

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Návrh energetického systému pro využití
druhotného tepla větracího vzduchu
rodinného domu**

Diplomová práce

Vedoucí práce: prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Autor práce: Bc. Jiří Týbl

PRAHA 2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Jiří Týbl

Technologická zařízení staveb

Název práce

Návrh energetického systému pro využití druhotného tepla větracího vzduchu rodinného domu.

Název anglicky

A draft energy system for secondary heat recovery ventilation air of a family house.

Cíle práce

Navrhnout energetický systém využívající druhotné teplo obsažené ve větracím vzduchu rodinného domu.

Metodika

1. Rešerše o současném stavu řešení problematiky v ČR a v zahraničí. Analýza rešerše. Výpočet tepelné bilance a výměny vzduchu.
2. Variantní návrhy systémů pro využití druhotného tepla větracího vzduchu. Výběr optimální varianty. Návrh rekuperačního výměníku, rozvodů vzduchu a regulace systému větrání. Specifikace úspor energie.
3. Ekonomické vyhodnocení provozu navrženého systému větrání.
4. Diskuse a závěr.

Doporučený rozsah práce

40 stran

Klíčová slova

větrání; vzduch; druhotné teplo; energetický systém; výměník tepla; spotřeba energie; rodinný dům.

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. Vetranie 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

2017/18 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 24. 2. 2016

doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 2. 3. 2016

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 26. 02. 2018

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: "Návrh energetického systému pro využití druhotného tepla větracího vzduchu rodinného domu" 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.

V Praze dne 19.3.2018

Abstrakt: Tato diplomová práce ve své první části shrnuje všechny aspekty, které mají vliv na stále čtenější aplikaci energetických systémů pro využití druhotného tepla větracího vzduchu ve stávajících i nově vznikajících stavbách. Dále pojednává o vlastnostech vnitřního prostředí, jichž by mělo být správným větráním dosaženo. Jsou zde také zmíněny známé principy systémů sloužících pro zpětné získávání tepla v kontrastu s problémy, které využití daných soustav v závislosti na jejich konstrukci více či méně omezuje. V závěru teoretické části jsou popsány současné trendy v oblasti zpětného získávání tepla. Druhá polovina práce je věnována výběru vhodné rekuperační jednotky a jejímu osazení do již existujícího objektu. Je zde zahrnut i návrh všech souvisejících vzduchotechnických a regulačních systémů. Nezbytnou součástí praktické části je vyhodnocení energetických úspor plynoucích z realizace a její ekonomické zhodnocení.

Klíčová slova: větrání, vnitřní prostředí, výměník druhotného tepla, spotřeba energie, zpětné získávání tepla

A draft energy system for secondary heat recovery ventilation air of a family house

Summary: In its initial part, this diploma thesis summarizes all aspect that lead to more frequent use of energy systems for secondary heat recovery ventilation air of existing and newly built houses. It explains various aspects of indoor environment that should be obtained by appropriate ventilation. The practical part also analyses various heat recovery system principles and mentions possible problems connected to their application. Current trends in heat recovery are described in the end of the theoretical part. The practical part focuses on choosing an appropriate heat recovery unit and its installation into an existing building. Proposal of suitable related ventilation and regulation systems is also included. In the final part, energy savings and economical evaluation related to the realization are calculated.

Key words: ventilation, indoor environment, secondary heat exchanger, power consumption, heat recovery

Obsah

1. Úvod	1
2. Cíl práce.....	2
3. Metodika práce	2
4. Teoretická východiska	3
4.1. Úvod do problematiky.....	3
4.1.1. Větrání objektů	3
4.1.2. Princip systémů pro zpětné získávání tepla.....	5
4.1.3. Oblast užití zpětného získávání tepla	5
4.2. Mikroklima vnitřního prostředí.....	6
4.2.1. Tepelná pohoda	6
4.2.2. Relativní vlhkost	7
4.2.3. Koncentrace oxidu uhličitého CO ₂	8
4.2.4. Ostatní škodliviny a oděry	9
4.3. Používané druhy tepelných výměníků pro ZZT.....	9
4.3.1. Rekuperační výměníky	9
4.3.2. Regenerační výměníky	12
4.3.3. Ostatní systémy využitelné pro zpětné získávání tepla	14
4.4. Faktory omezující využití ZZT	15
4.4.1. Netěsnost.....	15
4.4.2. Zanášení teplosměnných ploch.....	15
4.4.3. Zamrzání.....	15
4.4.4. Koroze.....	16
4.5. Trendy v oblasti ZZT	16
4.5.1. Zdokonalení známých typů výměníků	16
4.5.2. Kompaktní jednotky pro malé prostory	17
4.5.3. Požadavky na ventilátory	17
4.5.4. Rekuperační okna	18
4.5.5. Zemní výměník.....	18
5. Výpočet tepelné bilance a výměny vzduchu	19
5.1. Popis objektu.....	19
5.2. Stanovení postupu výpočtu	20

5.2.1. Kvizistacionární metody	20
5.2.2. Dynamické metody.....	21
5.3. Položky energetické bilance.....	21
5.4. Vlastní výpočet pro danou stavbu	22
5.4.1. Volba výpočtové metody.....	22
5.4.2. Stanovení hranice vytápěného prostoru a hranic zón	22
5.4.3. Skladby stěn.....	22
5.4.4. Tepelné ztráty při konstantní vnitřní teplotě	23
5.4.5. Definice vnitřních výpočtových podmínek a údajů o venkovním prostředí...	25
5.4.6. Tepelné zisky.....	25
5.4.7. Tepelná bilance objektu.....	27
5.5. Výběr jednotky pro zpětné získávání tepla	28
5.6. Návrh rozvodů vzduchu	31
5.6.1. Prostorové rozvržení	31
5.6.2. Požadavky na výkonnost.....	32
5.6.3. Stanovení úseků vzduchovodů	33
5.6.4. Přívodní vzduchovody	34
5.6.5. Odvodní vzduchovody.....	36
5.6.6. Vzduchovody – celkový návrh	39
5.7. Regulace systému větrání.....	40
5.7.1. Vstupy	40
5.7.2. Výstupy	40
6. Ekonomické vyhodnocení provozu navrženého systému větrání.....	41
6.1. Specifikace úspor energie	41
6.2. Ekonomické vyhodnocení energetické investice	42
6.3. Diskuze ekonomického dopadu investice	45
7. Závěr	46
8. Seznam použitých zdrojů	47
9. Seznam použitých symbolů	52
10. Seznam obrázků.....	55
11. Seznam tabulek	55

Přílohy:

Příloha A: Půdorys – kopie z projektové dokumentace objektu.....	I
Příloha B: Skladby konstrukcí 1:10.....	II
Příloha C: Výpočet energetické úspory dosažitelné provozem jednotlivých výměníků – srovnání.....	IV
Příloha D: Dílčí hodnoty w_s , Re , λ_z a ζ_M	VI
Příloha E: Umístění vzduchotechnického systému do objektu 1:50.....	VIII
Příloha F: Prvky vzduchovodů, jejich množství a ceny.....	IX

1. Úvod

Snaha o snižování spotřeby energie je pro dnešní dobu opravdu aktuálním, téměř charakteristickým tématem. Ve vyspělém světě je trend její úspory zřejmý snad v každém odvětví lidské činnosti. Přístup člověka k energiím a hospodaření s nimi se mění stejně zásadně jako jejich ceny. Ty již několik dekád téměř nepřetržitě rostou. Některé zdroje uvádějí, že až 40 % energií spotřebovaných v EU bylo použito při výstavbě a provozu budov. V civilizovaných zemích je již dlouhodobě patrná snaha snížit objem energií spotřebovaných na vytápění budov na nutné minimum. Toho na jedné straně úspěšně dosahuje trh, který rostoucími cenami energií motivuje provozovatele nemovitostí ke snížení jejich spotřeby. Na druhé straně tomu přispívá i legislativa, která s důrazem na snížení spotřeby energií a zátěže životního prostředí pomocí vyhlášek a norem dosahuje stále vyššího standardu tepelně technických vlastností nově stavěných budov. [1]

Prvním krokem pro snížení energetické náročnosti budov je omezení tepelných ztrát prostupem obalovými konstrukcemi. Tato úprava bývá jak u rekonstrukcí, tak i některých novostaveb zpravidla řešena kontaktní tepelnou izolací, tedy snížením součinitele prostupu tepla pláštěm budovy. Samozřejmostí je i použití moderních výplní stavebních otvorů, které vykazují lepší tepelnou i zvukovou izolaci. Všechny tyto zásahy mají na jedné straně kladný vliv na vylepšení tepelně technických vlastností objektu, na straně druhé je značně eliminována průvzdušnost stavebních prvků a spár. Již se tedy nelze spolehnout pouze na přirozenou infiltraci vzduchu do objektu.

Pro dosažení optimálních podmínek uvnitř obytného prostoru bývá často přistupováno k realizaci nuceného větrání objektu. S klesajícími tepelnými ztrátami kvalitně provedených obalových konstrukcí stavby se náklady spojené s ohřevem větracího vzduchu jeví jako relativně vyšší. Je tedy nasnadě aplikovat do budovy systém pro využití druhotného tepla větracího vzduchu a zásadně tak snížit i spotřebu této energie.

2. Cíl práce

Cílem této závěrečné práce je komplexní shrnutí všech aspektů, které mají vliv na stále čtenější použití energetických systémů zpětného získávání tepla ve stávajících i nově vznikajících stavbách. Dále pojednání o vlastnostech vnitřního prostředí, jichž by mělo být správnou funkcí větracího systému dosaženo. Budou také uvedeny druhy výměníků běžně používaných pro zpětné získávání tepla v konfrontaci s omezeními plynoucími z konstrukčního řešení jednotlivých systémů a prostředí, do kterých jsou zasazovány. Nakonec budou zmíněny současné trendy, kterými se ubírá vývoj systémů pro zpětné získávání tepla.

V praktické části práce bude navržen systém využívající druhotné teplo pro ohřev přiváděného vzduchu. Za tímto účelem bude vybrán malý rodinný dům, který se svým rozsahem blíží spíše jedné bytové jednotce. Právě takové prostory bývají v současné době stále častěji vybavovány systémy pro zpětné získávání tepla.

3. Metodika práce

Samotnému návrhu větracího systému předchází určení tepelně technických vlastností objektu plynoucích z jeho tepelné bilance. Ta bude stanovena dle ČSN EN 832 Tepelné chování budov – výpočet potřeby energie na vytápění – Obytné budovy.

Pro výběr jednotky pro zpětné získávání tepla je nutno znát požadavek na přívod větracího vzduchu. Ten bude vypočten dle ČSN EN 15665/Z1 Větrání budov – Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov.

Výrobci Atrea a 2VV poskytli za účelem této diplomové práce své návrhové softwary, díky kterým lze přesně určit vlastnosti konkrétní jednotky pro stanovené podmínky. Na základě výstupních hodnot je vypočtena očekávaná účinnost jednotek.

K vítězné rekuperační jednotce budou navrženy vzduchovody a regulace systému. Pro kvalifikované posouzení smysluplnosti záměru musí být provedeno jeho ekonomické zhodnocení a diskutovány další možnosti řešení a okolnosti, které jej ovlivňují.

4. Teoretická východiska

4.1. Úvod do problematiky

Úvodem je vhodné vyjasnit si názvosloví. Pojem plynoucí z názvu této práce: „energetický systém pro využití druhotného tepla“ bývá v odborné literatuře skryt pod termínem „zpětné získávání tepla“, zkráceně jen „ZZT“. Široká veřejnost zpětné využití tepla v oblasti vytápění zná pod možná nejrozšířenějším pojmem „rekuperace tepla“. Tento název propagují především firmy zabývající se danou problematikou ve svých katalozích a komerčních sděleních. Přitom samotné slovo „rekuperace“ je ve slovníku cizích slov vyloženo jako „zpětné získávání; shromažďování energie, odpadních látek k opětovnému využití“ v praxi jde například o znovuvyužití energie uvolněné při brzdění dopravních prostředků. Užití pojmu „rekuperace tepla“ sice může někdy působit zavádějícím dojmem, již třeba proto, že se pro zpětné získávání tepla používají tak zvané rekuperační a regenerační výměníky, přesto termín „rekuperace tepla“ nebo „rekuperační výměník“ lze považovat za ustálené výrazy. Smyslem tohoto pojednání je představit všechny názvy známé v souvislosti s danou problematikou a ospravedlnit jejich užívání v této práci. [2]

4.1.1. Větrání objektů

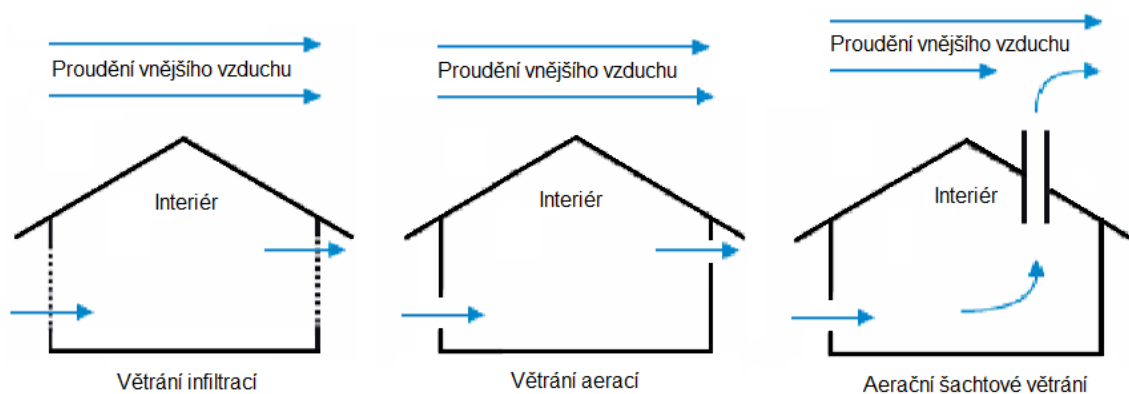
Aby byla zajištěna požadovaná kvalita prostředí uvnitř budovy ve smyslu dodržení optimální vlhkosti a minimalizace škodlivin obsažených ve vzduchu, je zapotřebí zajistit dostatečné větrání.

