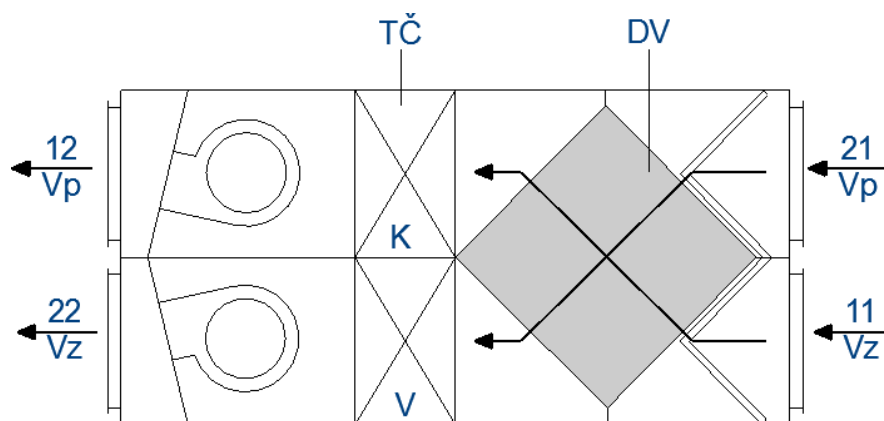
K přenosu tepla skupenských změn s nuceným prouděním využívají tepelná čerpadla chladiva v jeho oběhovém okruhu. Z pohledu cen se řadí mezi nejnáročnější typy zpětného získávání tepla, kvůli velké potřebě elektrické energie na pohon kompresoru.

Chladivový okruh se skládá z výparníku, kompresoru, kondenzátoru a škrťacího ventilu. Výparník přijme teplo z okolí a tím ohřeje chladivo uvnitř zařízení. Chladivo se vlivem zvýšení teploty ve výparníku vypaří a plyn putuje do kompresoru. V kompresoru se ohřáté plynné palivo prudce stlačí a díky kompresi se nízkopotenciální teplo vynese na vyšší teplotní hladinu. Kompresorem zahřáté chladivo jde dále do kondenzátoru, zde je ochlazeno, v důsledku čehož změní svoje skupenství na kapalně a teplo se předá do okolí. Z kondenzátoru putuje vzniklá kapalina o vysokém tlaku přes škrťací ventil, kde se následně tlak sníží a opět prochází výparníkem. Takto se celý cyklus furt opakuje. [14]



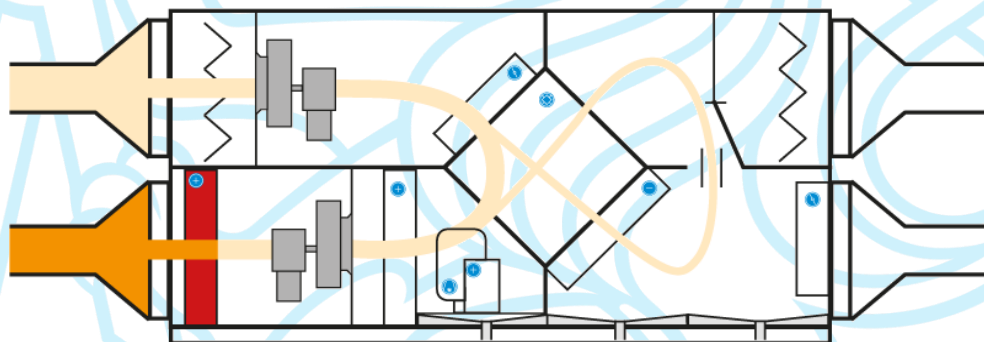
Obr. 15: Schéma tepelného čerpadla [6]

Ve vzduchotechnice je tepelné čerpadlo využíváno, jako součást vzduchotechnické jednotky v kombinaci s tepelným výměníkem. Tím se tak zvyšuje účinnost při zpětném získávání tepla. [14]

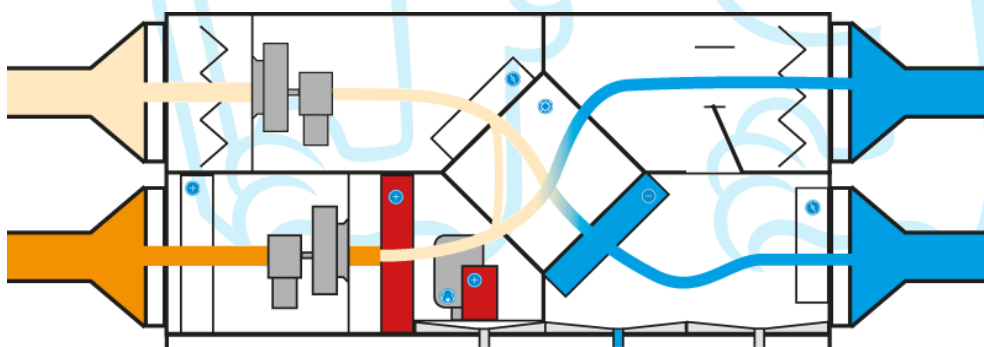


Obr. 16: Větrací jednotka s tepelným čerpadlem a deskovým výměníkem [2]

Kombinace s tepelným čerpadlem se nejčastěji využívá u jednotek pro větrání prostorů s vysokou vlhkostní zátěží, a to u bazénových hal. Např. firma Remak vytvořila větrací jednotky 2. generace (viz obrázky).



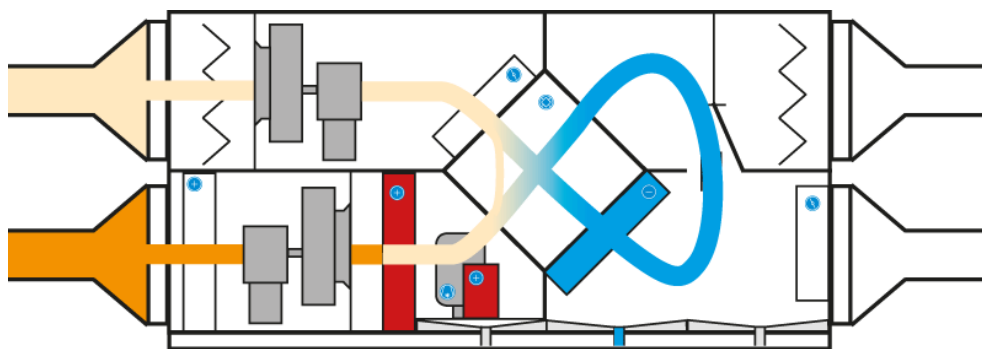
Obr. 17: Cirkulační cyklus [4]



Obr. 18: Cyklus při zvýšené vlhkosti v exteriéru [4]

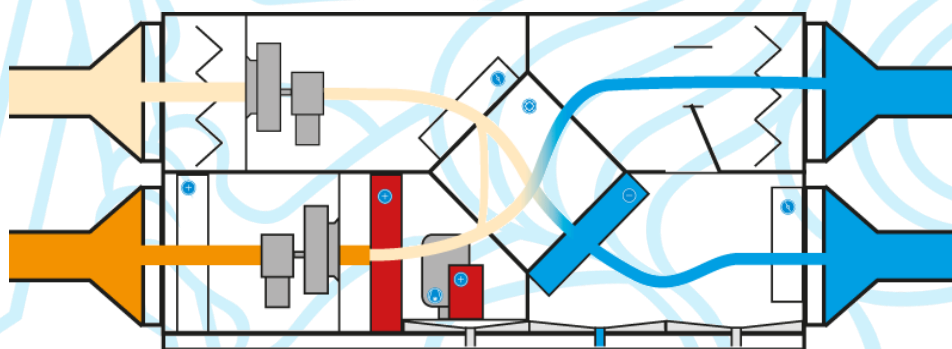
Ohřev vzduchu v bazénové hale se zajišťuje pomocí vodního ohřivače v plně cirkulačním režimu. [16]

Cirkulační klapka se uzavírá v případech zvýšené vlhkosti v exteriéru a množství větracího vzduchu se zvýší na maximum. Tepelné čerpadlo spíná dle požadavku na ohřev vzduchu nebo bazénové vody. [16]



Obr. 19: Odvlhčování v útlumovém režimu [4]

Odvlhčování v útlumovém režimu zajišťuje výparník tepelného čerpadla v kombinaci s předchlazením ve vysoce účinném rekuperačním výměníku. K dohřevu vzduchu na požadovanou teplotu dochází v rekuperačním výměníku a kondenzátoru, přičemž nadbytečným teplem je možné ohřívat bazénovou vodu. Přivodně/odvodní klapky jsou uzavřeny. [16]



Obr. 20: Běžný režim v provozních hodinách [4]

V provozních hodinách závisí množství přiváděného čerstvého vzduchu na aktuálním stavu mikroklimatu větraného prostoru a hygienických limitech. Citelné a vázané teplo je rekuperováno ve výměníku zpětného získávání tepla a výparníku tepelného čerpadla. Nadbytečným teplem lze ohřívat bazénovou vodu. [16]

3.6 Ekonomické hodnocení zařízení ZZT

Úspora energie, nejhlavnější důvod, proč zařízení ZZT využíváme. Aby se nám jeho pořízení ekonomicky vyplatilo, musí být cena uspořené energie na ohřev, chlazení či vlhčení menší než cena, kterou bychom vynaložili za pořízení a provoz ZZT, po celou dobu životnosti.

Finanční zisky záleží na:

- a) Ceně energií (teplo, el. energie)
- b) Době činnosti vzduchotechnického zařízení se ZZT
- c) Pořizovacích nákladech
- d) Průtoku vzduchu

Je-li účinnost a průtok vzduchu konstantní, lze roční úsporu elektrické energie stanovit v době provozu zařízení a počtu hodin provozu ze střední teploty venkovního vzduchu. [14]

4 METODIKA

4.1 Popis systému

4.1.1 Základní popis jednotky

Experimentální zařízení tvoří jednotka Duplex od firmy Atrea. Jde o jednotku s částečně protiproudým rekuperačním výměníkem ZZT, navrženou na jmenovitý průtok vzduchu 900 m³/h. Jednotku tvoří tepelně izolovaná skříň, uvnitř které se nachází dva radiální ventilátory poháněné EC motory, filtry přiváděného i odváděného vzduchu, dva tepelné výměníky pro ohřev a chlazení vzduchu a rekuperační výměník ZZT. Jednotka je navíc vybavena interní cirkulační a bypassovou klapkou se servopohonem a je řízena přidaným regulačním systémem. Zdrojem tepla pro celý systém je elektrokotel Protherm Rejnok s výkonem 16 kW napojený na vstup do hlavního rozdělovače tepla, ze kterého je teplá voda následně rozvedena do měřicí kabiny a do vzduchotechnické jednotky. Zdrojem chladu je tepelné čerpadlo Viessmann Vitocal 300, které je zapojeno do vnitřního systému na straně výparníku tepelného čerpadla a umožní chlazení okruhů. Chladicí výkon se pohybuje kolem 11 kW. Odvod tepla vzniklého na kondenzátoru zajišťuje vnější suchý chladič LU-VE SHLS 38 M od firmy Daikin. [17]

4.1.2 Senzorová síť

Jako centrální prvek systému byla použita platforma Compact RIO-9081. Jedná se o průmyslový počítač, ke kterému jsou připojeny přídavné moduly zajišťující komunikaci se senzory. Tab. 1 obsahuje seznam základních fyzikálních veličin měřených uvnitř vzduchotechnické jednotky a obr. 22 zobrazuje jejich umístění.