Přirozené větrání

Přirozené větrání probíhá bez nutnosti dodání další energie, například ventilátory. Je založeno na přirozené výměně vzduchu vlivem rozdílů teplot nebo dynamických účinků vyvolaných prouděním vzduchu, větru, okolo budovy. Toho využívá i prosté větrání otevřenými okny. Pokud jsou zavřená, dojde k uspokojivé výměně vzduchu jen za předpokladu, že daná budova trpí značnými netěsnostmi svého obvodového pláště, nejčastěji jde o netěsnost mezi okny, dveřmi a jejich rámy. Tuto netěsnost cíleně poskytují i některá moderní okna, kdy lze klikou otočit do polohy „mikroventilace“, čímž dojde ke snížení tlaku okenního křídla na rám, a tedy i jeho těsnosti. Některé starší budovy jsou

vybaveny otvory ve zdech či systémem kanálů a šachet, které mají za úkol zařídit přirozené provětrání daného prostoru. V takovém případě se jedná o větrání aerací. Všechny tyto systémy větrání jsou nevýhodné svou nízkou nebo nulovou regulovatelností a energetickou neúspěšností plynoucí z odvádění vzduchu upraveného na požadovanou teplotu. [3]

Obr. 1 Způsoby přirozeného větrání



Zdroj: [4]

Nucené řízené větrání

U tohoto způsobu větrání je zpravidla dodávána energie na výměnu vzduchu. Lze tak ovlivnit nejen dobu, po kterou bude probíhat, ale i objem vzduchu, který se během ní vymění. Zde se liší od řízeného větrání, kdy je ovlivněna délka větrání, chybí ale kontrola nad množstvím vzduchu, které se za tuto dobu skutečně vymění. Příkladem budiž otevíravé okno ovládané servopohonem.

Vzduchotechnická zařízení jsou navrhována tak, aby osoby zdržující se uvnitř budovy nebyly obtěžovány přílišnou hlučností nebo průvanem způsobeným jejich provozem. Samozřejmostí je, že veškerý vzduch dodávaný do interiéru je filtrovaný, snižuje se tak prašnost a množství negativní alergenních látek uvnitř obytného prostoru. Další výhodou je možnost doplnění systému nuceného větrání zařízením pro zpětné získávání tepla. To potom nemusí představovat velký zásah do konstrukcí nebo další investice do vzduchotechnického zařízení. Naopak tak lze dosáhnout vysoké energetické úspory na vytápění objektu. [3; 5]

4.1.2. Princip systémů pro zpětné získávání tepla

Proces sdílení tepla probíhá na tepelném výměníku, kde dochází ke směně tepla mezi odváděným znečištěným vzduchem z vnitřního prostředí a čistým čerstvým z vnějšího. Toho lze využít stejně v zimním období, kdy je přiváděný vzduch předehříván, stejně jako v letním, kdy je naopak předchlazen. Tento model má efekt nejen u objektů osazených klimatizační jednotkou, ale i těch, jejichž stavební konstrukce je masivní a umožňuje značnou tepelnou akumulaci z předchozího období. Kromě dosažení optimálních podmínek vnitřního prostředí budovy je výhodou snížení nákladů spojených s úpravou teploty vnitřního vzduchu. [3]

Na ohřev vzduchu v zimním období je v rekuperační jednotce předáno teplo nejen od zdrojů sloužících primárně k vytápění, ale také od všech dalších tepelných zisků, které ohřály vzduch uvnitř prostoru. Díky tomu, že se jedná o řízené nucené větrání, lze nastavit systém tak, aby například v letním období probíhalo masivní provětrání v noci, kdy je venkovní teplota nižší, čímž lze dosáhnout snížení spotřeby energie na chlazení. [4]

4.1.3. Oblast užití zpětného získávání tepla

I když by se mohlo zdát, že zařízení pro zpětné využití tepla jsou fenoménem poslední doby, kdy je stále častěji vidět jejich použití v budovách pro bydlení, lze říci, že systémy plnící obdobnou úlohu jsou lidmi využívány již dlouhá léta. Například v oboru hutnictví je zapotřebí do vysoké pece vhánět vzduch ohřátý na vysokou teplotu, v praxi až 1 000 °C, toho se dosahuje spalováním vysokopecního plynu v ohřívacích vzduchu. Těm bývá předřazen sériově zapojený spalinový výměník, který umožní zvýšení teploty předehřátého vzduchu, což má za následek značné úspory koksu potřebného pro provoz vysoké pece. [6]

Četnost uplatňování těchto zařízení je přímo úměrná rostoucí ceně energií. Zatímco v počátcích bývala výsadou průmyslových provozů, kde v některých případech dodnes zůstávají ohromné toky nevyužité odpadní tepelné energie, rozšířilo se užití výměníků pro rekuperaci druhotného tepla i do dalších oborů. Například v zemědělství proběhl vývoj zařízení vhodných pro aplikaci do stájí již v 80. letech minulého století. [7]

Dále našly výměníky uplatnění i v občanské výstavbě, která z důvodu koncentrace velkého počtu osob na jednom místě, a tedy vysokému požadavku na

výměnu větracího vzduchu, bývá opatřena vzduchotechnickými rozvody. Rozšířit stávající systém vzduchovodů o jednotku pro zpětné získávání tepla je tedy nasnadě. [8]

Masivnější zájem o použití zařízení pro zpětné získávání tepla je v budovách pro bydlení patrný až od druhé poloviny 90. let. V dobách, kdy obvodové konstrukce budov vykazovaly značné tepelné ztráty, stejně tak výplně stavebních otvorů svou spárovou průvzdušností téměř pokrývaly nároky na výměnu vzduchu v objektu, nedávala investice do jednotek pro získání tepla z větracího vzduchu smysl. Většina úprav obalové konstrukce, které snižují potřebu energie budovy na vytápění, zároveň snižuje i přirozenou průvzdušnost stavby. Následkem je zhoršení kvality mikroklimatu uvnitř budovy. Hromadící se škodliviny v obytném prostoru mají negativní vliv na zdraví, pohodu i výkonnost jeho obyvatel. [8; 9]

V objektech postavených podle současných energetických standardů nebo těch, u kterých došlo ke snížení tepelných ztrát prostupem pláštěm, se potom náklady plynoucí z ohřevu větracího vzduchu jeví jako relativně vyšší. To může být často motivace k vybavení stavby rekuperační jednotkou. [4]

Segment nízkoenergetické výstavby si nelze bez rekuperace tepla ani představit. Nulové, pasivní a nízkoenergetické domy by pak neměly možnost dodržet předepsanou intenzitu výměny vzduchu nebo dosáhnout limitu spotřeby energie tepla na m², který stanovuje norma. Obecně lze říci, že systémy pro využití druhotného tepla větracího vzduchu nacházejí uplatnění ve všech oblastech pozemního stavitelství. Dá se tedy předpokládat, že v budoucnosti budou tato zařízení stále častěji využívána a stanou se samozřejmou součástí většiny budov. [10]

4.2. Mikroklima vnitřního prostředí

4.2.1. Tepelná pohoda

Pro obyvatele daného prostoru je stěžejní jeho teplota. Je to veličina charakterizující prostředí, kterou umožňuje lidská senzitivita nejvíce vnímat. Na celkovou tepelnou pohodu prostředí má vliv teplota vzduchu a teplota povrchů v místnosti. Toho je s výhodou užíváno například při vytápění sálavými panely, které zaručí přítomným lidem tepelnou pohodu i přes nižší teplotu vnitřního vzduchu. Dodržení optimálních hodnot, které doporučuje například norma ČSN EN 12831-1, je dosaženo

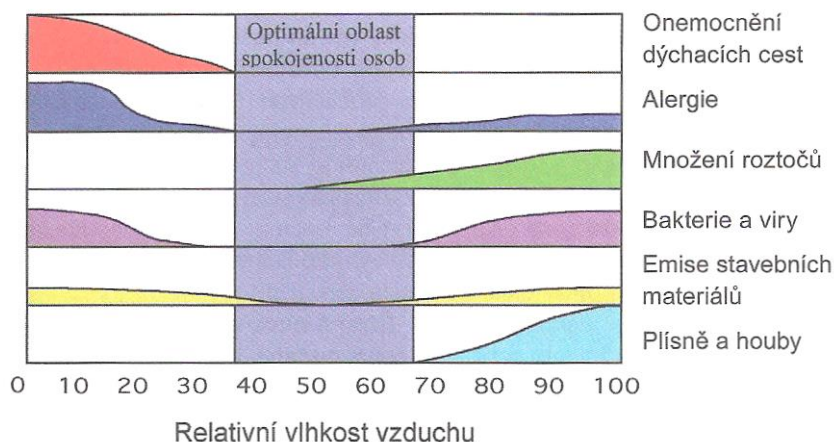
vhodnou regulací vytápění a větrání. Zároveň musí být dbáno na přiměřenou rychlost proudění vzduchu uvnitř prostoru tak, aby nebyl zatěžován nadměrným hlukem a průvanem. [11]

4.2.2. Relativní vlhkost

Za optimální relativní vlhkost v obytném prostoru je v zimním období považováno 45 až 60 %, v letním potom 40 až 55 %. Pokud je hodnota nižší, osoby pobývající v takovém prostředí zaznamenávají nepříjemné pocity plynoucí z vysušovaných sliznic, což má také negativní vliv na jejich zdraví. Stejně tak je zvýšena produkce bakterií, virů, alergenů a emisivita škodlivých látek stavebními konstrukcemi. V optimálním pásmu jsou všechna tato negativa minimalizována, naopak převažují pozitivní vlivy na člověka. Kromě zdravotních pozitiv přináší vyšší vlhkost i lepší tepelnou pohodu. Povrch těla je méně ochlazován odpařující se párou a pro dosažení příjemné pocitové teploty stačí nižší skutečná teplota interiérového vzduchu. V případě přílišné vlhkosti se znovu objevují negativa platící pro příliš suchý vzduch, ke kterým přibývá zvýšená pravděpodobnost rozvoje plísní a hub ve špatně větraných částech interiéru, především jde o prostory zastavěné nábytkem a prochládlé části stavebních konstrukcí, na kterých kondenzuje vzdušná vlhkost. [12]

Pro správné vyřešení problematiky vlhkosti je třeba ke každé budově přistupovat individuálně. Důležitá je zde těsnost obalových konstrukcí a jejich tepelně technické vlastnosti. Obecně lze říci, že čerstvý vzduch, který je přiváděn v zimním období z exteriéru, má po ohřátí velmi nízkou relativní vlhkost. Problém příliš nízké vlhkosti vlivem větrání může být řešen zvlhčovačem vzduchu nebo lépe výměníkem pro zpětné získávání tepla, který mezi proudy vzduchu dokáže sdílet i vlhkost.

Obr. 2 Závislost příčin vývoje škodlivin na relativní vlhkosti vzduchu



Zdroj: [13]

4.2.3. Koncentrace oxidu uhličitého CO₂

Čistý vzduch v zemské atmosféře obsahuje cca 0,04 % CO₂, to odpovídá množství 400 ppm. Pro vyjádření koncentrace CO₂ ve vzduchu se obvykle využívá tato míra, jež představuje počet objemových jednotek v milionu, tedy z angličtiny parts per milion. Dýcháním člověka dochází k výměně kyslíku obsaženého ve vzduchu za CO₂, jeho koncentrace je u vzduchu vydechovaném dospělým jedincem 35 000–50 000 ppm. Přítomností osob tak zákonitě dochází ke zvyšování koncentrace CO₂ v místnosti, s tím se zvyšuje únava a neschopnost soustředění všech přítomných lidí. Žádoucí tedy je udržovat koncentraci CO₂ pod hodnotou 1 000 ppm nebo alespoň 800–1000 ppm, po překročení limitu nad 1 000 ppm je patrný nárůst únavy, hranice 5 000 ppm je považována za mezní pro zdraví člověka. [14; 15]

Pro měření koncentrace CO₂ v obytném prostoru jsou běžně dostupná čidla. Vzhledem k tomu, že na základě tohoto údaje lze pro známý prostor odhadnout počet osob, které se v něm právě zdržují, bývají právě tato čidla velmi často používána k automatickému řízení výkonnosti vzduchotechniky. Koncentrace CO₂ je považována za stěžejní škodlivinu vyskytující se v obytné místnosti, pro běžné pobytové prostory bez abnormálních zdrojů škodlivin se předpokládá, že pokud je koncentrace CO₂ v normě, jsou dodrženy i limity dalších škodlivin. [15]

4.2.4. Ostatní škodliviny a odéry

V obytném prostoru se vyskytuje mnoho dalších škodlivin, které do prostoru přicházejí z vnějšího prostředí nebo jsou produkovány v budově. Znečištění pocházející z exteriéru je reprezentováno nejčastěji oxidy dusíku a oxidem siřičitým. Tyto škodliviny komplikují větrání především v oblastech zatížených dopravou nebo energetickým průmyslem v dobách zhoršené smogové situace. Tehdy je vhodné větrání omezit na minimum nebo použít cirkulačních čističek vzduchu. [16]

Škodliviny pocházející z interiéru jsou látky emitované ze stavebních konstrukcí, nábytku a ostatního vybavení vnitřních prostor, dále látky uvolněné z čistících a jiných chemických prostředků, vzniklé při vaření nebo například radon prostupující do interiéru ze zemního masivu. Podoba těchto látek je rozličná, jedná se o pevné nebo kapalné částice, plyny, páry, bakterie, plísně, jejich spory a mnoho dalších. Koncentraci škodlivin je nevhodnější snížit větráním. Některé složky jsou běžně měřitelné a vnitřní prostor lze vybavit senzory, které jejich úroveň odhalí. Jedná se například o VOC a HMOS čidla, která dokáží zaznamenat přítomnost čpavku, metanu, organických rozpouštědel atd. Jak již bylo řečeno, v běžných prostorech se k ovládání řízeného větrání používají především čidla koncentrace CO₂. [17]

4.3. Používané druhy tepelných výměníků pro ZZT

K získání tepla z odváděného odpadního vzduchu se využívá několika odlišných principů. Výběr toho vhodného závisí na typu objektu, pro který je systém navrhován nebo na záměru využití získané energie. Pro základní rozdělení lze rozlišit dva druhy výměníků, rekuperační a regenerační. Ke zpětnému využití tepla může docházet i v zařízeních, která primárně slouží jinému účelu, a proto by jejich zařazení do výše zmíněných skupin mohlo být zavádějící.