Pro snímání stavu vzduchu je využito kombinovaného senzoru, který měří teplotu, relativní vlhkost vzduchu a dopočítává teplotu rosného bodu (označeno tmavě modře pouze číslem senzoru). Rychlost proudění vzduchu snímají anemometry, které jsou ve schématu označeny světle žlutě, se symbolem „V“. Senzory tlakové difference jsou označeny zelenou barvou, se symboly „dp“. Spotřebu vody pro parní zvlhčovač měří vodoměr s metrologickou přesností B,

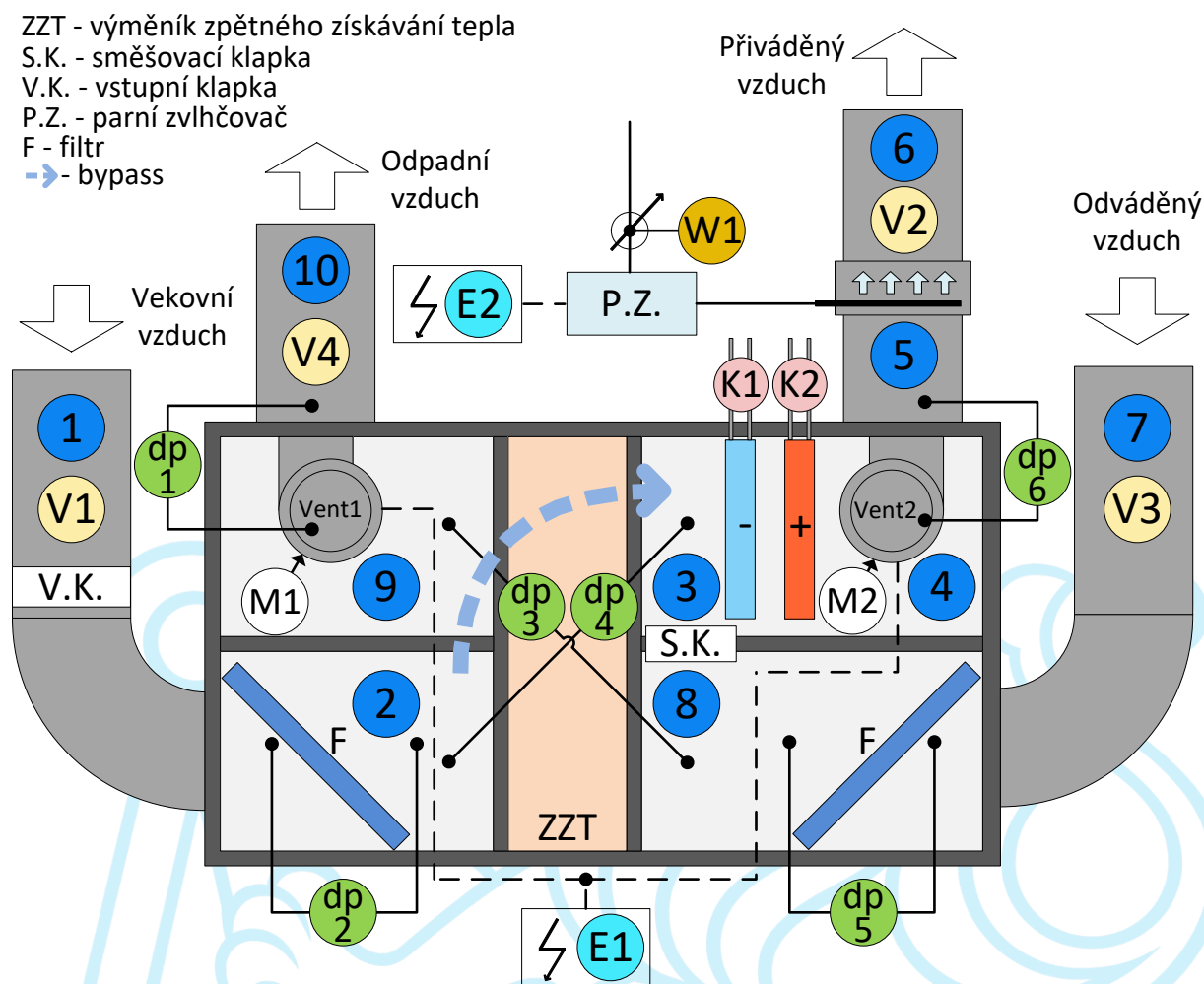
tedy spotřebu od minimálního průtoku 30 l/h s přesností ± 5 % bodu (označeno tmavě žlutě se symbolem „W“). [17]

Senzor	Měřicí rozsah	Přesnost	Barevné označení v obr. 3
Teplota	0 °C až +40 °C -40 °C až 0 °C +40 °C až +80 °C	$\pm 0,2$ °C $\pm 0,4$ °C $\pm 0,4$ °C	tmavě modrá
Relativní vlhkost	0 % až 90 % 90 % až 100 %	$\pm 1,7$ % RH $\pm 2,5$ % RH	tmavě modrá
Rychlost proudění vzduchu	0 až 20 m/s	1,5 % z hodnoty +0,5 % z rozsahu	světle žlutá (V)
Diferenciální tlak: ventilátory filtry rekuperátor	0 až 1000 Pa 0 až 300 Pa 0 až 200 Pa	± 3 % z rozsahu $\pm 0,7$ % z rozsahu ± 3 % z rozsahu	zelená (dp)

Tab. 1: Seznam senzorů

Dále je měřena spotřeba tepla a chladu kalorimetry s maximální chybou 2 % (označeno růžově se symbolem „K“) a spotřeba elektrické energie elektroměry (označeno tyrkysově se symbolem „E“). Kalorimetry poskytují i další naměřené a vypočítané hodnoty, jako jsou kumulovaný objem, aktuální průtok, aktuální tepelný výkon a teploty v přívodním a vratném potrubí. Pro měření rychlosti otáčení ventilátorů byly použity optické senzory s impulzním výstupem (označeno bíle se symbolem „M“).

Při provozu na plný výkon dosahují ventilátory na jednotce rychlosti otáčení okolo 2000 ot/min. Při této rychlosti je chyba měření menší než 0,5 %. Úhel natočení u vstupní, cirkulační a bypassové klapky odhadují virtuální senzory na základě znalosti vnitřních stavů spínacích prvků. [17]



Obr. 21: Schéma experimentální vzduchotechnické jednotky včetně senzorů [7]

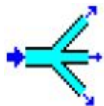
4.1.3 Sběr a zpracování dat

Pro sběr a zpracování dat byl v grafickém prostředí LabVIEW vytvořen program, který má za úkol číst data ze všech senzorů připojených přes různé periferie. Program z naměřených dat dopočítává další užitečné údaje, všechna data vizualizuje do grafů a diagramů jednotky, zapisuje do tabulek a data průběžně ukládá na disk k následnému zpracování a vyhodnocení. [19]

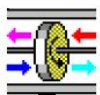
4.2.1 Zvolené komponenty



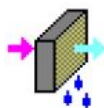
Data o počasí (Type109)



Komponenta využitá jako cirkulace (Type646)



Zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu (Type760)



Komponenty využitá jako chladič (Type752)



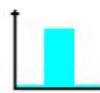
Komponenta využitá jako ohřivač i jako zvlhčovač (Type754)



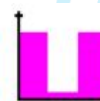
Ventilátor (Type111)



Komponenta prezentující místnost (Type759)



Komponenta, která určuje kdy dochází k chlazení (Type14)



Komponenta, která určuje kdy začíná a končí otopná sezóna (Type14)



Komponenta simulující fungování celého VZT systému (Type14)



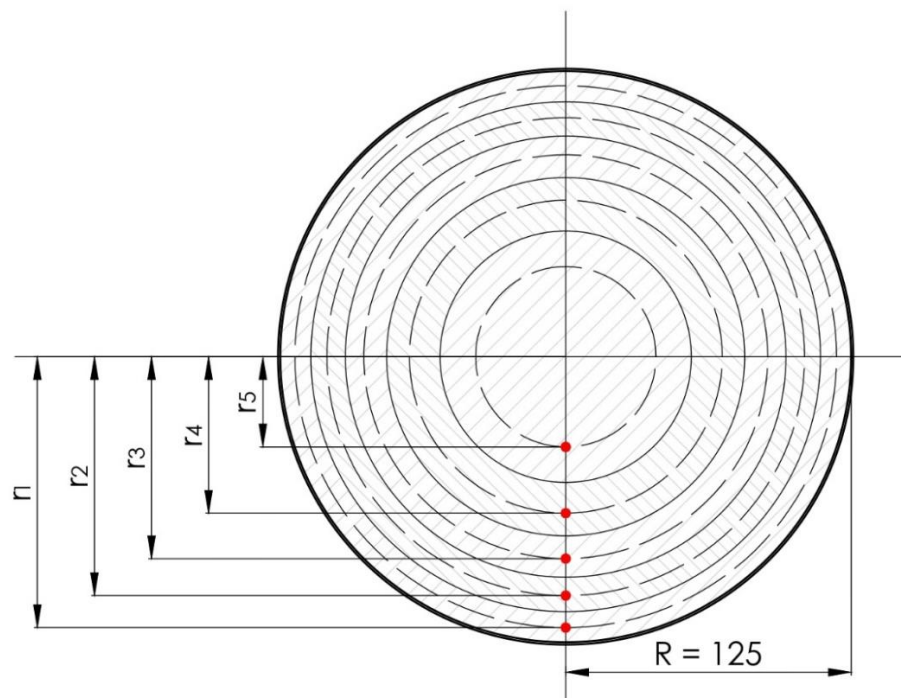
Komponenta sloužící k zobrazení vybraných proměnných (Type65)

4.3 Měření průtoku vzduchu

Aby bylo možné jednotku správně ověřit s modelem, který byl vymodelován v programu TRNSYS, bylo nutné pomocí anemometru stanovit správné průtoky v odváděném a přiváděném potrubí. Podle průtoku a teplot před výměníkem a za výměníkem se stanovily energetické bilance několika dní, které se mezi sebou porovnaly a zprůměrovaly. Nejprve, ale musel být proveden výpočet rychlostí v potrubí, jelikož rychlostní profil v potrubí nemusí být pravidelný. Na tento výpočet byly použity dvě metody a dvě rychlosti ventilátorů. Metoda mezikruží, která je určena spíše do potrubí s nepravidelnějším rychlostním profilem a metoda jednoho bodu, která je určena do potrubí bez proudových překážek jako jsou kolena, ventily a kohouty.

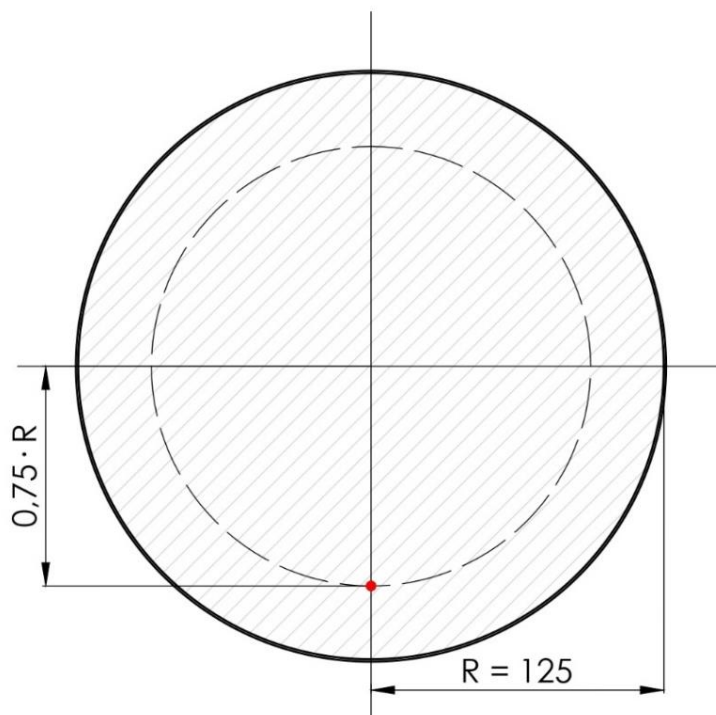
Metoda mezikruží spočívá v měření několika bodů, které mají stejnou plochu mezikruží. Samozřejmě čím více těchto mezikruží zvolíme, tím přesnější bude naše měření. Nejprve byla zvolena metoda 5 mezikruží a podle vzorečku viz. níže s dosazeným poloměrem potrubí, byly rozpočítány jednotlivé délky od středu potrubí.

$$r_i = R \cdot \sqrt{\frac{2n - (2i - 1)}{2n}}$$



Obr. 23: Metoda 1 – 5 poloh umístění anemometru v potrubí

Podle délek, které vyšly ve výpočtu byly anemometrem naměřeny rychlosti v časovém rozmezí 2-3 minut. Tyto hodnoty byly zprůměrovány a dále porovnány s druhou metodou, kdy se anemometr umístil jen do jedné vzdálenosti a to $0,75 \cdot R$ od středu potrubí. Dále bylo nutné tyto rozměry od středu potrubí přepočítat na hodnoty vztažené na okraj potrubí.



Obr. 24: Metoda 2 – 1 poloha umístění anemometru v potrubí

Anemometr č. 3 – odváděný vzduch

Výkon motoru 1 – $M_i = 1$

cca 1000 rpm

Metoda 1 - průměr 2-3 minutového intervalu na každý poloze.

- 0,64 cm uvnitř	0,689 m/s
- 2,04 cm uvnitř	1,634 m/s
- 3,66 cm uvnitř	1,279 m/s
- 5,65 cm uvnitř	1,056 m/s
- 8,55 cm uvnitř	0,621 m/s

1,056 m/s

Metoda 2 - průměr 2-3 minutového intervalu na jedné poloze.

- 3,125 cm uvnitř

1,112 m/s

Anemometr č. 2 – přiváděný vzduch**Výkon motoru 2** – $M_e = 1$

cca 1150 rpm

Metoda 1 - průměr 2-3 minutových intervalu na každý poloze.

- 0,64 cm uvnitř	1,258 m/s
- 2,04 cm uvnitř	1,414 m/s
- 3,66 cm uvnitř	1,333 m/s
- 5,65 cm uvnitř	1,285 m/s
- 8,55 cm uvnitř	1,240 m/s

1,306m/s**Metoda 2** - průměr 2-3 minutového intervalu na jedné poloze.

- 3,125 cm uvnitř	<u>1,339 m/s</u>
-------------------	-------------------------

Anemometr č. 3 – odváděný vzduch**Výkon motoru 1** – $M_i = 2$

cca 1700 rpm

Metoda 1 - průměr 2-3 minutového intervalu na každý poloze.

- 0,64 cm uvnitř	3,286 m/s
- 2,04 cm uvnitř	2,351 m/s
- 3,66 cm uvnitř	0,578 m/s
- 5,65 cm uvnitř	1,554 m/s
- 8,55 cm uvnitř	0,561 m/s

1,666 m/s**Metoda 2** - průměr 2-3 minutového intervalu na jedné poloze.

- 3,125 cm uvnitř	<u>1,702 m/s</u>
-------------------	-------------------------

Anemometr č. 2 – přiváděný vzduch**Výkon motoru 2** – $M_e = 2$

cca 1800 rpm

Metoda 1 - průměr 2-3 minutových intervalu na každý poloze.

- 0,64 cm uvnitř	1,956 m/s
- 2,04 cm uvnitř	1,816 m/s
- 3,66 cm uvnitř	1,966 m/s
- 5,65 cm uvnitř	1,979 m/s
- 8,55 cm uvnitř	1,950 m/s

1,934 m/s**Metoda 2** - průměr 2-3 minutového intervalu na jedné poloze.

- 3,125 cm uvnitř	<u>1,992 m/s</u>
-------------------	-------------------------

Díky metodě 1 a 2 bylo zjištěno, že anemometry měří správně jak při rychlosti 1 tak i při rychlosti 2. U obou metod byla zaznamenána zanedbatelná odchylka, která mohla vzniknout nepřesnou polohou anemometru, nesprávným natočením anemometru na proud vzduchu a také odchylkami rychlostí ventilátorů. Po srovnání těchto metod se oba anemometry umístily do vzdálenosti $0,75 \cdot R$ od středu potrubí a dále se pracovalo s hodnotami naměřené v této poloze.

4.4 Energetická bilance

Po ověření správných poloh anemometrů se stanovila energetická bilance mezi přiváděným a odváděným vzduchem. Ta se vypočítá podle vzorečků viz níže.

$$Q = M \cdot c \cdot \Delta t$$

Anemometr č. 3 – odváděný vzduch

Výkon motoru 1 – $M_i = 1$ cca 1000 rpm

Rychlost proudění $v = 1,056$ m/s

Objemový průtok potrubím $Q = S \cdot v$ [m³/s]

$$Q = 0,0491 \cdot 0,795 \cdot 3600 = 186,65 \text{ m}^3/\text{h}$$

Hmotnostní průtok $M = \rho \cdot Q$

$$M = 1,247 \cdot 186,65 = 232,76 \text{ kg/h} = 0,0647 \text{ kg/s}$$

Měrná tepelná kapacita $c = 1005$ J/(kg·K) při teplotě 10 °C

Teplota před výměníkem $t_1 = 22,56$ °C

Teplota za výměníkem $t_2 = 15,22$ °C

$$Q = 0,0647 \cdot 1005 \cdot |22,56 - 15,22|$$

$$\underline{Q = 476,95 \text{ W}}$$

Anemometr č. 2 – přiváděný vzduch

Výkon motoru 2 – $M_e = 1$ cca 1150 rpm

Rychlost proudění $v = 1,306$ m/s

Objemový průtok potrubím $Q = S \cdot v$ [m³/s]

$$Q = 0,0491 \cdot 1,306 \cdot 3600 = \underline{230,85 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Hmotnostní průtok $M = \rho \cdot Q$

$$M = 1,247 \cdot 230,85 = \underline{287,86 \text{ kg/h} = 0,0799 \text{ kg/s}}$$

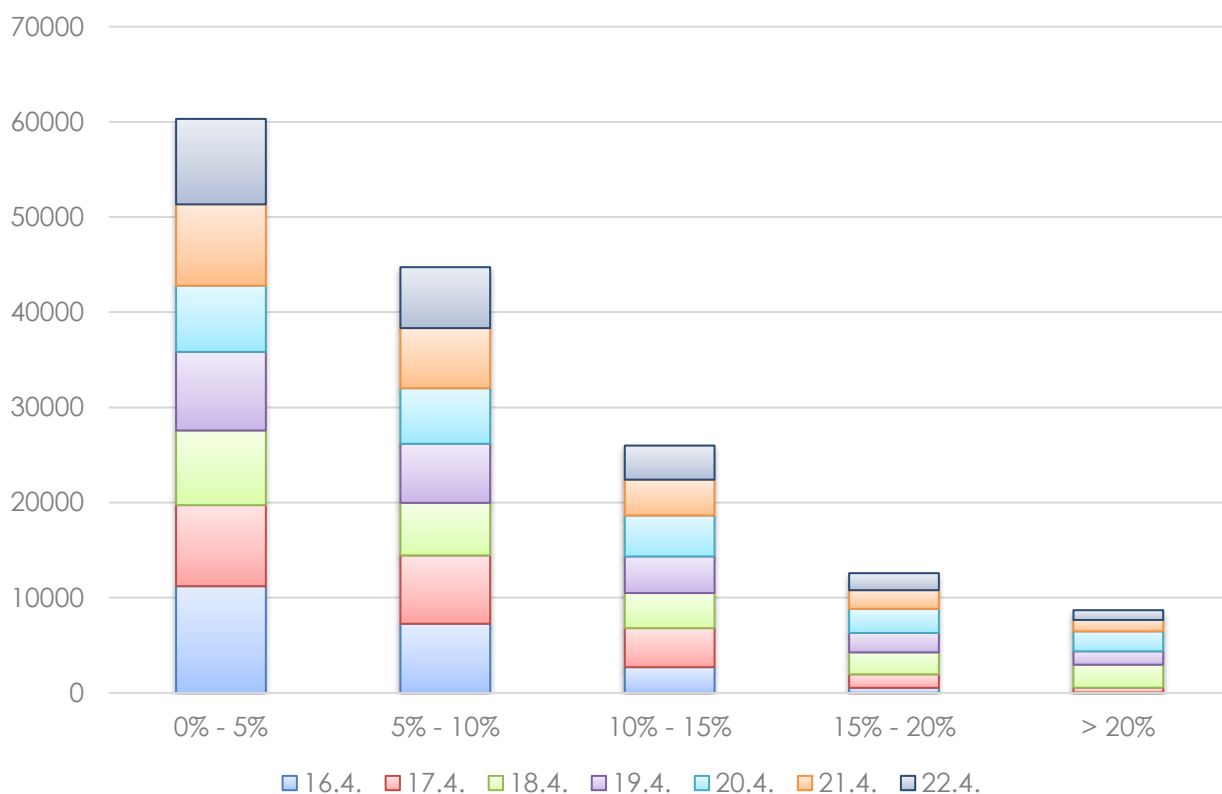
Měrná tepelná kapacita $c = 1005$ J/(kg·K) při teplotě 10 °C

Teplota před výměníkem $t_1 = 15,25$ °C

Teplota za výměníkem $t_2 = 20,88$ °C

$$Q = 0,0799 \cdot 1005 \cdot |15,25 - 20,88|$$

$$\underline{Q = 452,44 \text{ W}}$$



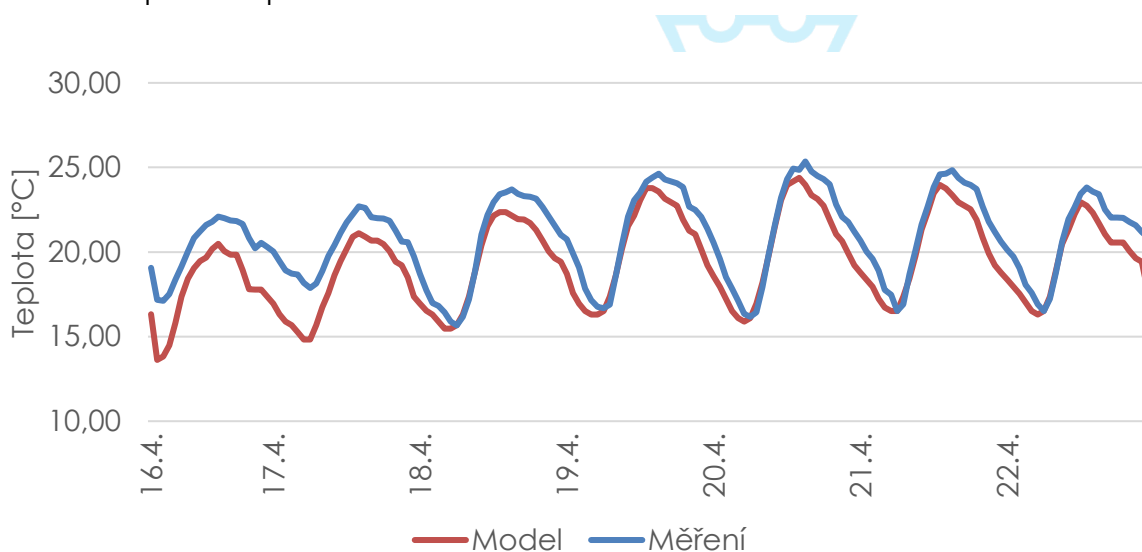
Obr. 25: Histogram četností rozdílů energetické bilance 16. – 22. 4. 2019

Rozdíly energetických bilancí na výměníku ZZT mezi proudem odváděného a čerstvého vzduchu obou anemometru jsou podle výsledku 5 %. Abychom upřesnili tento údaj, byl vypočítán a zprůměrován jeden celý týden měření a to konkrétně 16. – 22. 4. 2019.