4.3.1. Rekuperační výměníky

V této skupině lze rozlišit výměníky s přímým a nepřímým přestupem tepla. V prvním případě přestupuje teplo z teplejšího vzduchu skrz stěnu výměníku přímo do vzduchu chladnějšího. U nepřímých je teplo po prostupu stěnou výměníku nejprve odevzdáno teplotonosnému médiu, které jej po dalším prostupu stěnou předá chladnější látce.

Deskové výměníky – přímý přestup tepla

Jejich konstrukce je tvořena deskami, kde ve vzniklých mezerách nebo kanálcích proudí střídavě odváděná a přiváděná vzdušina. Tyto výměníky za posledních několik let zaznamenaly značný vývoj, jehož důsledkem je nárůst účinnosti přenosu tepla, která v závislosti na provozních podmínkách nezdědká přesahuje i 95 %. Toho bylo docíleno změnou tvaru výměníku složeného původně z čtvercových desek, kde docházelo ke křížoproudému průtoku, na výměníky složené z šestiúhelníkových desek, v těch pak dochází téměř k protiproudému průtoku. Účinnost lze také navýšit vhodným profilováním dělicích desek tak, aby byla narušena mezní vrstva, což zvyšuje turbulence a vede k lepšímu přestupu tepla. Na druhou stranu musí být docíleno co nejnižší tlakové ztráty ve výměníku, její nárůst by navýšil potřebný příkon ventilátorů. [13; 18]

Samotný výměník bývá konstruován z hliníku, nerezového plechu, pozinkovaného plechu, plastu nebo dokonce papíru či jiné buničiny. Poslední zmíněné materiály umožňují i částečné sdílení vlhkosti obsažené ve vzduchu, což může být v obytných prostorech trpících příliš nízkou relativní vlhkostí žádoucí.

Při ochlazení výměníku pod teplotu rosného bodu odváděného vzduchu dochází přirozeně ke kondenzaci vlhkosti na jeho stěnách. Tento jev je za určitých podmínek vítaný, protože zvyšuje účinnost rekuperace o skupenské teplo odevzdané kondenzací. Jednotka však musí být ochráněna před zamrznutím. Ve špinavých provozech přítomnost vlhkosti přispívá k urychlenému zanesení výměníku. Konstrukce jednotky zpravidla umožňuje jeho vyjmutí, což je žádoucí pro snadné čištění. Zanášení výměníku prachem snižuje jeho účinnost, a proto bývá vzduch před oběma vstupy filtrován. [7; 19]

Tento typ výměníků patří v současné době mezi nejpoužívanější nejen v budovách pro bydlení, ale i v některých zemědělských či průmyslových provozech.

Trubkové výměníky – přímý přestup tepla

Princip je zde obdobný jako u deskových výměníků, konstrukce je však tvořena sadou trubek, jeden proud vzduchu je veden jejich vnitřní částí, druhý prostorem mezi nimi. Teplosměnná plocha bývá znatelně nižší než v předchozím případě, což má za následek značné snížení účinnosti, ta obvykle dosahuje hodnot do 50 %.

Výhoda těchto výměníků spočívá především v dobré čistitelnosti a možnosti použití méně pevných materiálů, jako je například sklo. To díky své tepelné odolnosti otevírá nové možnosti aplikace. Užití proto nacházejí zpravidla v průmyslu, kdy bývají vystaveny vysokým teplotám a znečištění. [20]

Tepelné trubice – nepřímý přestup tepla

Přenos tepla je zajištěn sadou hermeticky uzavřených tepelných trubic, které jsou naplněny chladivem, zpravidla nízkovroucí kapalinou. Jako pracovní látka může být použit čpavek, freon, ethanol nebo i voda. Vnější povrch trubic bývá opatřen žebrováním pro zvýšení teplosměnné plochy. Konstrukce výměníku tohoto typu může být vertikální nebo horizontální, přenos energie pak probíhá na jiném principu, s ohledem na to už musí být samotné trubice navrženy. [13; 21]

U vertikálního systému obtéká spodní část trubic teplejší vzdušina, která odevzdává své teplo pracovní látce, jež je nashromážděna na dně trubic. Tím je chladivo odpařeno a stoupá k vrchní části trubice. Ta je v tomto místě ochlazována studenějším proudem vzduchu, čímž dochází ke kondenzaci pracovní látky a jejímu následnému poklesu zpět ke dnu. Kondenzační teplo odebírá chladnější vzdušina proudící kolem horní části trubic. [21]

Trubice pro horizontální uspořádání jsou ve své vnitřní části rýhovány, účinky gravitace jsou potom nahrazeny působením kapilárních sil. Tento typ umožňuje po otočení teplotního gradientu přenos tepla i v opačném směru. Lze jej tedy využít k ohřevu i chlazení přiváděného vzduchu. Kondenzát dopravovaný v kapilárách proti směru par má nižší nepříznivý účinek na funkci systému než v předchozím případě. [21]

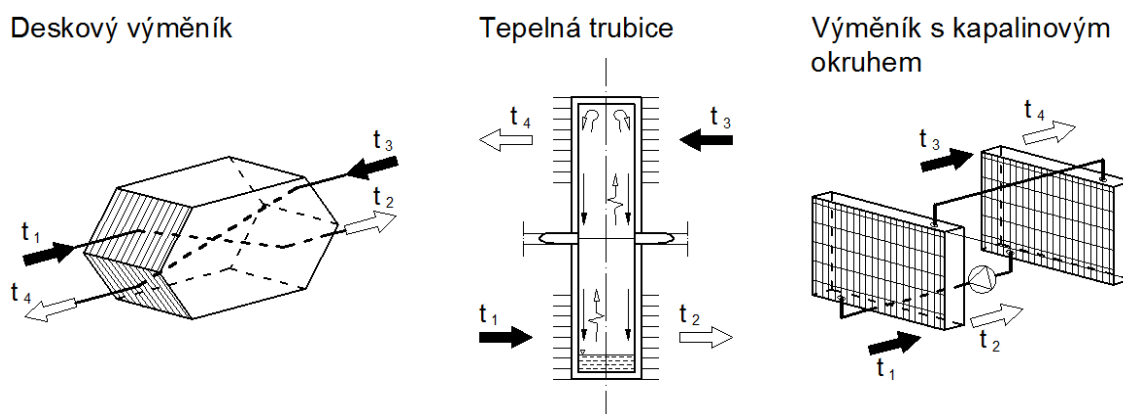
Skříň tepelného výměníku je zpravidla konstruována tak, aby jednotlivé trubice bylo možno vyjmout a výměník vyčistit. Účinnost tohoto systému dosahuje při malých rychlostech vzduchu až 80 %, se zvyšujícím se prouděním strmě klesá. Výhodou je nízké riziko vzájemného promísení proudů, nízké tlakové ztráty a absence pohonu. [3; 13]

Kapalinový okruh – nepřímý přestup tepla

Jedná se o dva tepelné výměníky propojené kapalinovým okruhem. Odpadní vzduch odevzdává na prvním výměníku své teplo kapalině, ta putuje okruhem ke druhému výměníku, kde je teplo předáno čerstvému vzduchu.

Výhodou potom je bezpečné oddělení dvou proudů vzdušnin, možnost směny tepla na vyšší vzdálenost a možnost sběru tepla od více zdrojů, respektive jeho distribuce do více míst. Tento systém nahrazuje část vzduchotechnického potrubí topenářským, to otevírá možnosti instalace rekuperace do dispozičně méně vhodných nebo památkově chráněných prostorů. Nevýhodou je spotřeba energie na dopravu kapaliny a značné tepelné ztráty. Účinnost je u běžných výměníků do 50 %, u víceřadých do 80 %. [3]

Obr. 3 Typy rekuperačních výměníků



t_1 - teplý odpadní vzduch, t_2 - ochlazený odpadní vzduch, t_3 - chladný čistý vzduch, t_4 - ohřátý čistý vzduch

Zdroj: (Vlastní – dle [7])

4.3.2. Regenerační výměníky

U regeneračních výměníků je teplo mezi toky předáváno prostřednictvím akumulční hmoty, kterou střídavě obtéká odváděný a přiváděný vzduch. Dále lze rozlišit dva druhy konstrukce, a to zařízení, kde se mění poloha akumulční hmoty a systémy, kde je měněn smysl toku vzduchu.

Rotační výměníky – změna polohy hmoty

Stěžejním prvkem tohoto systému je rotor, který představuje akumulční hmotu. Obvykle je tvořen svinutým střídavě rovným a vlnkovaným plechem, respektive fólií, plastem nebo materiálem na bázi papíru. Osa výměníku je umístěna v příčce, která odděluje vzduchovody. Jednou jeho polovinou axiálně protéká chladný, druhou teplý vzduch. Z konstrukce vyplývá, že nelze zaručit bezpečné oddělení vzdušnin. Pro snížení kontaminace bývá mezi komory vložena třetí proplachová část, kde dochází k profukování kanálků čerstvým vzduchem, který je poté přidružen k odpadnímu proudu. [22]

Výměník je schopen kromě citelného tepla přenést až 20 % vlhkosti obsažené ve vzduchu, pokud je ošetřen hygroskopickou úpravou, je to až 90 %. Tepelná účinnost bývá do 85 %. Otáčky rotory lze regulovat, v praxi se pohybují mezi 10 až 30 min⁻¹. Zastavením rotoru je regenerace vyřazena z činnosti. Výskyt kondenzátu vzniklého za provozu se vzduchem o vysoké relativní vlhkosti může mít nepříznivý vliv na ložiska rotoru. Případné zamrznutí vysrážené vody by mohlo zapříčinit destrukci celého výměníku. [20; 22]

Jednotky tohoto typu bývají používány ve větších vzduchotechnických systémech, jejich výhodou je dobrá účinnost a relativně malý nárok na zastavěný prostor. [20]

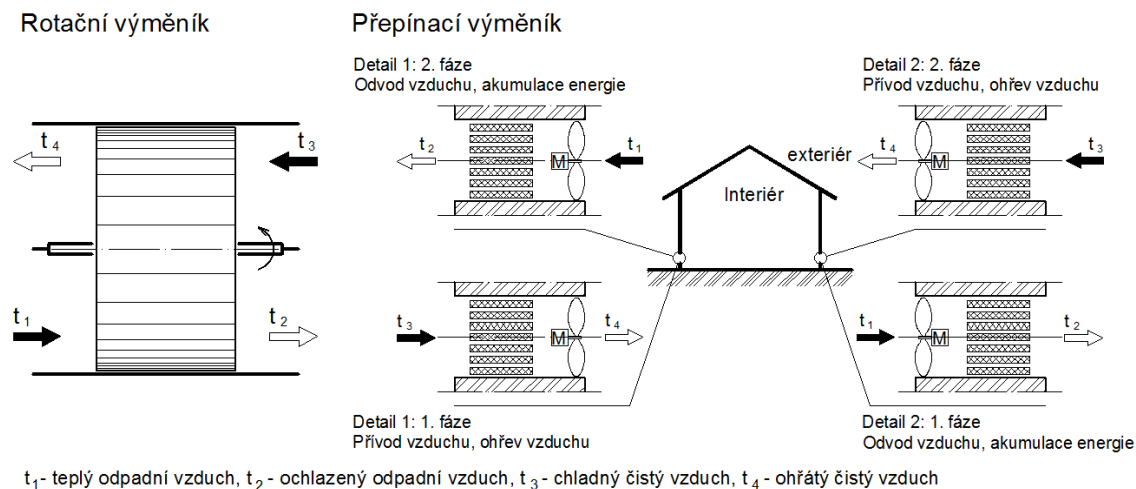
Přepínací výměníky – změna toku vzduchu

Konkrétní konstrukční řešení a uspořádání těchto výměníků bývá rozdílné. V principu jednotka obsahuje dvě akumulární vložky umístěné v potrubí. Proudění čerstvého a odpadního vzduchu jsou řízeny soustavou klapek tak, aby se vložky střídavě nabíjely a vybíjely. [23]

Účinnost sdílení tepla je až 90 %, pro přenos vlhkosti je dosahováno i 70% účinnosti. Proud odpadního a přívodního vzduchu je promísen v objemu 5 až 10 %. [23]

Princip přepínacích výměníků často využívají malé decentrální jednotky, které se většinou instalují v páru do obvodové stěny jednoho větraného prostoru. Jednotky jsou synchronizované, zatímco jedna vzduch z místnosti odvádí, druhá jej přivádí, tento stav se střídá po několika sekundách. [24]

Obr. 4 Typy regeneračních výměníků



Zdroj: (Vlastní - dle [21])

4.3.3. Ostatn systémy vyuiteln pro zptn získávání tepla

Tepeln erpadlo

Aplikací tepelného čerpadla do vzduchotechnického systému může být hned několik. Jedním je nahrazení teplosměnných ploch rekuperačního výměníku vprnkem a kondenzátorem tepelného čerpadla. Tento systém není omezen koncentrací zmíněných prvků do jednoho msta, a tak je lze dle potrby oddlit stejn jako tomu je u systému s kapalinovm oběhem. Další možností je doplnn rekuperační jednotky o tepeln čerpadlo tak, že vychlazen odpadní vzduch za jednotkou prochází vprnkem a erstv ohtn vzduchu je po průchodu jednotkou dohřvn kondenzátorem tepelného čerpadla. [25]

Využití tepelného čerpadla pro chlazení přivodnho vzduchu v letním období, přpadn doplnn systému o větve slouřc napřklad k přprav TV, lze vymyslet nespočet. [25]