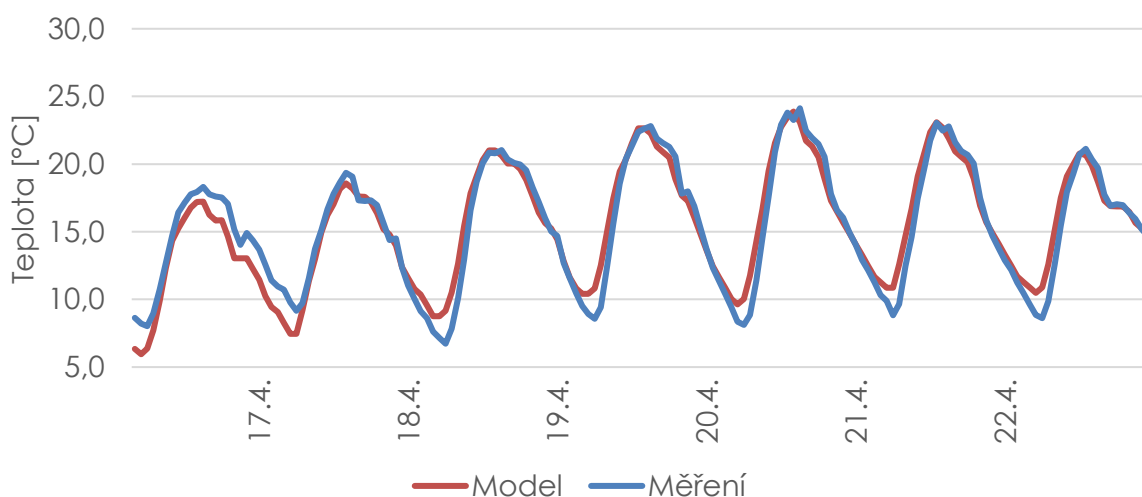
Jak je z grafu patrné největší četnost rozdílů se pohybuje do 5 % a následně tato četnost klesá. Všechny tyto údaje byly zprůměrovány a jako výsledná hodnota vyšla 8,17 %. Podle ČSN EN 308 tento údaj splňuje normu a je možné s ním dále pracovat.

4.5 Verifikace modelu

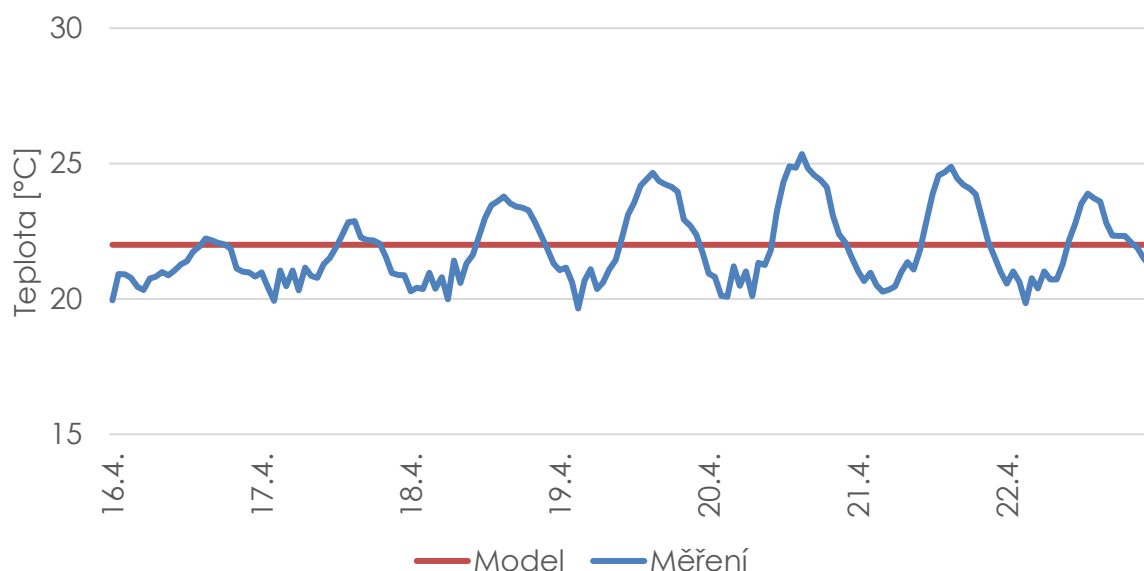
Díky správně změřeným průtokům, energetickým bilancím a namodelované jednotce v programu TRNSYS bylo nutné model ověřit, zda správně funguje. Po správném nastavení a chování modelu v programu TRNSYS byl ověřen pomocí hodnot naměřené na reálné jednotce. Model byl ověřen se vstupními teplotami přiváděného a odváděného vzduchu naměřené za jeden týden (16. – 22. 4. 2019). Na přesnější ověření by bylo nutné nechat jednotku běžet déle a následná data použít znovu pro vstup do modelu.



Obr. 26: Porovnání teplot přiváděného vzduchu za výměníkem



Obr. 27: Porovnání teplot odváděného vzduchu za výměníkem



Obr. 28: Porovnání teplot za ohřivačem

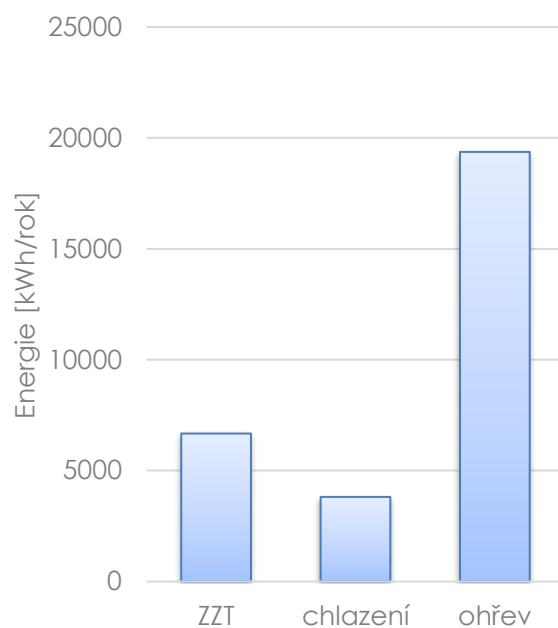
Následně byly data z modelu a z měření porovnány ve 3 grafech. Jeden graf porovnává teplotu za výměníkem ZZT, druhý teplotu za ohřivačem a třetí porovnává teplotu odváděného vzduchu. U prvního grafu je křivka modelu téměř totožná s křivkou měření. Největší odchylka u tohoto grafu je na začátku měření. Druhý graf je o něco horší, protože namodelovaná teplota za ohřivačem je konstantní a drží teplotu na 22 °C. Kdežto u reálné jednotky teplota za ohřivačem výrazně kolísá od 20 °C do 25 °C. Při tomto měření byl zapnut elektrokotel, který měl nastavenou cílovou teplotu 22 °C. Bohužel data z kotle nejsou přímo propojená se vzduchotechnickou jednotkou a regulace se tak chová nesprávně. Jedna z teorií je, že kotel ohřeje celý okruh, dosáhne cílové teploty a vypne ohřev. Z tohoto okruhu ohřivač ve vzduchotechnice odebírá teplo a následně teplota v něm klesá. Bohužel regulace na tento stav nedokáže zareagovat, proto teplota klesá přes nastavenou teplotu a snaží se dorovnat tuto požadovanou teplotu. Poslední graf ukazuje teplotu odváděného vzduchu před výměníkem ZZT. Zde není vidět nějaký velký rozdíl u měřených dat a dat vycházející z modelu.

5 VÝSLEDKY

5.1 Srovnání měnicí se účinnosti na spotřebu energie

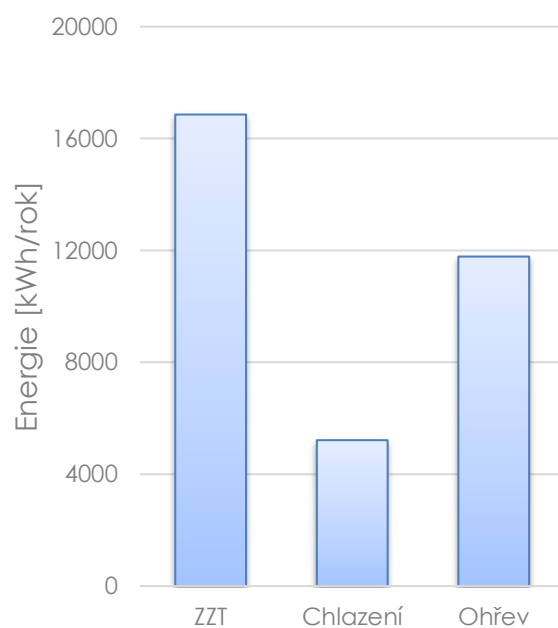
Na základě vytvořeného VZT modelu v programu TRNSYS byly vygenerovány hodnoty, které dále byly zpracovány do jednotlivých tabulek a grafu.

	ZZT	Chlazení	Ohřev
Rok	6673	3814	19369
Leden	1004	0	3885
Únor	856	0	3292
Březen	770	0	2941
Duben	519	104	0
Květen	345	408	0
Červen	234	836	0
Červenec	171	1152	0
Srpen	194	1004	0
Září	334	311	679
Říjen	553	0	2080
Listopad	764	0	2926
Prosinec	928	0	3566



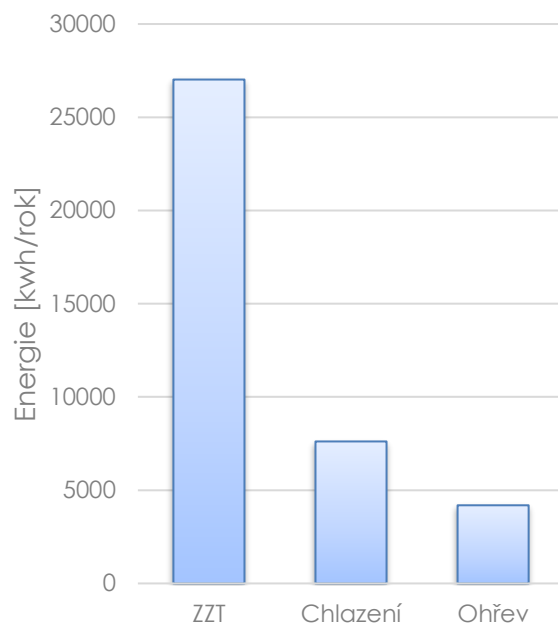
Tab. 2: Účinnost ZZT = 0,2+ obr. 29: spotřeba energie za rok

	ZZT	Chlazení	Ohřev
Rok	16857	5215	11780
Leden	2510	0	2380
Únor	2139	0	2008
Březen	1926	0	1786
Duben	1368	292	0
Květen	908	712	0
Červen	607	1112	0
Červenec	440	1377	0
Srpen	498	1255	0
Září	850	466	401
Říjen	1382	0	1251
Listopad	1911	0	1780
Prosinec	2319	0	2174



Tab. 3: Účinnost ZZT = 0,5+ obr. 30: spotřeba energie za rok

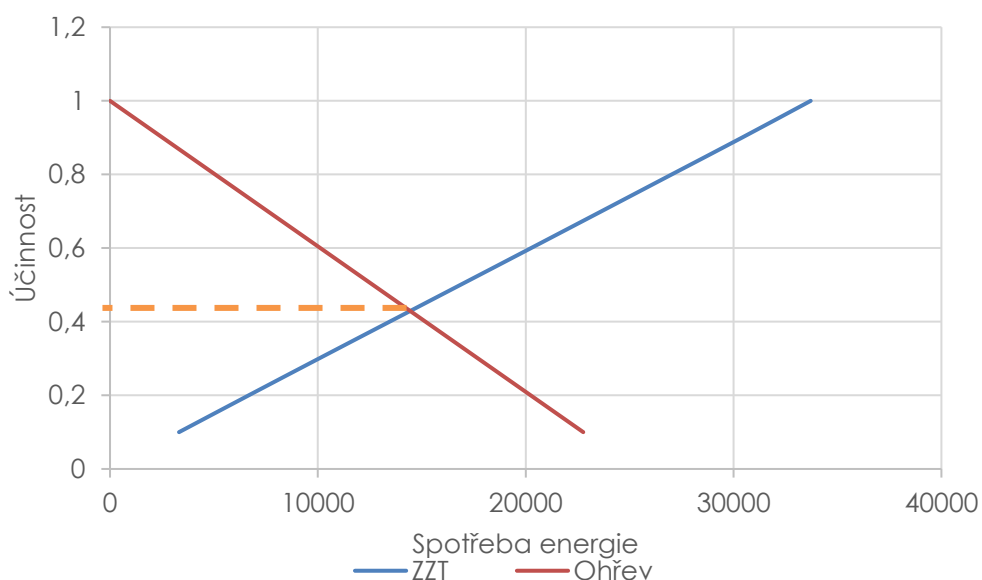
	ZTZ	Chlazení	Ohřev
Rok	27021	7614	4190
Leden	4015	0	874
Únor	3423	0	725
Březen	3081	0	630
Duben	2224	982	0
Květen	1464	1253	0
Červen	972	1475	0
Červenec	705	1645	0
Srpen	797	1556	0
Září	1361	703	123
Říjen	2211	0	422
Listopad	3057	0	633
Prosinec	3710	0	783



Tab. 4: Účinnost ZTZ = 0,8+ obr. 31: spotřeba energie za rok

Účinnost ZTZ	Energie za rok	
	ZTZ	Ohřev
0,1	3321	22769
0,2	6673	20239
0,3	10052	17709
0,4	13451	15179
0,5	16857	12650
0,6	20258	10120
0,7	23643	7590
0,8	27021	5060
0,9	30402	2530
1	33712	0

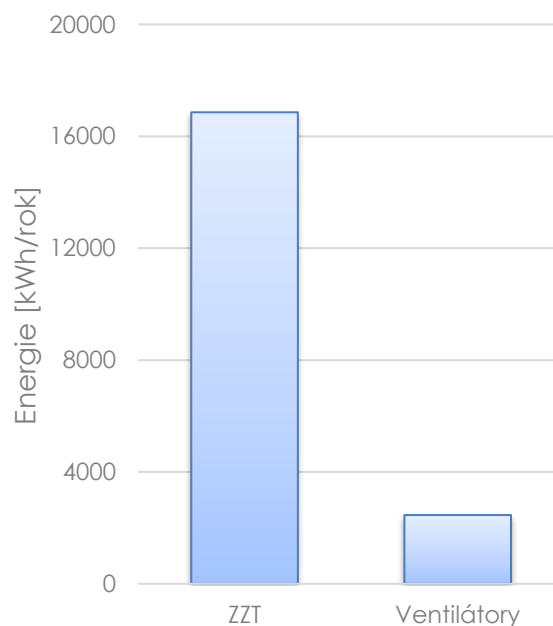
Tab. 5: Rostoucí účinnost za celý rok



Obr. 32: Vliv účinnosti ZT na spotřebu energie

Tabulky udávají, že s rostoucí účinností ZT stoupá energie, která je získána v ZT, a naopak klesá energie dodaná v ohřivači. Z grafu je patrné, aby došlo k vyrovnání energie získané a energie dodané na ohřev, musela by být účinnost ZT rovna hodnotě cca 0,42. To znamená, že optimální účinnost pro ZT, co se tepelných energií týká, je právě tato hodnota.

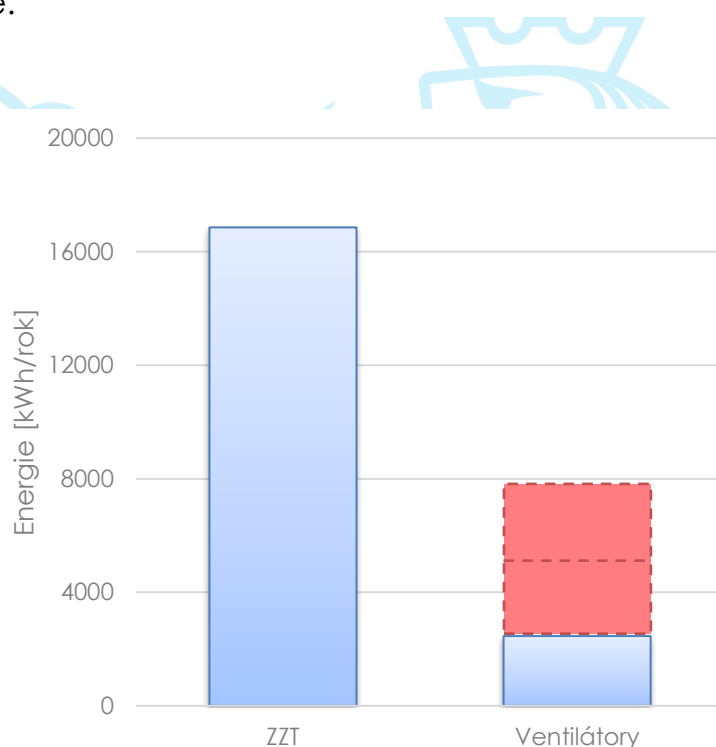
	ZT	Ventilátory
Rok	16857	2459
Leden	2510	209
Únor	2139	189
Březen	1926	209
Duben	1368	202
Květen	908	209
Červen	607	202
Červenec	440	209
Srpen	498	209
Září	850	202
Říjen	1382	209
Listopad	1911	202
Prosinec	2319	209



Tab. 6 Účinnost ZT = 0,5 + obr. 33: spotřeba energie za rok

Tabulka zahrnuje energetickou bilanci VZT zařízení s účinností ZZT rovno 0,5. Udává množství energie získaná v ZZT a energie dodané na chod ventilátorů. Aby došlo k vyrovnání energie dodané a energie získané z pohledu ceny, je nutné zohlednit faktor neobnovitelné primární energie, který je pro elektřinu v ČR roven hodnotě 3 kWh/kWh.

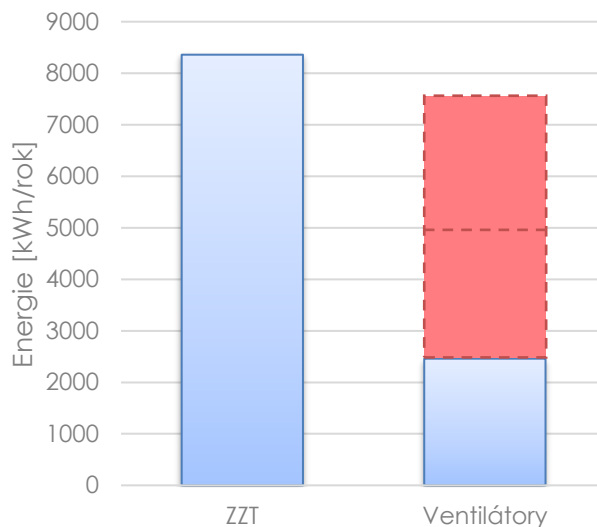
To znamená, aby se dosáhlo z pohledu primární energie na energii elektrickou, tak by se mělo získat 3x více energie v teple ze ZZT než z dodané elektrické energie.



Obr. 34: spotřeba energie za rok

Z grafu jde vidět, že energie ze ZZT s účinností 0,5 snadno pokryje dodanou energii na chod ventilátorů i při trojnásobném nárůstu. Z toho nám vyplývá, že zvolená účinnost ZZT by mohla být daleko menší, odhadem by mohla být poloviční.

	ZZT	Ventilátory
Rok	8359	2459
Leden	1255	209
Únor	1070	189
Březen	963	209
Duben	655	202
Květen	436	209
Červen	296	202
Červenec	216	209
Srpen	245	209
Září	419	202
Říjen	691	209
Listopad	955	202
Prosinec	1159	209

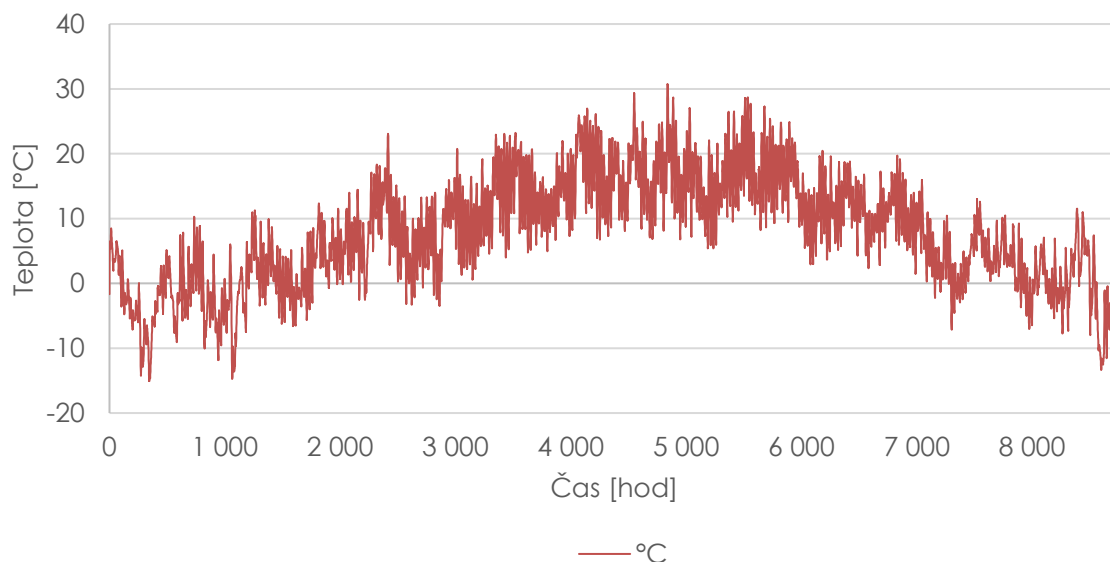


Tab. 7 Účinnost ZZT = 0,25 + obr. 35: spotřeba energie za rok

Snížením účinnosti ZZT z hodnoty 0,5 na hodnotu 0,25 nám skoro dorovnálo poměr získané a dodané energie. Aby bylo srovnání ještě přesnější a dostalo se na optimální hodnotu, kdy se obě tyto veličiny vyrovnají, muselo by se jít s účinností ještě o malinko níže, odhadem na 0,22.

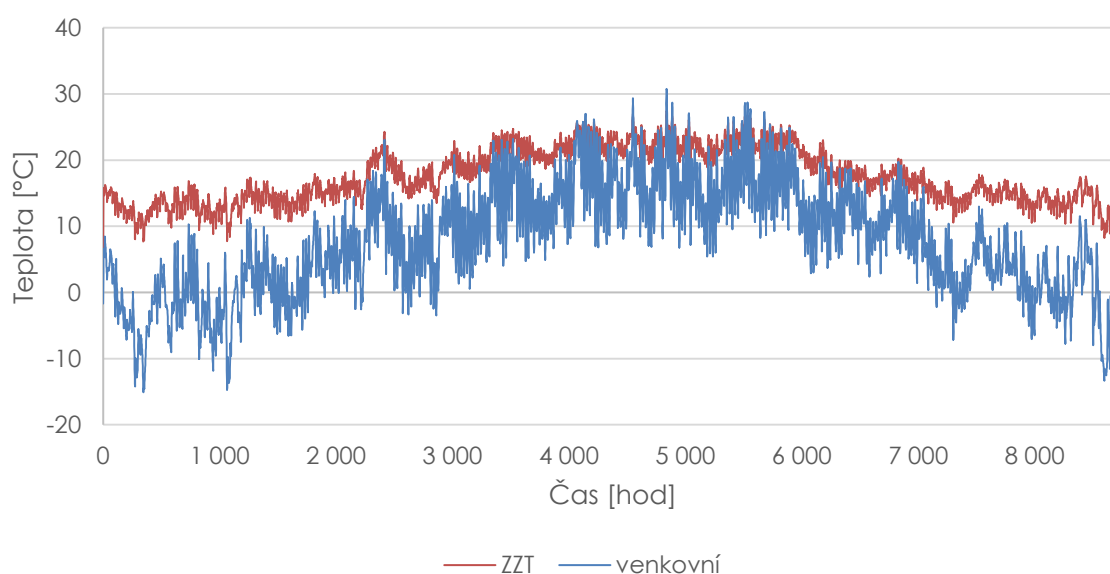
5.2 Výpočet energií a cen na provoz

Na následující výpočet byla v programu TRNSYS použita data ze serveru Meteonom pro Prahu ve formátu tm2.