Praka vzduchu

Je-li ve vzduchotechnickm systému zařízena sprchov pračka vzduchu, dochází ke sdlen tepla mezi itnm vzduchem a pracovní látkou pračky. Zpsob využití zvyšenho teplotního potenciálu kapalny me být mnoho. Ve své podstatě se také jedná o zptn získávání tepla větracího vzduchu. [26]

4.4. Faktory omezující využití ZZT

4.4.1. Netěsnost

U rotačních a přepínacích výměníků nelze z podstaty jejich konstrukce očekávat vysokou těsnost. K promísení proudů vzduchu procházejících jednotkou může dojít i u dalších zařízení. Příčinou bývá koroze, proražení výměníku zvýšeným tlakovým rozdílem mezi proudy vzduchu nebo selhání těsnění. Má-li být zaručeno bezpečné oddělení protékajících vzdušín, je vhodné použít systém, který odděluje výměníky pro přiváděný a odváděný vzduch, například kapalinovým okruhem nebo okruhem tepelného čerpadla. [27]

4.4.2. Zanášení teplosměnných ploch

Usazováním nečistot na stěnách výměníku dochází ke snížení součinitele přestupu tepla teplosměnnými plochami. Tím klesá tepelný tok předávaného vzduchu a účinnost výměníku až o desítky procent. Mezi další nevýhody patří zvýšení tlakových ztrát a snížení možného hodinového hmotnostního průtoku vzduchu jednotkou. U regeneračních výměníků také narůstá sdílení nečistot mezi toky vzduchu. Kondenzace vzdušné vlhkosti na stěnách výměníku v prašných provozech urychluje jeho zanášení. [27]

Řešením je vložení filtrů před oba vstupy do jednotky a jejich včasná výměna. Přesto by výměník měl umožňovat snadnou čistitelnost. Správná funkce zařízení v náročných provozech vyžaduje výběr vhodného typu výměníku. [27]

4.4.3. Zamrzání

Pokud teplota teplosměnné plochy klesne pod teplotu rosného bodu odváděného vzduchu, je na povrchu výměníku vysrážená vzdušná vlhkost, to je často žádoucí efekt, který zvyšuje účinnost rekuperace. Problém nastává ve chvíli, kdy vlivem nízké teploty a nedostatečného odvodu kondenzátu začíná vysrážená voda na výměníku namrzat. Důsledkem je snížení průtočného profilu, a tedy i objemového toku vzduchu procházejícího výměníkem. V krajních případech může dojít k poškození výměníku. [19]

Tomuto jevu je možno předcházet několika způsoby. Zásadní je kvalitní odvod kondenzátu doplněný například o by-pass. Výměník je po omezenou dobu vyhříván odváděným vzduchem, přiváděný vzduch proudí okolo a jednotka není ochlazována.

Další možností je provoz přívodního a odvodního ventilátoru s rozdílnými otáčkami, kdy získaná energie ve výměníku převyšuje odebranou. Také výměníky s velmi tenkými stěnami a vysokým součinitelem přestupu tepla jsou namrzání odolnější. Další variantou je předehřev přiváděného vzduchu. [19]

Problém lze také řešit pomocí sendvičových stěn výměníku, které se skládají z plechu proloženého PC materiálem, tedy látkou, u které je využíváno latentního tepla přeměn kapalně a tuhé fáze. Tyto sendvičové stěny mohou a nemusí být dovybaveny vnitřním elektrickým výhřevem. [28; 29]

4.4.4. Koroze

Vlivem agresivních látek, které mohou být obsaženy ve větracím vzduchu, může docházet k postupné korozi výměníku. Celý proces lze rozložit do několika fází. V první se mění povrch teplosměnných ploch a koroze narůstá. To může být doprovázeno zvýšenou tlakovou ztrátou výměníku. V další fázi proniká koroze hlouběji do materiálu a má negativní vliv na součinitel prostupu tepla. V poslední fázi je materiál oslaben v celé tloušťce, což umožní vzájemnou penetraci proudů vzduchu. Korozi lze předejít vhodnou volbou materiálu pro daný výměník a prostředí. [28; 29]

4.5. Trendy v oblasti ZZT

4.5.1. Zdokonalení známých typů výměníků

Je zřejmé, že účinnost systému pro zpětné získávání tepla je stěžejní vlastností, která může zásadně ovlivnit rozhodnutí investora o jeho případné aplikaci do dané stavby. Jak již bylo řečeno, především deskové výměníky zaznamenaly za posledních několik let nárůst účinnosti až o desítky procent. Toho bylo efektivně dosaženo změnou konstrukce, díky níž se docílilo téměř protiproudého průtoku vzduchu. Tím byl zvýšen logaritmický rozdíl teplot, lze tedy přenést vyšší tepelný výkon při stejné ploše výměníku. Další navyšování účinnosti je prováděno zvyšováním teplosměnné plochy na stejném zastavěném prostoru, čímž se neustále komplikují tvary jednotlivých kanálků, a tedy roste i tlaková ztráta a zhoršuje se čistitelnost výměníku. Tvrzení, že účinnost současných deskových výměníků již dosáhla svého prakticky použitelného maxima, pravděpodobně není příliš daleko od pravdy.

U rotačních výměníků je vývoj zaměřen na materiály umožňující přenos vlhkosti, kde je využíváno molekulárních sít. Také je zde kladen vyšší nárok na snížení promísení proudů vzduchu. Labyrintovými těsněními je dosahováno promísení pouze 1,5 %, stejně tak vhodnou konstrukcí proplachové komory je docilováno kvalitnějšího propláchnutí.

4.5.2. Kompaktní jednotky pro malé prostory

Jednotky pro zpětné získávání tepla v současné době často nacházejí uplatnění v samostatných bytech. V takových prostorech běžně nebývá technická místnost, do které by bylo možné zařízení umístit, své místo tak zpravidla nachází ve stísněných prostorech. Jde například o prostor nad kuchyňskými skříňkami, nad vanou, v podhledu v instalační šachtě a podobně. Tím vzniká nový požadavek na jejich velikost a tvar. Vhodnější jsou plochá zařízení než krychlová. Vzhledem k nižším nárokům na hodinový průtok vzduchu lze tato potřeba převést do praxe. Pokud daný byt neumožňuje z prostorových důvodů realizaci vzduchovodů, existuje řešení v podobě tzv. ostrůvkového systému. Za tímto účelem bývá využito více samostatných jednotek, kdy celková bilance průtoku první jednotkou vytváří přetlak a u druhé je to podtlak, což vyvolává proudění vzduchu celým bytem. Obdobně fungují také decentrální jednotky, které bývají osazeny regeneračním výměníkem. Rozdíl spočívá v tom, že se jednotky periodicky střídají v generaci podtlaku a přetlaku. [9]

4.5.3. Požadavky na ventilátory

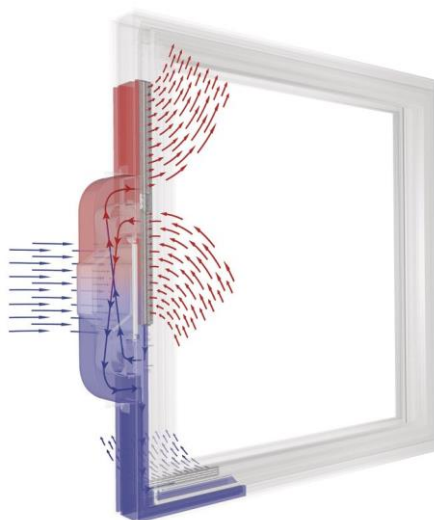
Vývoj je také patrný v oblasti ventilátorů. Jednotky některých výrobců jsou osazovány výhradně už jen ventilátory s EC motory. EC je zkratka z anglického „electronically commutated“ – již název napoví, že motor nemá běžný mechanický komutátor, což má příznivý vliv na jeho životnost. Mezi další výhody patří vysoký výkon a dynamika při malých rozměrech, nízká hlučnost a plynulý chod. Otáčky motoru jsou regulovatelné v plném rozsahu. Ventilátory s EC motory pracují i za velmi nízkých otáček.

Hlučnost je snižována kromě použití jiného typu ventilátorů i snahou výrobců konstruovat výměníky tak, aby produkovaly minimum aerodynamického hluku. Proti přenosu hluku a vibrací do vzduchotechnického systému se používají pružná napojení jednotek na vzduchotechnické vedení a uložení samotné jednotky na silentblocích.

4.5.4. Rekuperační okna

Rakouská firma Internorm nabízí okna I-tek, do jejichž rámu je integrován tepenný výměník. Uživatel může pomocí tlačítka na okně zvolit jednu ze čtyř požadovaných intenzit výměny vzduchu. Jedním zavřeným oknem tak lze v obytném prostoru obměnit až $33 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ se spotřebou elektrické energie 20 W. Výrobce udává účinnost zpětného získání tepla až 86 %, to platí pravděpodobně pro velký teplotní spád a nižší hodinový průtok. Přesto nelze pominout, že se jedná o zajímavou myšlenku realizace decentrálního větrání, která v praxi jistě najde uplatnění. [30]

Obr. 5 Rekuperační okno Internorm I-tek



Zdroj: [30]

4.5.5. Zemní výměník

Jednou z možností snížení spotřeby energie na vytápění a chlazení objektu je doplnění systému pro zpětné získávání tepla o zemní výměník, kde je využíváno odlišné teploty zemního masivu. V zimním období prochází vzduch nasávaný jednotkou tímto výměníkem, kde dochází k jeho predehřátí, v letním období je princip stejný, s tím rozdílem, že vzduch přiváděný do jednotky je předchlazený. Praxe ukázala, že by k dostatečnému předchlazení v létě docházelo jen u budov s dokonalými tepelně technickými vlastnostmi obvodového pláště a minimálními solárními zisky. Predehřátý vzduch snižuje v zimním období reálnou účinnost výměníku pro zpětné získávání tepla. Výhodu představuje zemní výměník pouze v ochraně jednotky před zamrznáním. Smysluplnost návratnosti takovéto investice lze jen těžko obhájit. [31]

5. Výpočet tepelné bilance a výměny vzduchu

5.1. Popis objektu

Jedná se o novostavbu rodinného domu o rozsahu jedné bytové jednotky sloužící k trvalému pobytu dvou osob. Stavba se nachází na území obce Věšín v okrese Příbram. Dům je zhotoven z lehké dřevěné montované konstrukce přibližně obdélníkového půdorysu o vnějších rozměrech cca 6 · 12 m. Podlahová plocha stavby je tedy cca 60 m². Celá novostavba je vestavěna do stávajícího objektu stodoly z kamenného zdiva o celkové užité ploše cca 112 m². Vestavba svým objemem nevyčnívá z budovy stodoly a je tudíž kompletně chráněna vůči povětrnosti stávajícími konstrukcemi stodoly. Pouze jižní fasáda je přímo vystavena vnějšímu prostředí v celé své ploše, ta je však realizována jako prosklená, čímž se maximalizují solární zisky. Obdobný princip je aplikován i u částí východní fasády, kde jsou původní otvory do obvodového pláště stodoly. Vestavba je s ohledem na konstrukční materiál odsazena od stěn stodoly, aby nebyla dřevěná konstrukce vystavena vlhkosti, kterou by kamenné stěny stodoly mohly do meziprostoru přinášet. Dům je založen na základových pasech, pod podlahou a upraveným terénem je provětrávaná vzduchová mezera o mocnosti cca 0,4 m.

Pro vytápění je použita horkovzdušná krbová vložka na tuhá paliva o regulovatelném výkonu 3,5–8,5 kW s akumulací obezdvívkou a horkovzdušným rozvodem do dalších místností. Sekundární možností vytápění je celoplošné elektrické podlahové vytápění o celkovém výkonu cca 4,14 kW. To je zalito v 50 mm anhydritu s vysokou tepelnou vodivostí a značnou schopností akumulace tepla, již je ve stavbě tvořenou lehkými dřevěnými nosnými konstrukcemi žádoucí navýšit.

Charakter stavby nevyžaduje strojní chlazení. Teplotní stabilita vnitřních prostor proti přehřívání během letní sezóny je zajištěna návrhem a orientací okenních otvorů. Na uchování optimálního klimatu během letního období se bude podílet i značná hmota masivního zdiva stodoly, které je umístěno v blízkosti vestavby a stínění, které tato stavba poskytuje naprosté většině povrchu vestavby.

Půdorysný výkres objektu je uveden v příloze A.

5.2. Stanovení postupu výpočtu

Při výpočtu zimní tepelné bilance je možno vycházet z normy ČSN EN ISO 13790 Energetická náročnost budov – Výpočet spotřeby energie na vytápění a chlazení. Tato aktuální norma propojuje postupy pro režimy vytápění a chlazení budov, což je pro daný objekt vzhledem k jeho charakteru a umístění zbytečné. Pro zjednodušení a zvýšení přehlednosti je možno vycházet z předpokladu, že během zimního období bude teplo do budovy pouze dodáváno, nikoliv cíleně odebíráno. Postupy výpočtu tepelné bilance pro letní období se principiálně nijak zvlášť neliší od zimního období. Zavádějí však řadu dalších pojmů, které jsou pro daný případ nadbytečné. Z toho důvodu je možno se částečně omezit na již neplatnou normu ČSN EN 832 Tepelné chování budov – výpočet potřeby energie na vytápění – Obytné budovy, ze které ostatně ČSN EN ISO 13790 vychází. Dá se předpokládat, že výsledky budou pro obě normy shodné, naopak dle ČSN EN 832 bude celý postup přehlednější. [32; 33]

Aby výpočet vedl k relevantnímu výsledku, je nutné určit metodu, podle níž se bude postup dále řídit. ČSN EN ISO 13790 stanovuje dva základní typy metod, pro něž existuje řada dílčích. Ty se liší především délkou intervalu, v němž se metoda zpracovává nebo prací s okrajovými podmínkami. Jednotlivé výsledky musí být posuzovány v kontextu, ve kterém byly pořízeny. Není možno je obecně považovat za korektní pro časový úsek řádově jiné délky. Norma rozlišuje tyto dva hlavní typy metod:

5.2.1. Kvazistacionární metody

Podle této metody se počítá tepelná bilance pro delší časový úsek, zpravidla měsíc nebo rok. To vede k rozložení a zprůměrování potřebné či získané energie na akumulaci tepla ve stavebním materiálu. Hodí se ke zjištění potřeby energie na vytápění a chlazení pro dlouhodobý provoz budovy. Použitím korekčních faktorů jsou ve výpočtu do jisté míry zohledněny i dynamické vlivy. [33; 34]

5.2.2. Dynamické metody

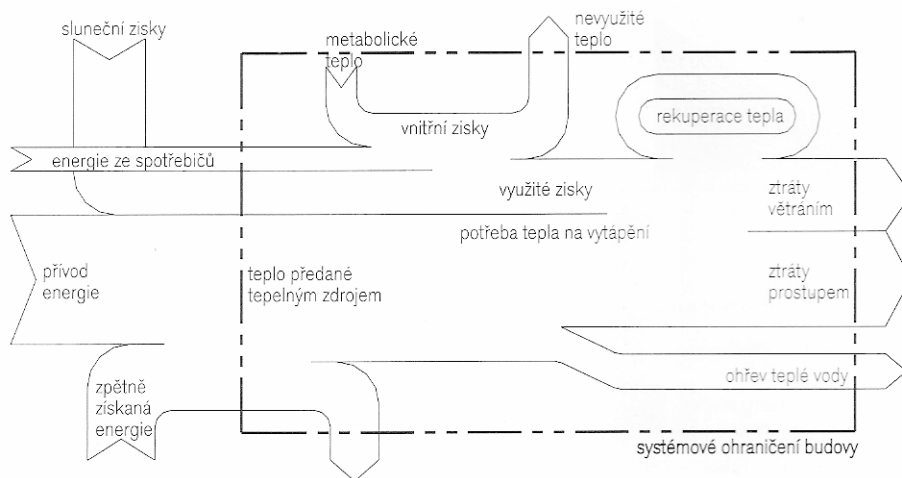
Dynamická metoda slouží na rozdíl od metody kvazistacionární k výpočtu tepelné bilance pro krátký časový úsek, zpravidla jedné hodiny. Tato metoda zohledňuje reakce na akci v podobě okamžitého přebytku či nedostatku tepla. Využívá se při návrhu optimálního nastavení aktivních prvků budovy, jako jsou ventilátory, sluneční clony, systémy strojního chlazení a podobně. Na tomto principu pracují také řídicí jednotky, které predikují tepelné změny v budově na základě podrobného simulačního modelu s ohledem na činnost aktivních prvků. [33; 34]

5.3. Položky energetické bilance

Podle ČSN EN 832 energetická bilance na úrovni budovy zahrnuje tyto základní položky (uvažuje jen citelné teplo):

- ztráty prostupem tepla a větráním mezi vnitřním a vnějším prostředím
- ztráty prostupem tepla a větráním a tepelné zisky ze sousedních zón
- užitečné vnitřní tepelné zisky, tzn. využitě množství tepla z vnitřních tepelných zdrojů
- využitě solární zisky
- ztráty při výrobě a distribuci, emisní ztráty a ztráty regulací vytápěcího systému
- vstup energie do otopné soustavy [32; 34]

Obr. 6 Roční energetické bilance budovy



Zdroj: [32]

5.4. Vlastní výpočet pro danou stavbu

5.4.1. Volba výpočtové metody

Pro danou situaci a objekt je vhodné zvolit kvazistacionární výpočtovou metodu s intervalem jednoho otopného období, pomocí které je možno zjistit potřebu energie pro její dlouhodobý provoz. Na tomto základě je možné předpovědět eventuální energetické úspory, jichž lze dosáhnout osazením systému pro využití druhotného tepla obsaženého ve větracím vzduchu. Postup výpočtu vychází z ČSN EN 832. [34]

5.4.2. Stanovení hranice vytápěného prostoru a hranic zón

Jako vytápěný prostor jsou uvažovány pouze vnitřní prostory budovy. Ty jsou ohraničeny vnitřním lícem obvodových stěn, svrchní rovinou podlahy a spodním lícem stropu. Pro tento objekt lze aplikovat jednozónový výpočet.

5.4.3. Skladby stěn

Budova je usazena na základových pasech a pod celou její plochou je provětrávaná vzduchová mezera o tloušťce cca 400 mm. Stejně tak u stěn je provětrávaná mezera o tloušťce 20 mm pod fasádními palubkami. Jedná se tedy o silně větranou vzduchovou mezera dle normy ČSN EN ISO 6946 Stavební prvky a stavební konstrukce – Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla – Výpočtová metoda. V takovém případě je zanedbán tepelný odpor vrstvy vzduchu včetně dalších vrstev směrem k venkovnímu prostředí, které od zbytku konstrukce odděluje tato mezera. Provádí se zde pouze korekce součinitele přestupu tepla odpovídající klidnému vzduchu. Z tohoto důvodu se zde také nevyskytují tepelné ztráty prostupem zeminou. [35]

Skladby konstrukcí jsou podrobně rozkresleny v příloze B.

5.4.4. Tepelné ztráty při konstantní vnitřní teplotě

Měrné tepelné ztráty prostupem obvodovým pláštěm:

Z důvodu značného množství dat jsou uvedeny pouze obecné vztahy (1) až (4), numerické dosazení je provedeno v tab. 1.

$$R_n = \frac{d_n}{\lambda_n} \quad (1)$$

R_n	tepelný odpor n-té vrstvy [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
d_n	tloušťka n-té vrstvy v konstrukci [m]
λ_n	návrhová tepelná vodivost materiálu n-té vrstvy [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$], [36]

$$R_{Tj} = R_{si} + R_{n...} + R_{se} \quad (2)$$

R_{Tj}	odpor při prostupu tepla j-tou složkou pláště [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
R_{si}	vnitřní odpor při přestupu tepla [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$], [35]
R_j	tepelný odpor skladby vrstev [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]
R_{se}	vnější odpor při přestupu tepla [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$], [35]

$$U_j = \frac{1}{R_{Tj}} \quad (3)$$

U_j	součinitel prostupu tepla pro j-tou složkou pláště [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
-------	---

$$H_{Tp} = \sum_j A_j \cdot U_j \quad (4)$$

H_{Tp}	měrná ztráta prostupem tepla obalovými konstrukcemi [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$]
A_j	vnější plocha j-té složky pláště [m^2]

Tab. 1 Numerický výpočet měrné ztráty tepla obvodovým pláštěm

Symbol	Jednotka	Stěny		Stropy		Podlahy		Okna	Dveře	
A_j	[m ²]	74,863		58,380		58,380		17,640	3,823	
λ_1	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	SDK deska	0,220	SDK deska	0,220	Anhydrit	1,800	0,034	0,035	
d_1	[mm]		12,5		12,5		50,0	44,0	40,0	
R_1	[m ² ·K·W ⁻¹]		0,057		0,057		0,028	1,299	1,149	
λ_2	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Miner. izolace	0,035	Miner. izolace	0,035	XPS	0,033	-	-	
d_2	[mm]		40,0		60,0		40,0	-	-	
R_2	[m ² ·K·W ⁻¹]		1,143		1,714		1,212	-	-	
λ_3	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	OSB deska	0,130	Miner. izolace	0,035	OSB deska	0,130	-	-	
d_3	[mm]		12,0		220,0		22,0	-	-	
R_3	[m ² ·K·W ⁻¹]		0,092		6,286		0,169	-	-	
λ_4	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Miner. izolace	0,035	OSB deska	0,130	Miner. izolace	0,035	-	-	
d_4	[mm]		160,0		15,0		220,0	-	-	
R_4	[m ² ·K·W ⁻¹]		4,571		0,115		6,286	-	-	
λ_5	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	DHF deska	0,075	Krytina Dekplan	0,200	OSB deska	0,130	-	-	
d_5	[mm]		15,0		1,0		15,0	-	-	
R_5	[m ² ·K·W ⁻¹]		0,200		0,005		0,115	-	-	
R_{si}	[m ² ·K·W ⁻¹]	0,130		0,100		0,170		0,130	0,130	
R_{se}	[m ² ·K·W ⁻¹]	0,130		0,040		0,040		0,040	0,040	
R_{Tj}	[m ² ·K·W ⁻¹]	6,323		8,317		8,020		1,469	1,319	
U_j	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	0,158		0,120		0,125		0,681	0,758	
H_{Tpi}	[W·K ⁻¹]	11,839		7,019		7,279		12,011	2,897	
H_{Tp}	[W·K ⁻¹]	41,045								

Zdroj: (Vlastní – tepelná vodivost dle [36]; odpor při přestupu tepla dle [35])

Měrné tepelné ztráty větráním:

$$\dot{V} = I \cdot V = 0,6 \cdot 148,9 = 89,3 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (5)$$

I intenzita větrání [h⁻¹], [37]

\dot{V} celkový objemový tok vzduchu [m³·h⁻¹]

V objem vytápěného prostoru [m³]

$$H_V = \dot{V} \cdot \rho_a \cdot c_a = 89,3 \cdot 0,34 = 30,4 \text{ [W} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \quad (6)$$

H_V měrná tepelná ztráta větráním [W·K⁻¹]

$\rho_a \cdot c_a$ tepelná kapacita vzduchu o jednotkovém objemu [W·h·m⁻³·K⁻¹], [16]

Celkové tepelné ztráty:

$$H = H_{Tp} + H_V \quad (7)$$

$$H = 41,0 + 30,4 = 71,4 [W \cdot K^{-1}]$$

H měrná tepelná ztráta budovy [$W \cdot K^{-1}$]

5.4.5. Definice vnitřních výpočtových podmínek a údajů o venkovním prostředí

Dle ČSN EN 12831-1 je průměrná vnitřní výpočtová teplota stanovena na 21,4 °C, otopné období je vymezeno na 240 dní od druhé poloviny září do poloviny května. Pro tento časový úsek a danou lokalitu je dle ČHMÚ průměrná denní teplota 3,5 °C. [11; 38]

$$\dot{Q}_t = H \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_t = 71,4 \cdot (21,4 - 3,5) = 1278,1 [W]$$

\dot{Q}_t celkový ztrátový tepelný tok [W]

θ_i požadovaná vnitřní teplota [°C], [11]

θ_e průměrná venkovní teplota vzduchu [°C], [38]

5.4.6. Tepelné zisky

Solární zisky:

Objekt je navržen tak, aby za stanovených dispozičních podmínek bylo dosaženo maximálního osvětlení interiéru denním světlem. Prakticky celá jižní fasáda je prosklená, stejně tak část východní fasády je stočena směrem k jihu, okno v této části je tedy orientováno na jihovýchod, čímž je prodloužena doba oslunění interiéru. S těmito opatřeními jde ruku v ruce také nárůst solárních zisků.

Výpočet solárních zisků byl proveden dle normy ČSN 73 0542 Způsob stanovení energetické bilance zasklených ploch obvodového pláště budov. [39]

$$E_{ss} = E_{gss} \cdot A_{zss} \cdot (T_1 \cdot T_2 \cdot T_3) \cdot c_{mss} \cdot c_n \quad (9)$$

$$E_v = 34,37 \cdot 1,44 \cdot (0,73 \cdot 0,9 \cdot 0,24) \cdot 0,91 \cdot 0,9 = 6,40 \text{ [kWh} \cdot \text{měs}^{-1}\text{]}$$

$$E_{jv} = 55,07 \cdot 2,34 \cdot (0,73 \cdot 0,9 \cdot 0,24) \cdot 0,84 \cdot 0,9 = 15,36 \text{ [kWh} \cdot \text{měs}^{-1}\text{]}$$

$$E_j = 65,12 \cdot 8,76 \cdot (0,71 \cdot 0,9 \cdot 0,24) \cdot 0,80 \cdot 0,9 = 64,76 \text{ [kWh} \cdot \text{měs}^{-1}\text{]}$$

E_{ss} solární zisk průměrného měsíce otopného období pro danou světovou stranu [kWh·měs⁻¹], [39]

E_{gss} globální sluneční záření průměrného měsíce otopného období pro danou světovou stranu [kWh·m⁻²·měs⁻¹], [39]

A_{zss} čistá plocha zasklení na dané světové straně [m²]

T_1 propustnost slunečního záření zasklením [-], [39]

T_2 znečištění zasklení [-], [39]

T_3 činitel stínění okna [-], [39]

c_{mss} průměrný činitel využití slunečního záření měsíce otopného období pro danou světovou stranu [-], [39]

c_n korekční činitel nekolmého dopadu slunečních paprsků [-], [39]

E_v solární zisk průměrného měsíce otopného období – východ [kWh·měs⁻¹]

E_{jv} solární zisk průměrného měsíce otopného období – jihovýchod [kWh·měs⁻¹]

E_j solární zisk průměrného měsíce otopného období – jih [kWh·měs⁻¹]

$$E_{Zot} = E_v + E_{jv} + E_j \quad (10)$$

$$E_{Zot} = 6,40 + 15,36 + 64,76 = 86,52 \text{ [kWh} \cdot \text{měs}^{-1}\text{]}$$

E_{Zot} celkové solární zisky průměrného měsíce otopného období [kWh·měs⁻¹]

$$\dot{Q}_s = \frac{E_{Zot}}{30 \cdot 24} \cdot 10^3 = \frac{86,52}{30 \cdot 24} \cdot 10^3 = 120,2 \text{ [W]} \quad (11)$$

\dot{Q}_s průměrný energetický tok ze solárních zisků [W]

Vnitřní tepelné zisky:

Mezi vnitřní tepelné zisky lze zařadit metabolické teplo z osob v prostoru pobývajících, teplo ze světelných zdrojů a teplo z ostatních spotřebičů. Zde se předpokládá 100% účinnost přeměny energie vyššího řádu na energii tepelnou.

$$\dot{Q}_i = b \cdot (P_m + P_{os} + P_x) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_i = 0,5 \cdot (2 \cdot 120 + 250 + 75) = 282,5 \text{ [W]}$$

\dot{Q}_i	energetický tok z vnitřních zisků [W]
b_p	pracovní činitel [-]
P_m	metabolický výkon [W]
P_{os}	příkon osvětlení [W]
P_x	příkon ostatních spotřebičů [W]

Celkové tepelné zisky:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_s + \dot{Q}_i \quad (13)$$

$$\dot{Q}_g = 120,2 + 282,5 = 402,5 \text{ [W]}$$

\dot{Q}_g	celkový ziskový tepelný tok [W]
-------------	---------------------------------

5.4.7. Tepelná bilance objektu

$$Q = (\dot{Q}_t - \dot{Q}_g) \cdot t \quad (14)$$

$$Q = (1278,1 - 402,5) \cdot 5760 = 5043,456 \cdot 10^3 \text{ [Wh]}$$

Q	roční potřeba tepla objektu [Wh]
t	délka časového úseku [h]

Variantní návrhy systémů pro zpětné získávání tepla

Vzhledem k malé velikosti objektu, do kterého je systém využití druhotného tepla navrhován a relativně nízkému požadavku na tok větracího vzduchu, je výběr jednotky omezen na sortiment centrálních rekuperačních jednotek s malými větracími výkonnostmi.