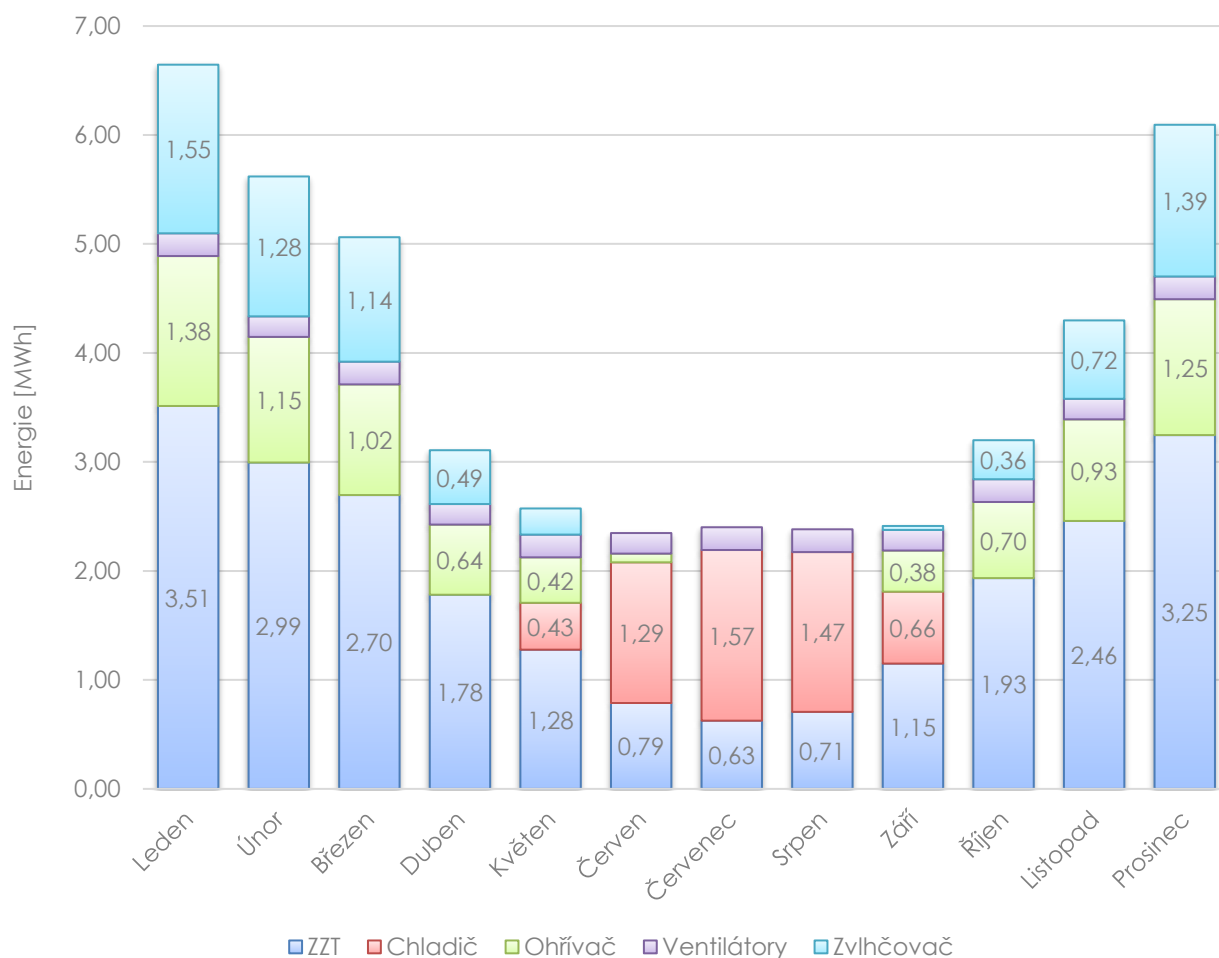
Obr. 36: Roční průběh teploty venkovního vzduchu

Z obrázku 36 jsou vidět charakteristiky vzduchu vstupujícího do jednotky. Z nich je možné předem odhadnout, že značná část energie bude spotřebována na ohřev vzduchu. Naopak na chlazení bude energie spotřebováno mnohem méně.



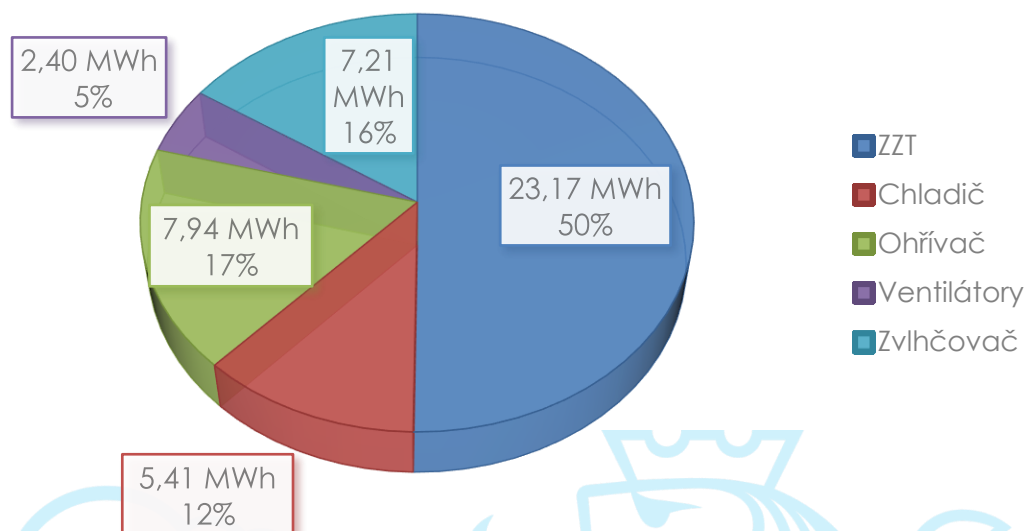
Obr. 37: Roční průběh venkovní teploty a teploty za ZT

Díky využití zařízení pro zpětné získávání tepla se podaří snížit energii na ohřev vzduchu, protože do ohřivače bude vstupovat vzduch již předeřhátý, jak je vidět na obrázku 37.



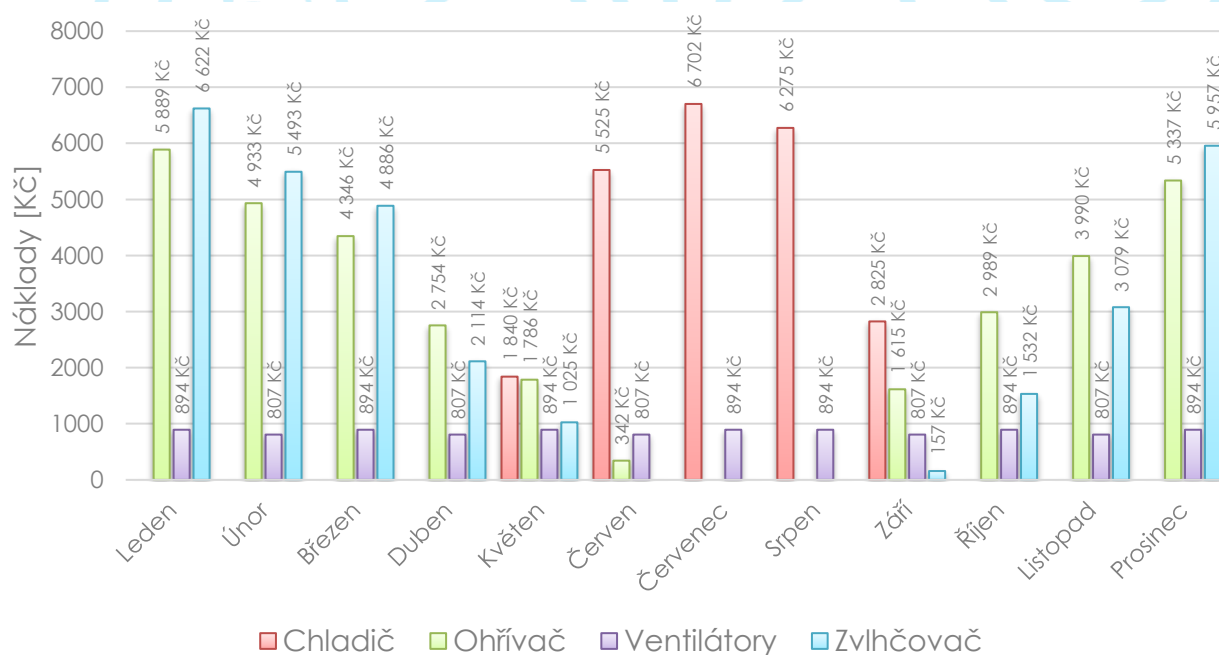
Obr. 38: Měsíční spotřeba a úspora energie

Z grafu je vidět, že v zimě je zapotřebí větší tepelné energie na ohřev v důsledku vysokého rozdílu mezi teplotou venkovního vzduchu a teplotou přiváděného vzduchu. Maximální měsíční spotřeba energie ohřivače je 1,38 MWh v lednu a minimální hodnota je 0,08 MWh v červnu. Nejnižší hodnota energie ZVT je 0,63 v červenci a nejvyšší hodnota je 3,51 MWh v lednu. Spotřeba elektřiny na chod ventilátorů kolísá od 0,19 MWh do 0,21 MWh za měsíc. U zvlhčovače tato hodnota kolísá od 0,24 MWh do 1,55 MWh za měsíc. Narozdíl v letních měsících je zapotřebí více energie na chlazení kdy teploty dosahují víc jak 30 °C přes den.



Obr. 39: Roční spotřeba a úspora energie

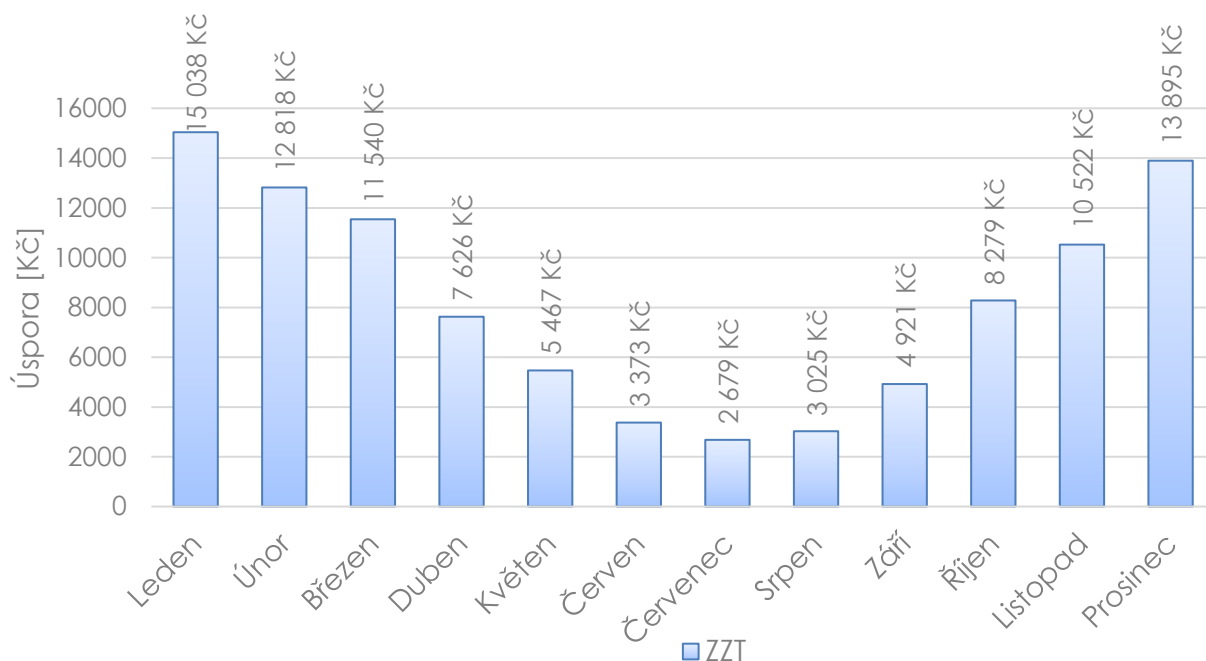
Na tomto obrázku je vidět, že jednotka ZZT ušetřila 23,17 MWh energie ohřivače a chladiče. Jedná se o 50 % roční spotřeby energie VZT jednotky a 74 % roční spotřeby tepelné energie VZT jednotky.