5.5. Výběr jednotky pro zpětné získávání tepla

Všechna zařízení jsou posuzována pro konstantní vnitřní i vnější teplotu. Vzhledem k tomu, že průměrná exteriérová teplota otopného období je 3,5 °C, není uvažována potřeba energie pro rozmrazování výměníku. Ten sice nebude osazen žádným aktivním rozmrazovacím zařízením, přesto by v praxi byla snížena účinnost výměníku, pokud by pracoval v režimu ochrany před zamrznutím. Na druhou stranu je také zanedbán energetický zisk plynoucí z latentního tepla získaného kondenzací vzdušné vlhkosti. Výsledná odchylka od skutečnosti by tak neměla být zásadní. [19]

Pro daný objekt byly posouzeny 3 typy jednotek od výrobců ATREA a 2VV. Obě firmy jsou stabilní a na trhu působí přes 20 let, což slibuje dostupnost náhradních dílů i servisu po celou dobu jejich životnosti. Pro účel této práce je další výhodou, že obě firmy poskytují k dispozici návrhový software, s jehož pomocí lze přesně stanovit skutečnou účinnost rekuperace, spotřebu elektrické energie ventilátory a další charakteristické parametry. [40; 41]

Při výběru vhodné jednotky byla zohledněna:

- cena pořízení – cena samotné jednotky s nezbytným příslušenstvím
- snížení nákladů na vytápění – účinnost rekuperačního výměníku
- energetická náročnost – spotřeba elektrické energie ventilátory
- další – rozměry, možnosti instalace a umístění

Určením jednoduchého parametru, který zohledňuje cenu pořízení, náklady na dohřátí čerstvého vzduchu, tedy účinnost výměníku a energetickou náročnost ventilátorů, bude vyhodnocení vhodného výrobku jednodušší a přehlednější. Pro toto posouzení je nutné znát dobu provozu rekuperační jednotky do jejího nahrazení a cenu energie potřebné na vytápění. Z ekonomického hlediska spadá zařízení pro zpětné získávání tepla

do 3. odpisové skupiny hmotného majetku, doba provozu do jeho odepsání je 10 let. V praxi však běžná životnost rekuperační jednotky bývá cca 15 let. [18; 42]

Dále je nutno doplnit cenu energií na vytápění a elektrické energie na provoz ventilátorů. Protože je v objektu kombinováno vytápění tuhými palivy v krbové vložce (palivové dřevo) se sekundární možností celoplošného elektrického podlahového vytápění, spotřeba palivového dřeva k elektrické energii byla vymezena poměrem 2:1. Průměrná kombinovaná cena energií na vytápění s ohledem na meziroční růst cen 3 % pro nastávajících 15 let byla stanovena jako $3,00 \text{ Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$, cena elektrické energie potom jako $6,10 \text{ Kč}\cdot\text{kWh}^{-1}$. [43]

Protože se v tomto případě nejedná o ekonomické zhodnocení návrhu, nýbrž vymezení nástroje na výběr vhodného produktu, bude uvažována životnost rekuperačního výměníku 12,5 let. V příloze C je na obr. A vývoj nákladů na provoz jednotlivých jednotek v čase zobrazen v grafické podobě.

Hodnoty plynoucí z návrhových softwarů a tabulka s výpočty sloužící pro posouzení energetické úspory dosažené provozem jednotlivých výměníků je uvedena v příloze C.

Atrea Duplex 170 EC5; 370 EC5; 280 ECV5:

Jedná se o tři jednotky sdílející základní techniku, které se liší pouze výkonovou velikostí a montážní polohou. Jednotky pro řízené rovnotlaké větrání s rekuperací tepla umožňují úplné uzavření by-passu, jsou osazeny EC ventilátory a umožňují plynulou regulaci průtoku vzduchu v rozsahu 10-100 %.

Duplex 170 EC5 je v této skupině prostorově i výkonnostně nejmenší jednotkou, určenou k horizontální montáži, díky svým kompaktním rozměrům jej lze umístit například do podhledu, což by pro aplikaci v dané budově bylo ideální. Kvůli vyššímu objemovému toku větracího vzduchu poměrně malým výměníkem je zde dosahováno nižší účinnosti ohřevu čerstvého vzduchu, tato skutečnost již po cca 5 letech provozu zastíní výhodu plynoucí z nižší ceny zařízení.

Duplex 370 EC5 je konstrukcí prakticky totožný s předchozí jednotkou, svými rozměry ji však přesahuje, výhodou je vyšší účinnost většího výměníku. Dle stanoveného parametru „Náklady na provoz a pořízení po 12,5 letech“ je tato hodnota 2. nejnižší ze všech posuzovaných jednotek.

Duplex 280 ECV5 se liší od předchozích zařízení uspořádáním skříně, které je určeno pro vertikální montáž. Přes shodnou cenu pořízení vykazuje oproti jednotce Duplex 170 EC5 mírně vyšší účinnost, z pohledu minimalizace nákladů na provoz je stále výhodnější jednotka Duplex 370 EC5.

Atrea Duplex 250 Easy; 300 Easy:

Tyto dvě jednotky se liší pouze rozměrovou a výkonnostní dimenzí. Jejich hlavní výhodou je univerzální možnost montáže v 5 polohách a nižší cena pořízení. Jednotky jsou osazeny EC ventilátory a vestavěným by-passem.

Jednotka 300 Easy je oproti 250 Easy výhodnější díky svému většímu výměníku a jeho lepší účinnosti rekuperace tepla. Vyšší cena pořízení se tak stírá již po necelých 4 letech provozu. Díky kompaktním rozměrům a příznivému parametru „Náklady na provoz a pořízení po 12,5 letech“ se tento model jeví jako vhodná alternativa k doposud favorizované jednotce Duplex 370 EC5.

2VV Venus HRV-15EC; HRV-30EC:

Jedná se o dvě rekuperační jednotky s totožnou skříní určené k horizontální montáži, tedy nejčastěji do podhledu. Obě jsou osazeny EC ventilátory a diagonálním protiproudým výměníkem. Jednotky se liší pouze výkonností. Přesto, že varianta HRV-15EC má nižší účinnost při požadovaném průtoku vzduchu než jednotka HRV-30EC, je díky své podstatně menší ceně pořízení vhodnější. Dokonce při posouzení „Nákladů na provoz a pořízení po 12,5 letech“ se jeví mezi všemi zmíněnými výrobky jako ideální, což podporuje i její kompaktní řešení a možnost umístění do podhledu.

5.6. Návrh rozvodů vzduchu

Centrální rekuperační jednotka by nemohla sloužit svému účelu bez systému pro distribuci vzduchu. V následující části jsou navrženy přívodní, odvodní a externí vzduchovody. Na základě tohoto návrhu bude možno vytvořit přehled potřebných komponentů pro realizaci. Kompletní systém vzduchových rozvodů představuje nezanedbatelnou položku při ekonomickém zhodnocení celého záměru.

5.6.1. Prostorové rozvržení

Zvolená rekuperační jednotka 2VV Venus HRV-15EC bude zavěšena pod stropem v místnosti 105. S ohledem na přímé sousedství této místnosti s ložnicí, tedy prostorem určeným pro odpočinek a spánek, je žádoucí jednotku umístit do schránky zvyšující akustický útlum. Stejně tak příčka, která tyto místnosti odděluje, bude provedena s ohledem na požadavek dostatečného akustického útlumu. Výhodou této pozice je blízká dostupnost domovního odpadu, který je nutno využít k odvedení kondenzátu z výměníku.

Veškeré vzduchovody se umístí do stropních podhledů, které jsou jen v místnostech 103, 106 a 107. Protože prostor mezi svrchním lícem podhledu a stropní konstrukcí má světlost pouze cca 260 mm, byl rozvod vzduchovodů navržen tak, aby nedocházelo k jejich křížení. To je také důvod umístění jednotky do prostoru, který je z akustického hlediska méně vhodný.

Přívody čerstvého vzduchu budou umístěny do ložnice a obývacího pokoje, tedy místností 104 a 108. V obou případech se jedná o stěnové vyústky osazené cca 150 mm pod stropem. V obývacím pokoji je vhodné umístit přívod do blízkosti krbové vložky, kde se chladnější čerstvý vzduch rychle dohřeje a zároveň částečně sníží přebytek tepla, k němuž běžně dochází za provozu vložky. Odpadní vzduch bude odváděn z WC, koupelny a KK, tedy z místností 106, 107 a 108. Sání se v KK osadí do prostoru vařiče na stěnu nad cirkulační digestoř s filtry pro mastnotu a pach, v koupelně a na WC bude sací ústí situováno na stropě.

5.6.2. Požadavky na výkonnost

Požadavek na intenzitu větrání stanovuje nárok na celkový objemový tok vzduchu na $89,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, pro další výpočty $90 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Vzduchovody nejsou v konkrétním případě příliš rozsáhlé, a tedy jejich mírné předdimenzování nepředstavuje zvláštní ekonomickou zátěž. Proto budou navrženy tak, aby mohly nárazově přenést objemový tok, který poskytuje zvolená rekuperační jednotka. Tím se umožní účinné větrání, jež bude žádoucí provést v obytném prostoru při jeho nadstandardním zatížení. Jako maximální výkonnost jednotky je považován průtok $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, kdy ventilátory jednotky poskytují přetlak 120 Pa, což je dostatečná hodnota na umoření tlakových ztrát vzduchovodů.

Všechna sání a výústky budou osazeny uzavírací klapkou tak, aby systém umožňoval intenzivní výměnu vzduchu provést v prostoru, kde to situace v daný okamžik vyžaduje. Pro běžné větrání je uvažována hodinová výměna vzduchu v objektu $90 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, pro nárazové $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. V tomto stavu je však systém provozován vždy jen několik minut. Průtoky jednotlivými částmi vzduchovodu pro přednastavené režimy jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 Větrací režimy a jejich průtoky jednotlivými úseky přívodních vzduchovodů

		Větrací režim					Délka - l [m]	
		Kuchyň nárazově	WC nárazově	Koupelna nárazově	Noc běžný	Den běžný		
V _p - Objemový průtok vzduchu [m ³ ·h ⁻¹]	Rek. jednotka	150	150	150	90	90	–	
	Přívod vzduchu	Úsek A _{i1}	150	150	150	90	90	0,6
		Úsek A _{i2}	150	150	150	90	90	0,4
		Úsek B _i	0	75	75	30	45	5,8
		Výústí B _v	0	75	75	30	45	–
		Úsek C _i	150	75	75	60	45	0,6
		Výústí C _v	150	75	75	60	45	–
	Odvod vzduchu	Úsek A _e	150	150	150	90	90	1,5
		Sání A _s	0	150	0	30	30	–
		Úsek B _e	150	0	150	60	60	2,1
		Sání B _s	0	0	150	30	30	–
		Úsek C _e	150	0	0	30	30	2,1
		Sání C _s	150	0	0	30	30	–

Zdroj: (Vlastní)

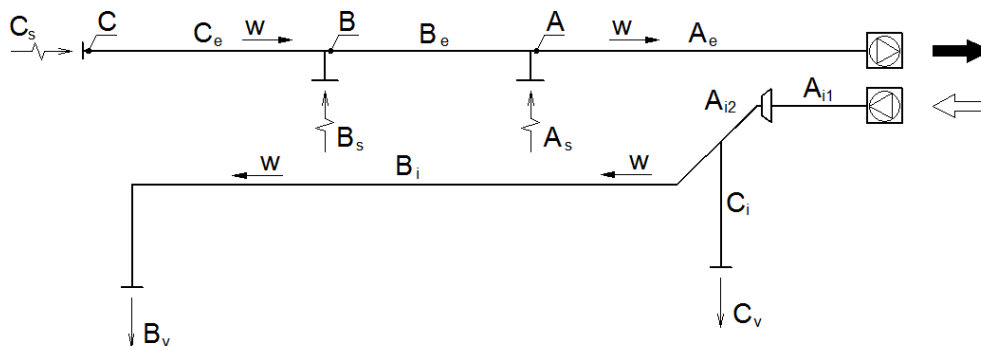
5.6.3. Stanovení úseků vzduchovodů

Vhodným umístěním jednotky zanikly prostorové kolize, které by vyžadovaly užití jinak méně výhodného potrubí čtyřhranného průřezu. Lze tedy použít kruhové potrubí, jehož hlavními výhodami je snížení spotřeby materiálu, a tím i ceny, také vyšší univerzálnost, tedy větší výběr tvarovek, dále nižší náchylnost na zanášení nečistotami a nižší tlakové ztráty plynoucí z aerodynamicky vhodnějšího tvaru. [5]

Nejprve je třeba rozlišit vzduchovod přívodní a odvodní. Jsou to dvě oddělené větve, kdy přívodní dodává do prostoru přetlakem čerstvý vzduch od jednotky, a naopak pomocí odvodní větve její jednotka pod tlakem nasává zpět. Cesta vzduchu od výstupu přívodu do sání odvodu vede volně prostorem, případně pod zavřenými dveřmi. Systém je navržen tak, aby současně nebyly v běhu dvě sousední sací a výfukové ústí tak, aby mezi nimi nedocházelo ke zkratovému proudu.

Dále je nutno potrubní síť rozdělit na dílčí úseky. Jejich stanovení se provede na základě skutečnosti, že v celém úseku musí být zachován konstantní hmotnostní průtok. Z toho plyne, že jednotlivé úseky končí v místě, kde se buď odděluje část proudu, nebo mění průřez potrubí při konstantním průtoku. Na obr. 7 je znázorněno rozdělení navrhovaných vzduchovodů na úseky. [5]

Obr. 7 Schéma – rozdělení vzduchovodů na úseky



Zdroj: (Vlastní)

5.6.4. Přívodní vzduchovody

Výpočet bude proveden metodou rychlostí. Za tímto účelem je nutno stanovit hlavní větev, to jsou ty dílčí části vzduchovodů, které na sebe navazují, dopravují vzduch od počátku vzduchovodu až k vyústí a zároveň je to trasa s největší možnou tlakovou ztrátou. V navrhovaném případě je hlavní větev složena z úseků A_{i1} , A_{i2} , C_i . Přesto, že větev A_{i1} , A_{i2} , B_i je delší a má i relativně vyšší tlakovou ztrátu, je na první zmíněnou kladen vyšší požadavek na objemový tok vzduchu, tedy i absolutní tlaková ztráta zde bude nejvyšší. Principem této metody je navrhnout vzduchovod tak, aby rychlost vzduchu v dílčích úsecích byla v toleranci doporučených mezí, s čímž přímo souvisí zatížení prostoru hlukem. Tyto hodnoty se liší v závislosti na prostoru, do kterého jsou vzduchovody umístěny a na druhu větve. Pro následující návrh jsou převzaty z [5].

Výsledné hodnoty tlakových ztrát jednotlivých úseků za stanovených objemových toků, plynoucí ze vztahů (15) až (22), jsou uvedeny v tab. 3. Dílčí hodnoty w_s , Re a λ_z , plynoucí ze vztahů (16); (18) a (19), jsou pro jednotlivé průměry a průtoky vypočteny v příloze D.

Stanovení průměru potrubí:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_p}{\pi \cdot w}} \quad (15)$$

d	předběžný průměr potrubí [m]
\dot{V}_p	požadovaný objemový průtok vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
w	návrhová rychlost proudění ve vzduchovodu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], [5]

Požadovaný průměr potrubí je korigován s ohledem na dostupné normalizované prvky:

$$d = 0,103 \rightarrow d_N = 0,100 \text{ [m]} \quad (16)$$
$$w_s = \frac{4 \cdot \dot{V}_p}{\pi \cdot d_N^2}$$

d_N	normalizovaný průměr potrubí [m], [44]
w_s	skutečná rychlost proudění ve vzduchovodu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Tlaková ztráta vzduchovodu:

$$\Delta p_z = (\zeta_D + \zeta_M) \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho_v \quad (17)$$

Δp_z	celková tlaková ztráta potrubního úseku [Pa]
ζ_D	součinitel délkové tlakové ztráty [-]
ζ_M	součinitel místní tlakové ztráty [-]
ρ_v	hustota vzduchu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], [45]

K výpočtu délkových ztrát je zapotřebí znát součinitel třecích ztrát λ_z , pro jehož určení musí být stanoveno Reynoldsovo číslo Re . Tyto hodnoty budou určeny ze vztahů (18) a (19).

$$Re = \frac{w_s \cdot d_N}{\nu} \quad (18)$$

Re	Reynoldsovo číslo [-]
ν	kinematická viskozita [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$], [45]

$$\lambda_z = \frac{0,28}{\left[\log \left(\frac{5,5 \cdot d_N}{\varepsilon + \frac{55 \cdot d_N}{Re}} \right) \right]^2} \quad (19)$$

λ_z	součinitel třecích ztrát [-]
ε	ekvivalentní drsnost stěn vzduchovodů [m], [45]

$$\zeta_D = \lambda_z \cdot \frac{l}{d_N} \quad (20)$$

l	délka potrubního úseku [m]
-----	----------------------------

Využitím vztahů (17) až (20) a součinitele místních tlakových ztrát z katalogu výrobce potrubních prvků [44], vzniká následující vztah:

$$\Delta p_z = \left(\lambda_z \cdot \frac{l}{d_N} + \sum \zeta_M \right) \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho_v \quad (21)$$

$$\Delta p_{zc} = \sum \Delta p_z + \Delta p_{zr} \quad (22)$$

Δp_{zc}	celková tlaková ztráta systému [Pa]
Δp_{zr}	vnitřní tlaková ztráta rekuperační jednotky [Pa]

Dynamické tlakové ztráty B_v a C_v jsou zahrnuty do místní ztráty výustě a jsou součástí úseků B_i a C_i . Místní ztráty použité pro výpočet jsou uvedeny v příloze D. [44]

Při návrhu dimenzí potrubních úseků byla snaha dosáhnout rovnosti mezi tlakovou ztrátou úseků B_i / C_i za průtoků $75 / 75 \text{ m}^3$ a $45 / 45 \text{ m}^3$, čímž by bylo docíleno stejného průtoku oběma výustěmi. To bylo možno jen částečně, proto bude muset být výust' na větvi C_i dodatečně škrcena.

Tab. 3 Výsledné tlakové ztráty úseků a celkového systému pro dané režimy – přívod

Větrací režim	Tlaková ztráta [Pa]					
	Δp_z				Δp_{zr}	Δp_{zc}
	Úsek A _{i1}	Úsek A _{i2}	Úsek B _i	Úsek C _i	Rek. jed.	Celkem
Kuchyň - nárazově	0,7	1,6	0,0	53,8	36,0	92,1
WC - nárazově	0,7	1,6	20,9	13,5	36,0	72,7
Koupelna - nárazově	0,7	1,6	20,9	13,5	36,0	72,7
Noc - běžný	0,3	0,6	3,6	8,7	36,0	49,1
Den - běžný	0,3	0,6	7,8	4,9	36,0	49,6
d_N - průměr [mm]	160	125	100	100	(160)	–

Zdroj: (Vlastní)

Množství větracích režimů klade vyšší nároky na variabilitu celého systému vzduchovodů, proto musí být některé úseky předimenzovány, aby umožnily bezproblémovou funkci jiných úseků v jiném režimu. Přesto je za určitých podmínek v jistých částech vzduchovodů dosaženo rychlostí proudění, které překonávají doporučené hodnoty uvedené v [5]. To v některých režimech zapříčiní zvýšení hlučnosti systému, jedná se však o nárazové větrání, které potrvá v řádech minut. Vzduchovod je navržen tak, že za běžných provozních podmínek nebude akusticky zatěžovat prostředí.

5.6.5. Odvodní vzduchovody

Pro odvod vzduchu je navržen jednoduchý přímý vzduchovod se třemi sacími výustěmi. Protože je požadováno, aby byl průtok všemi sáními stejný, musí být vzduchovod dimenzován tak, aby za každou výustí byl stejný podtlak, tedy konstantní statický tlak. Dodržet tuto podmínku je oproti případu přívodního potrubí komplikovanější. Ve směru proudění roste tlaková ztráta, pro zachování konstantního statického tlaku musí být směrem k ventilátoru snižován dynamický tlak. Protože tímto směrem přirozeně roste i průtok vzduchu, je nutno průřez vzduchovodu navrhnout tak,

aby směrem k ventilátoru klesala podélná rychlost. To vede k nárůstu rozměrů vzduchovodů, což odporuje požadavku na hospodárný návrh a v praxi se tedy tato metoda příliš neuzívá. Efektivnější je dosáhnout konstantního průtoku škrcením jednotlivých sacích výustí, na což bývají již od výrobce připraveny. [5]

V navrhovaném případě je celková délka sacího vzduchovodu pouhých 5,7 m, přičemž napojení na rekuperační jednotku je dle doporučení výrobce provedeno pružným potrubím pro tlumení hluku a vibrací o průměru příruby jednotky, tedy 160 mm. Tento průřez bude zachován až k první sací výusti, což v daném případě znamená zanedbatelné navýšení ceny. Průřezy dalších úseků potrubí se budou stupňovitě snižovat za každou sací výusti tak, aby se podélná rychlost směrem od jednotky zvyšovala. Tím bude podmínka plynoucí z předchozího odstavce splněna alespoň částečně, pro dosažení konstantního průtoku všemi výustěmi bude přesto přistoupeno k jejich regulaci.

Na základě známého průměru úseku vzduchovodu A_e je pomocí vztahu (16) zjištěna návrhová rychlost proudění, která je akceptována jako konstantní pro celou větev. Pomocí této rychlosti a vztahu (15) je stanoven předběžný průměr potrubí pro úseky B_e a C_e . Dále jsou tyto průměry korigovány s ohledem na dostupné normalizované prvky a zpětně je dopočtena vztahem (15) skutečná rychlost proudění. Účelem je splnit podmínku klesající podélné rychlosti proudění směrem k ventilátoru, čímž se dosáhne zároveň snižování dynamického tlaku v tomtéž směru, ten lze určit dle vztahu (23).

$$p_d = \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho_v \quad (23)$$

p_d dynamický tlak [Pa]

Přesto, že byla splněna podmínka snižujícího se dynamického tlaku směrem k ventilátoru, nebylo dosaženo konstantního statického tlaku (podtlaku) v místě připojení jednotlivých sání. Tato okolnost by byla naplněna, kdyby součet dynamického tlaku a tlaková ztráta mezi vyšetřovaným bodem a koncem větve byl pro všechny přípojná místa konstantní. Zmíněný součet je ve výpočtu označován jako ztráta statického tlaku (24). Výsledky těchto operací zaznamenává tab. 4.

$$p_{sz} = p_d + p_{zk} \quad (24)$$

p_{sz} ztráta statického tlaku [Pa]

p_{zk} kumulativní tlaková ztráta [Pa]

Tab. 4 Dimenze úseků vzduchovodu pro dosažení klesajícího dynamického tlaku

Sym.	Název	Jed.	V bodě A	V bodě B	V bodě C
\dot{V}_p	Požad. objemový průtok	[m ³ ·h ⁻¹]	90	60	30
d	Předběžný prům. potrubí	[mm]	160	131	92
w_{kon}	Konst. rychlost proudění	[m·s ⁻¹]	1,24	1,24	1,24
d_N	Normal. průměr potrubí	[mm]	160	125	80
w_s	Skut. rychlost proudění	[m·s ⁻¹]	1,24	1,36	1,66
p_d	Dynamický tlak	[Pa]	0,9	1,1	1,7
p_{zk}	Kumulativní tlak. ztráta	[Pa]	8,7	6,8	2,8
p_{sz}	Ztráta statického tlaku	[Pa]	9,6	7,9	4,4

Zdroj: (Vlastní)

Jak již bylo řečeno, pro dosažení konstantního průtoku vzduchu všemi sáními bude muset být přistoupeno k jejich dodatečnému škrcení. Průměry úseků potrubí vycházející z předchozího výpočtu budou zachovány i nadále.

Tlakové ztráty uvedené v tab. 5. jednotlivých úseků za stanovených objemových toků plynou ze vztahů (15) až (22), ztráty A_s, B_s a C_s vycházejí pouze z místních ztrát prvku, které zahrnují i dynamickou tlakovou ztrátu. Tyto hodnoty jsou uvedeny v příloze D. A vycházejí z [44]. Sací výust' je nasazena přímo na koleno hlavní větve, její délka je tedy zanedbána.

Hodnoty w_s , Re a λ_z jsou pro jednotlivé průměry a průtoky vypočteny v příloze D.

Tab. 5 Výsledné tlakové ztráty úseků a celkového systému pro dané režimy – odvod

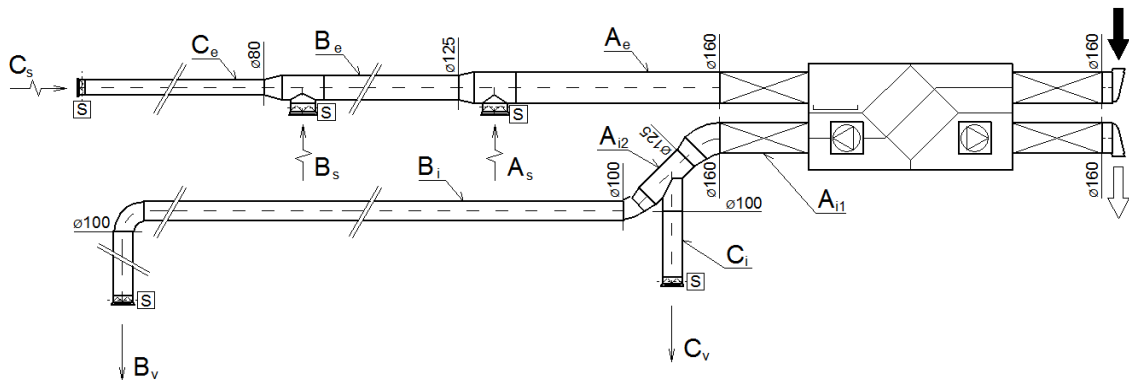
Větrací režim	Tlaková ztráta [Pa]							
	Δp_z						Δp_{zf}	Δp_{zc}
	Úsek A _e	Úsek B _e	Úsek C _e	Sání A _s	Sání B _s	Sání C _s		
Kuchyň - nárazově	1,2	5,4	51,8	0,0	0,0	11,7	40,0	110,1
WC - nárazově	1,2	0,0	0,0	24,1	0,0	0,0	40,0	65,3
Koupelna - nárazově	1,2	5,4	0,0	0,0	38,7	0,0	40,0	85,3
Noc - běžný	0,4	1,0	2,4	1,0	1,5	2,8	40,0	49,2
Den - běžný	0,4	1,0	2,4	1,0	1,5	2,8	40,0	49,2
d_N - průměr [mm]	160	125	80	(125)	(125)	(125)	(160)	–

Zdroj: (Vlastní)

5.6.6. Vzduchovody – celkový návrh

Odvod a přívod vzduchu do rekuperační jednotky je zajištěn pomocí dvou pružných potrubí pro tlumení hluku a vibrací o průměru příruby jednotky, tedy 160 mm. Ty mají délku cca 0,5 m, jsou provedeny se spádem 5° od jednotky pro odtok případného kondenzátu do venkovního prostředí. Na vnějším konci jsou osazeny oddělenými fasádními hlavicemi. Vedení je dále opatřeno tepelnou izolací, aby se zabránilo kondenzaci vzdušné vlhkosti na vnějším povrchu potrubí a zároveň nedocházelo k ochlazení vnitřního prostoru v jeho blízkosti. Lze odhadnout, že tlaková ztráta těchto částí vzduchovodného systému bude v obou případech cca 1 Pa, podrobnější výpočet tedy není nezbytný.