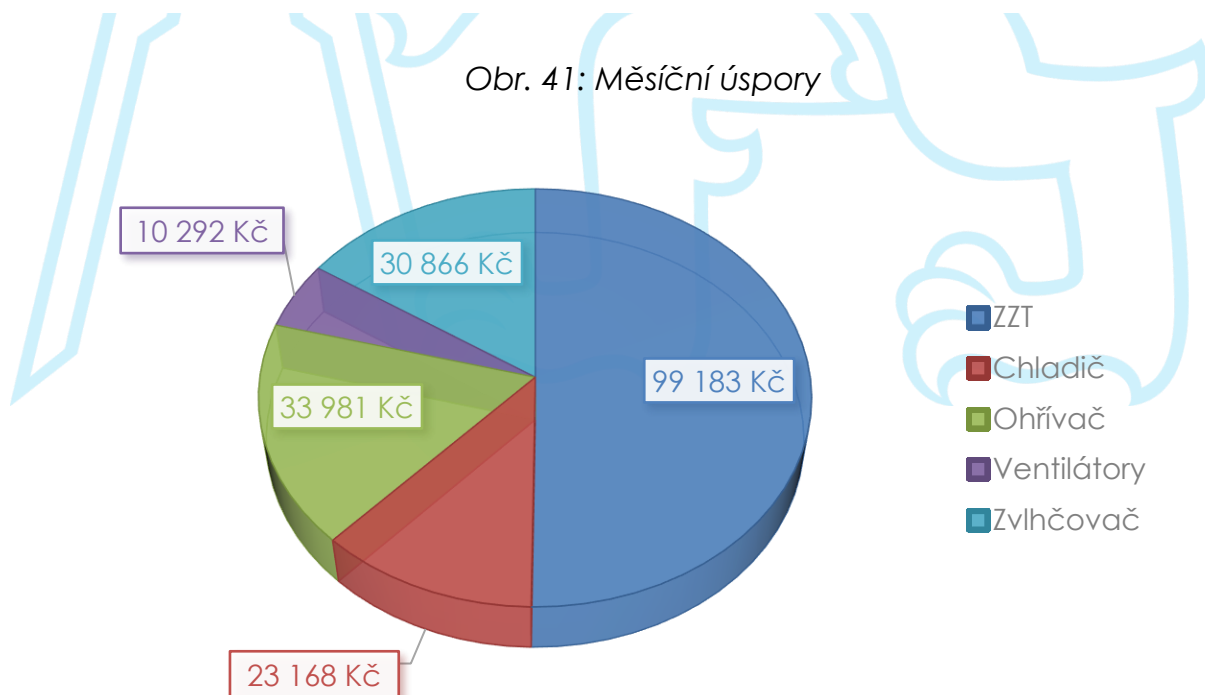
Obr. 40: Měsíční náklady

V modelu uvažuji stejnou cenu za 1 kWh jak pro ohřev, chlazení, zvlhčování tak i pro chod ventilátorů, jelikož namodelované komponenty nepředstavují konkrétní typ ventilátoru a konkrétní jednotky na ohřev, chlazení a vlhčení.

Na reálné VZT jednotce jsou všechny tyto součásti napojeny na zařízení, kde je primární elektrická energie (ohřívač napojen na elektrokotel, chladič napojen na tepelné čerpadlo). Všechny energie z modelu proto byly přepočteny na energii elektrickou. Ceny zobrazeny na obrázku 40 jsou vztaženy na nynější ceny za 1 kWh, která činí 4,28 Kč. [18] Podle obrázku 42 náklady na ohřev jsou největší v měsíci lednu a na chlazení v měsíci červenec.



Obr. 41: Měsíční úspory



Obr. 42: Roční náklady a úspory

Díky ZTZ bylo ušetřeno 50 % z celkové energie. Podle obrázku 38 nejvíce energie bylo ušetřeno v měsíci leden, kdy energetická úspora byla 3,51 MWh a nejméně v měsíci červenec, kdy úspora činila 0,63 MWh. Následně se tyto hodnoty přepočety na ceny, které jsou zobrazeny na obrázku 40. Obrázek zároveň ukazuje, jaké náklady by byly na provoz jednotky a naopak obrázek 41 ukazuje, kolik by byla úspora.



6 DISKUZE VÝSLEDKŮ

V části měření průtoku bylo zjišťováno, jestli anemometry měří správné průtoky. Všechna uvedená data byla zaznamenávána v grafickém prostředí LabVIEW a poté zprůměrována. Rozměry uvedené u jednotlivých metod byly vyneseny na uchycovací tyči, na které byl anemometr. Zde mohla vzniknout nepřesnost v polohách, jak je ukázáno na obrázcích 30 a 31. Následně se tyto data použila v energetické bilanci, kde došlo k porovnání.

U ověření funkčnosti modelu, kde se porovnávala energetická bilance přiváděného a odváděného vzduchu dochází na začátku těchto grafů k mírně odlišnému průběhu křivky měřených dat. U grafu, kde se porovnávají teploty za ohřivačem, je namodelovaná teplota konstantní a drží se na hodnotě 22 °C. Bohužel není zde žádné propojení kotle s VZT jednotkou, a tak regulace na teplotu v okruhu reaguje velmi zpožděně. Možná kdyby se do modelu zahrnula i tato regulace, tak by křivka modelu nebyla konstantní a napodobovala by průběh křivky z měření.

Výsledkem této diplomové práce byly odpovědi na otázky uvedeny v části cíle práce. Byl vymodelován model VZT jednotky a na něm následně byla provedena analýza účinnosti zpětného získávání tepla. Výsledky celoroční simulace bilancí energie ukazují, že s rostoucí účinností téměř lineárně roste množství energie zpětně získané a klesá množství energie nezbytné pro ohřev. Z výsledku vyšlo, aby došlo k vyrovnání energie z hlediska ohřevu a ZZT musela by být účinnost ZZT rovna hodnotě cca 0,425. Bohužel tato hodnota nikdy není konstantní a účinnost se mění s množstvím protékajícího vzduchu, které se může měnit s proměnnými otáčkami ventilátorů.

Dalším cílem bylo zjistit, jaká musí být účinnost ZZT aby se energie dodaná vyrovnala z ekonomického hlediska energii vynaložené na chod ventilátorů. Z výsledků je patrné, aby se dosáhlo této rovnosti tak by účinnost musela být 0,22. Musí se brát v úvahu, že ventilátory v modelu nejsou nijak regulovány a při každém výpočtu po změně účinnosti dosahují stejných hodnot.

V poslední části byly vytvořeny grafy, které udávají měsíční spotřebu a úsporu energie. Na tento výpočet byla použita klimatická data pro Prahu za celý rok. Z obrázku 38 je vidět, že i v letních měsících zde dochází ke zpětnému získávání

tepla, které je dáno klimatickými daty. Model obecně generuje data po hodinových hodnotách, ale kdyby se z těchto dat udělaly měsíční průměry tak by výsledná teplota byla pod 20 °C. Z toho vyplývá, že i v letních měsících, hlavně během noci, dochází ke zpětnému získávání tepla. Jak dále ukazuje graf na obrázku 39, tak díky ZZT podle modelu byla ušetřena přesně polovina energie, která by se jinak musela vynaložit z větší části na ohřev. V chladnějších měsících by se tak nejvíce energie spotřebovalo v měsíci leden a v těch letních v měsíci červenec. Spotřeba energie na chod ventilátorů se nijak výrazně nemění, v každém měsíci se pohybuje ve stejných hodnotách. Zato energie parního zvlhčovače je nejvíce spotřebována v zimních měsících, kdy je venkovní vzduch suchý a je nutné tento vzduch zvlhčovat.

7 ZÁVĚR

Byla provedena simulace VZT jednotky, která přinesla výsledky vypovídající o chování zpětného získávání tepla. Nicméně jedná se pouze o teorii, která vychází ze simulace VZT jednotky. V praxi je zde mnoho proměnných, které ovlivňují správný chod vzduchotechnické jednotky. Je tedy nemožné, aby účinnost výměníku ZZT byla konstantní na jakékoliv hodnotě.

Na závěr práce bylo spočteno, kolik by stál provoz a kolik celkové energie by bylo ušetřeno. Polovina energie by byla zpětně získaná a tím se tak ušetřilo necelých 100 000 Kč.

7 POUŽITÉ ZDROJE

Seznam použitých zdrojů

- [1] J. Sundell, H. Levin, W.W. Nazaroff, W.S. Cain, W.J. Fisk, D.T. Grimsrud, F. Gyntelberg, Y. Li, A.K. Persily, A.C. Pickering, J.M. Samet, J.D. Spengler, S.T. Taylor, C.J. Weschler, Ventilation rates and health: multidisciplinary review of the scientific literature, *Indoor Air* 21 (3) (2011) 191–204.
- [2] P.O. Fanger, Introduction of the olf and decipol unit to quantify air-pollution perceived by humans indoors and outdoors, *Energy and Buildings* 12 (1) (1988) 1–6.
- [3] U. Haverinen-Shaughnessy, D.J. Moschandreas, R.J. Shaughnessy, Association between substandard classroom ventilation rates and students' academic achievement, *Indoor Air* 21 (2011) 121–131.
- [4] I. Glorieux, J. Minnen, Belgisch tijdsbudgetonderzoek, Brussels, 2008.
- [5] P. O. Fanger, Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering, Danish Technical Press, Copenhagen, Denmark, 1970.
- [6] A. Mardiana-Idayu, S. Riffat, Review on heat recovery technologies for building applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2) (2012) 1241–1255.
- [7] Manz H, Huber H, Helfenfinger D. Impact of air leakages and short circuits in ventilation units with heat recovery on ventilation efficiency and energy requirements for heating. *Energy and Buildings* 2001;(33):133–9.
- [8] Lamb BR. Plate heat exchangers – a low cost route to heat recovery. *Journal of Heat Recovery Systems* 1982;(2):247–55.
- [9] ASHRAE. ASHRAE handbook of fundamentals, american society of heating. Atlanta, GA: Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.; 2005.
- [10] Han H, Choo YB, Kwon YI. An experimental study on the effect of outdoor temperature and humidity conditions on the performance of a heat recovery ventilator. In: *Proceedings of Clima, Well Being Indoors*. 2007.
- [11] Persily A. Evaluation of an air-to-air heat exchanger. *Environment International* 1982;(8):453–9.
- [12] Lu Y, Wang Y, Zhu L, Wang Q. Enhanced performance of heat recovery ventilator by airflow-induced film vibration (HRV performance enhanced by FIV). *International Journal of Thermal Sciences* 2010;(49):2037–41.
- [13] Fernández-Seara J, Diz R, Ufía FJ, Dopazo A, Ferro JM. Experimental analysis of an air-to-air heat recovery unit for balanced ventilation systems in residential buildings. *Energy Conversion and Management* 2011;(52):635–40.
- [14] Bc. Eliška GRMOLCOVÁ. Vzduchotechnické jednotky pro větrání bytů. Brno, 2017. 143 s., 19 s. příl. Diplomová práce.

- [15] ADAMOVSÝ, Daniel. Hluk ve vzduchotechnice. Části systémů nuceného větrání.: Přednáška TZB 2.
- [16] [Http://vetrani.tzb-info.cz](http://vetrani.tzb-info.cz) [online]. [cit. 2017-09 15]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/10585-bazenove-jednotky-druhe-generace-s-presnou-regulaci-teploty-a-vlhkosti>
- [17] HANUŠ, HORYNA, ADAMOVSÝ. Experimentální VZT jednotka pro vývoj a testování virtuálních senzorů a diagnostických metod.
- [18] [Https://www.energie123.cz](https://www.energie123.cz) [online]. Dostupné z: <https://www.energie123.cz/elektrina/ceny-elektricke-energie/cena-1-kwh/>

Seznam zdrojů obrázků

- [1] DRKAL, František, Miloš LAIN, Jan SCHWARZER a ZMRHAL. Vzduchotechnika [online]. Praha, 2009 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/VZT/Vzduchotechnika.pdf
- [2] Bc. Eliška Grmolcová. Vzduchotechnické jednotky pro větrání bytů. Brno, 2017. 143 s., 19 s. příl. Diplomová práce.
- [3] <http://www.nazeleno.cz> [online]. Dostupné z: <https://www.nazeleno.cz/stavba/okna-a-dvere/vetrani-rekuperace-a-dalsi-moznosti-stavime-energeticky-usporny-dum-4-dil.aspx/2/>
- [4] <http://www.bousquet.ca> [online]. Dostupné z [http://www.bousquet.ca/recuperation#gal\[146\]/13/](http://www.bousquet.ca/recuperation#gal[146]/13/)
- [5] <http://www.ciat.cz> [online]. Dostupné z <http://www.ciat.cz/vymeniky-tepla/lamelove-vymeniky>
- [6] <http://vetrani.tzb-info.cz> [online]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/10585-bazenove-jednotky-druhe-generace-s-presnou-regulaci-teploty-a-vlhkosti>
- [7] HANUŠ, HORYNA, ADAMOVSÝ. Experimentální VZT jednotka pro vývoj a testování virtuálních senzorů a diagnostických metod.
- [8] Vlastní zdroj.

Použitý software

Simulation Studio 2006, Verze programu 4.2.0.30

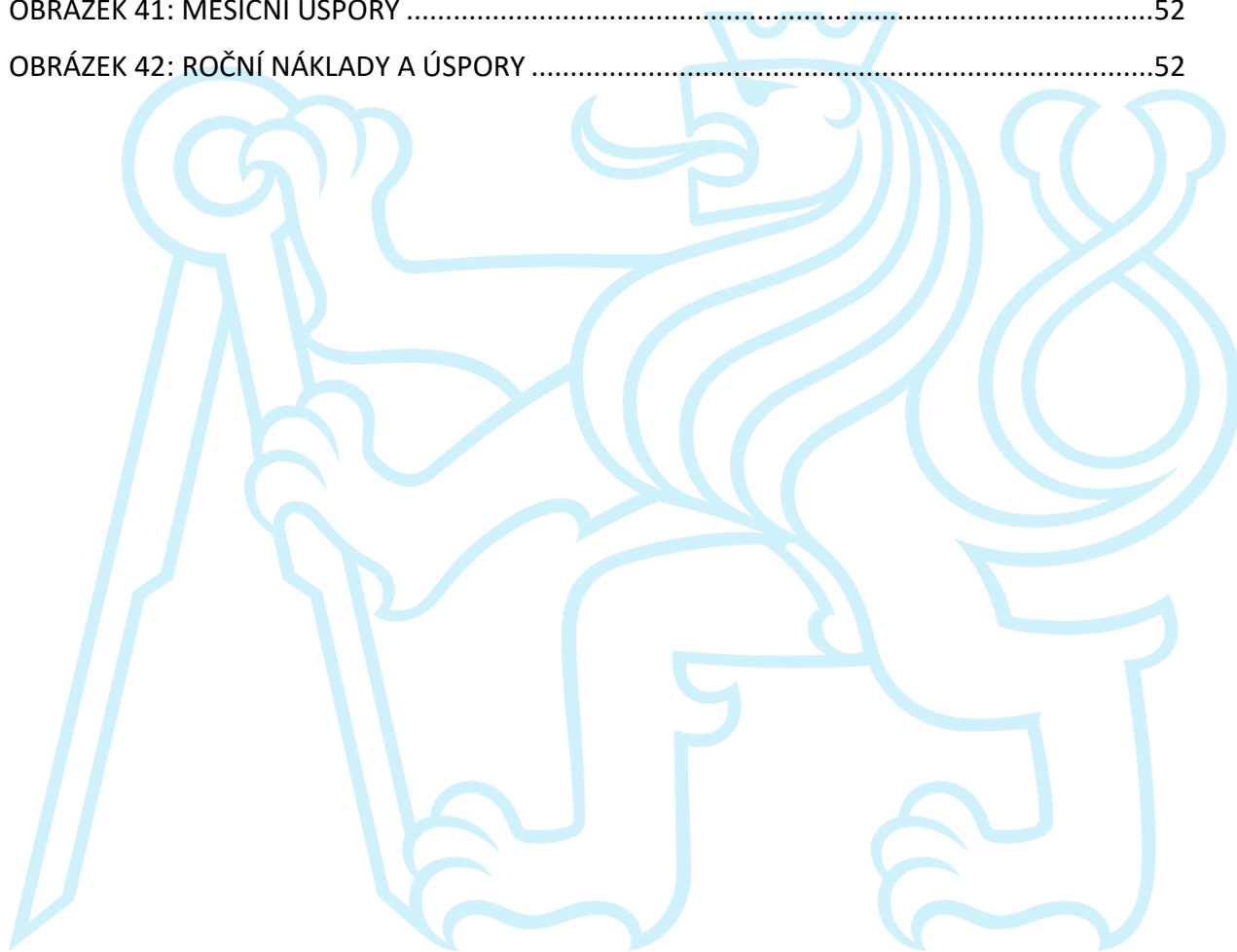
Sada Microsoft Office – Word, Excel; Verze programu 2016



Seznam obrázků

OBRÁZEK 1: DESKOVÝ REKUPERÁTOR	16
OBRÁZEK 2: SCHÉMA DESKOVÉHO REKUPERÁTORU	16
OBRÁZEK 3: FUNKČNÍ SCHÉMA – ZAPOJENÍ DESKOVÉHO VÝMĚNÍKU VE VZT JEDNOTCE	17
OBRÁZEK 4: ENTALPICKÝ VÝMĚNÍK	18
OBRÁZEK 5: TEPELNÉ TRUBICE VE VZT JEDNOTCE	19
OBRÁZEK 6: ZAPOJENÍ TT VE VZT JEDNOTCE	20
OBRÁZEK 7: LAMELOVÝ VÝMĚNÍK	21
OBRÁZEK 8: SCHÉMA ZTT S KAPALINOVÝM OKRUHEM	22
OBRÁZEK 9: SCHÉMA ZAŘÍZENÍ S KAPALINOVÝM OKRUHEM A LAMELOVÝM VÝMĚNÍKEM ...	22
OBRÁZEK 10: ROTAČNÍ VÝMĚNÍK TEPLA.....	23
OBRÁZEK 11: SCHÉMA PRINCIPU ROTAČNÍHO VÝMĚNÍKU	24
OBRÁZEK 12: SCHÉMA ZAPOJENÍ VE VZT JEDNOTCE.....	25
OBRÁZEK 13: SCHÉMA PŘEPÍNACÍHO VÝMĚNÍKU	25
OBRÁZEK 14: SCHÉMA PŘEPÍNACÍHO VÝMĚNÍKU	26
OBRÁZEK 15: SCHÉMA TEPELNÉHO ČERPADLA	27
OBRÁZEK 16: VĚTRACÍ JEDNOTKA S TEPELNÝM ČERPADLEM A DESKOVÝM VÝMĚNÍKEM	28
OBRÁZEK 17: CIRKULAČNÍ CYKLUS.....	28
OBRÁZEK 18: CYKLUS PŘI ZVÝŠENÉ VLHKOSTI V EXTERIÉRU	28
OBRÁZEK 19: ODVLHČOVÁNÍ V ÚTLUMOVÉM REŽIMU	29
OBRÁZEK 20: BĚŽNÝ REŽIM V PROVOZNÍCH HODINÁCH	29
OBRÁZEK 21: SCHÉMA EXPERIMENTÁLNÍ VZT JEDNOTKY VČETNĚ SENZORŮ.....	33
OBRÁZEK 22: SIMULACE VZT JEDNOTKY.....	34
OBRÁZEK 23: METODA 1 – 5 POLOH UMÍSTĚNÍ ANEMOMETRU V POTRUBÍ.....	36
OBRÁZEK 24: METODA 2 – 1 POLOHA UMÍSTĚNÍ ANEMOMETRU V POTRUBÍ	37
OBRÁZEK 25: HISTOGRAM ČETNOSTÍ ROZDÍLŮ ENERGETICKÉ BILANCE 16.-22.4.2019	41
OBRÁZEK 26: POROVNÁNÍ TEPLŮ PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU ZA VÝMĚNÍKEM	42
OBRÁZEK 27: POROVNÁNÍ TEPLŮ ODVÁDĚNÉHO VZDUCHU ZA VÝMĚNÍKEM	42
OBRÁZEK 28: POROVNÁNÍ TEPLŮ ZA OHŘÍVAČEM.....	43
OBRÁZEK 29: SPOTŘEBA ENERGIE ZA ROK	44
OBRÁZEK 30: SPOTŘEBA ENERGIE ZA ROK	44
OBRÁZEK 31: SPOTŘEBA ENERGIE ZA ROK	45
OBRÁZEK 32: VLIV ÚČINNOSTI ZTT NA SPOTŘEBU ENERGIE	46

OBRÁZEK 33: SPOTŘEBA ENERGIE ZA ROK	46
OBRÁZEK 34: SPOTŘEBA ENERGIE ZA ROK	47
OBRÁZEK 35: SPOTŘEBA ENERGIE ZA ROK	48
OBRÁZEK 36: ROČNÍ PRŮBĚH TEPLoty VENKOVNÍHO VZDUCHU.....	49
OBRÁZEK 37: ROČNÍ PRŮBĚH VENKOVNÍ TEPLoty A TEPLoty ZA ZT	49
OBRÁZEK 38: MĚSÍČNÍ SPOTŘEBA A ÚSPORA ENERGIE.....	50
OBRÁZEK 39: ROČNÍ SPOTŘEBA A ÚSPORA ENERGIE	51
OBRÁZEK 40: MĚSÍČNÍ NÁKLADY	51
OBRÁZEK 41: MĚSÍČNÍ ÚSPORY	52
OBRÁZEK 42: ROČNÍ NÁKLADY A ÚSPORY	52



Seznam tabulek

TABULKA 1: SEZNAM SENZORŮ	32
TABULKA 2: ÚČINNOST ZZT = 0,2.....	44
TABULKA 3: ÚČINNOST ZZT = 0,5.....	44
TABULKA 4: ÚČINNOST ZZT = 0,8.....	45
TABULKA 5: ROSTOUCÍ ÚČINNOST ZA CELÝ ROK.....	45
TABULKA 6: ÚČINNOST ZZT = 0,5.....	46
TABULKA 7: ÚČINNOST ZZT = 0,25.....	48