Obr. 8 Výsledný návrh systému vzduchovodů



Zdroj: (Vlastní)

Zvolená rekuperační jednotka 2VV Venus HRV-15EC poskytuje při maximálním požadovaném průtoku $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pro obě větve tlak 120 Pa, to je pro případ přívodu $\Delta p_{zc} = 92,1 \text{ Pa}$ i odvod vzduchu $\Delta p_{zc} = 110,1 \text{ Pa}$ dostatečná hodnota.

Celkový půdorysný výkres se zakreslenými vzduchotechnickými rozvody je uveden v příloze E.

5.7. Regulace systému větrání

Rekuperační jednotka 2VV Venus HRV-15EC umožňuje připojení mnoha vstupů a výstupů. Pro daný případ postačí jen ovládací panel a externí ovládání. Další možnosti jako tlačítko boost, čidlo vlhkosti RH, čidlo CO₂, externí spínací hodiny či externí dohřev zůstanou nevyužity. Z důvodu, aby byla funkce jednotky sladěna s aktuálním nastavením regulačních klapek vzduchotechniky, bude její řízení prováděno pomocí PLC modulu. Za tímto účelem byl vybrán programovatelný PLC modul Eaton PLC-Pro 088, který poskytuje 8 vstupů a 8 výstupů. Na základě tab. 2. zde bude naprogramováno 5 režimů, každému z nich náleží specifické nastavení klapek vzduchotechniky a výkonnosti jednotky. [46]

5.7.1. Vstupy

Ve výchozím nastavení pracuje jednotka v 1. režimu „Den běžný“, na základě časovače se přepíná do 2. režimu „Noc běžný“, ze kterého se po uplynutí stanovené doby vrací do 1. režimu. Třetí až pátý režim je spouštěn jedním ze tří tlačítek umístěných v dotčených místnostech, po uplynutí časového limitu se vrací zpět do příslušného běžného režimu. Po přepnutí do manuálního nastavení lze klávesnicí ovládat jednotlivé klapky a výkon jednotky. Poslední možností je vypnutí celého systému, kdy se uzavřou všechny regulační klapky a rekuperační jednotka i ovládací modul se odpojí od napájení.

Pro běžné uživatelské ovládání slouží ovládací panel dodávaný s jednotkou, který umožňuje regulovat pouze výkonnost rekuperace a signalizuje její stav. Je-li zahájen režim nadřazeným ovládacím PLC modulem, anuluje se nastavení zvolené uživatelským ovládacím panelem.

5.7.2. Výstupy

Výstupem z PLC modulu je příslušné nastavení čtyř dvoupolohových a jedné třípolohové regulační klapky odpovídající aktuálnímu režimu a nastavení výkonnosti rekuperace, respektive otáček ventilátorů pro daný režim.

6. Ekonomické vyhodnocení provozu navrženého systému větrání

6.1. Specifikace úspor energie

Využitím zařízení pro zpětné získávání tepla větracího vzduchu se zásadně snižuje spotřeba energie na vytápění objektu. Provedením výpočtu celkových tepelných ztrát pro nově vzniklé podmínky budou stanoveny nároky na spotřebu energie s rekuperační jednotkou. Srovnáním těchto hodnot s výsledky vycházejících ze vztahů (8) a (14), tedy stavu, kdy nebyla osazena jednotka, je specifikována úspora energie plynoucí z použití uvažovaného systému.

Vstupní hodnoty

θ_i	$= 21,4$ [°C]	požadovaná vnitřní teplota, [11]
θ_e	$= 3,5$ [°C]	průměrná venkovní teplota vzduchu [38]
θ_r	$= 18,8$ [°C]	teplota přiváděného předehřátého čerstvého vzduchu, [41]
H_{Tp}	$= 41,0$ [W·K ⁻¹]	měrná ztráta prostupem tepla obalovými konstrukcemi
H_V	$= 30,4$ [W·K ⁻¹]	měrná tepelná ztráta větráním

Změna ztrátového tepelného toku

$$\dot{Q}_{tr} = H_{Tp} \cdot (\theta_i - \theta_e) + H_V \cdot (\theta_i - \theta_r) \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{tr} = 41,0 \cdot (21,4 - 3,5) + 30,4 \cdot (21,4 - 18,8) = 813,0 \text{ [W]}$$

\dot{Q}_{tr}	celkový ztrátový tepelný tok s rekuperační jednotkou [W]
θ_r	teplota přiváděného předehřátého čerstvého vzduchu [°C], [41]

$$\Delta\dot{Q}_{tr} = \dot{Q}_t - \dot{Q}_{tr} = 1\,278,1 - 813,0 = 465,1 \text{ [W]} \quad (26)$$

$\Delta\dot{Q}_{tr}$	změna ztrátového tepelného toku použitím rekuperační jednotky [W]
----------------------	---

Změna roční potřeby tepla objektu

$$Q_r = (\dot{Q}_{tr} - \dot{Q}_g) \cdot t \quad (27)$$

$$Q_r = (813,0 - 402,5) \cdot 5\,760 = 2\,364,480 \cdot 10^3 \text{ [Wh]}$$

Q_r roční potřeba tepla objektu s rekuperační jednotkou [Wh]

$$\Delta Q_r = Q - Q_r \quad (28)$$

$$\Delta Q_r = 5\,043,456 \cdot 10^3 - 2\,364,480 \cdot 10^3 = 2\,678,976 \cdot 10^3 \text{ [Wh]}$$

ΔQ_r změna roční potřeby tepla objektu použitím rekuperační jednotky [Wh]

Vznik nové potřeby elektrické energie

$$W_e = P_e \cdot t = 25 \cdot 5\,760 = 144 \cdot 10^3 \text{ [Wh]} \quad (29)$$

W_e sezónní spotřeba elektrické energie systému ZZT [Wh]

P_e příkon elektrické energie systému ZZT [W], [41]

6.2. Ekonomické vyhodnocení energetické investice

Jednoduché zhodnocení investice do energetického systému využívajícího druhotné teplo je provedeno základní metodou výpočtu čisté hodnoty zisku dle [21].

Roční hrubý výnos

Jak již bylo dříve řečeno, k vytápění objektu je používána kombinace palivového dřeva a elektrické energie v poměru cca 2:1. Cena 1 kWh je potom pro současnost 2,40 Kč·kWh⁻¹. Za uvažovanou dobu životnosti systému s předpokládaným meziročním růstem cen energií o 3 % se zvýší průměrná cena této energie na cca 2,90 Kč·kWh⁻¹. Pro elektrickou energii je to navýšení z 4,80 Kč·kWh⁻¹ na 5,80 Kč·kWh⁻¹. [43]

$$\Delta HV = \Delta Q_r \cdot C_{H\emptyset} - W_e \cdot C_{e\emptyset} \quad (30)$$

$$\Delta HV = \frac{2\,678\,976}{1\,000} \cdot 2,9 - \frac{144\,000}{1\,000} \cdot 5,8 = 6\,933,83 \text{ [Kč} \cdot \text{r}^{-1}\text{]}$$

ΔHV roční hrubý výnos po snížení nákladů na vytápění [Kč·r⁻¹]

$C_{H\emptyset}$ průměrná cena energie na vytápění po dobu životnosti [Kč·kWh⁻¹], [43]

$C_{e\emptyset}$ průměrná cena elektrické energie po dobu životnosti [Kč·kWh⁻¹], [43]

$$HVN = \Delta HV - N_u = 6\,933,83 - 1\,450 = 5\,483,83 \text{ [Kč} \cdot r^{-1}] \quad (31)$$

HVN roční suma hrubého výnosu po zohlednění dalších nákladů [Kč·r⁻¹]

N_u nově vzniklé náklady na roční údržbu systému [Kč·r⁻¹], [47]

Diskontované hodnoty budoucích ročních výnosů

Dle zařazení do 3. odpisové skupiny je doba provozu zařízení do jeho odepsání 10 let. Výrobce udává životnost rekuperační jednotky až 15 let. Pro výpočet bude uvažována hodnota 13 let. [42; 47]

$$r = \frac{i - b}{1 + b} = \frac{0,028 - 0,022}{1 + 0,022} = 5,87 \cdot 10^{-3} [-] \quad (32)$$

r reálná úroková míra [-]

i bankovní uživatelský úrok [-], [48]

b míra inflace [-], [49]

$$DV_n = \frac{HVN}{(1 + r)^n} \text{ [Kč} \cdot r^{-1}] \quad (33)$$

DV_n diskontované hodnoty budoucích ročních výnosů [Kč·r⁻¹]

n rok provozu energetického systému [-]

Tab. 6 Hodnoty ročních výnosů pro daný rok provozu energetického systému

<i>n</i>	[-]	1	2	3	4	5	6	7	
<i>HVN</i>	[Kč·r ⁻¹]	5 483,83							
<i>DV_n</i>	[Kč·r ⁻¹]	5 451,83	5 420,01	5 388,38	5 356,94	5 325,68	5 294,60	5 263,70	
<i>n</i>	[-]	8	9	10	11	12	13	<i>SDV</i>	
<i>HVN</i>	[Kč·r ⁻¹]	5 483,83							[Kč]
<i>DV_n</i>	[Kč·r ⁻¹]	5 232,98	5483,83	5483,83	5483,83	5483,83	5483,83	70 153,26	

Zdroj: (Vlastní)

$$SDV = \sum_{n=1}^{n=T_z} DV_n = 70\,153,26 \text{ [Kč]} \quad (34)$$

SDV součet diskontovaných hodnot budoucích ročních výnosů [Kč]

T_z doba životnosti energetického systému [-], [41, 42]

Finanční zisk

Celkové investiční náklady jsou součtem cen veškerého materiálu použitého k realizaci systému bez nákladů na práce spojené s instalací. Soupis všech prvků a jejich cen je uveden v příloze F.

$$FZ = SDV - IN = 70\,153,26 - 44\,737,58 = 25\,415,68 \text{ [Kč]} \quad (35)$$

FZ finanční zisk [Kč]

IN celkové investiční náklady [Kč], (příloha F)

Index ziskovosti

Představuje zisk generovaný investicí jedné Kč. Aby byla investice ekonomicky efektivní, musí být $P_i > 1$.

$$P_i = \frac{SDV}{IN} = \frac{70\,153,26}{44\,737,58} = 1,57 \text{ [Kč} \cdot \text{Kč}^{-1}] \quad (36)$$

P_i index ziskovosti [Kč·Kč⁻¹]

Doba návratnosti investice

Je rovností mezi diskontovanou hodnotou budoucích ročních výnosů a celkových investičních nákladů.

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^{T_n} DV_n = IN &\rightarrow \sum_{n=1}^8 DV_{1 \rightarrow 8} < IN < \sum_{n=1}^9 DV_{1 \rightarrow 9} \quad (37) \\ \rightarrow T_n = 8 \text{ let} + \frac{IN - \sum DV_{1 \rightarrow 8}}{DV_9} \cdot 12 \cdot 30 = \\ = 8 \text{ let} + \frac{44\,737,58 - 42\,734,11}{5\,483,83} \cdot 12 \cdot 30 &= 138,63 \text{ dní} = 4 \text{ měs} \text{ a } 12 \text{ dní} \end{aligned}$$

Doba návratnosti investice T_n je 8 let, 4 měsíce a 12 dní.

T_n doba návratnosti [r]

6.3. Diskuze ekonomického dopadu investice

Záměr doplnění stávajícího posuzovaného objektu o systém pro zpětné získávání tepla se z ekonomického hlediska jeví jako smysluplný. V celkových investičních nákladech nejsou zahrnuty ceny realizačních prací a další náklady spojené s rozsáhlejšími bouracími stavebními činnostmi. Objekt je v současné době v nedokončeném stavu, rozhodnutí ve prospěch realizace systému by tedy v tuto chvíli bylo možno provést bez zvýšených nákladů a omezení obyvatel. Samotná montáž systému by byla provedena svépomocně, to je také důvod, proč nebyly tyto náklady do celkové ceny zahrnuty.

Rozvody vzduchu byly za účelem vyšší názornosti jejich výpočtu provedeny z běžných systémových vzduchotechnických prvků. V praxi by je bylo možno uskutečnit ze systému boxových rozdělovačů a pružných hadicových vedení, která dodávají někteří výrobci rekuperačních jednotek. Tím by na úkor vlastností vedení byly sníženy náklady pořízení a pracnost realizace.

Lze tedy říci, že pro současné podmínky, za předpokladu realizace svépomocí, by byla investice vhodná. Doba návratnosti by činila 8 let a 4,5 měsíce, což je cca 64 % životnosti systému. V případně přistoupení k úsporným opatřením dotýkajících se rozvodů vzduchotechniky by byla doba návratnosti podstatně snížena. Naopak kdyby měla být celá realizace provedena dodavatelskou firmou, byla by vhodnost investice z ekonomického hlediska sporná.

Kromě ekonomického a energetického hlediska by mezi výhody přítomnosti systému pro zpětné získávání tepla v objektu mělo být započítáno i zlepšení vlastností klimatu vnitřního prostředí a jeho kladný dopad na obyvatele. Systém může být využíván i v přechodovém a letním období ke kvalitnímu provětrávání budovy. Takovým užitím je eliminován vznik průvanu, přítomnost hmyzu a prachu v interiéru. V létě lze využít funkce nočního větrání, kdy je do budovy přímo bez použití rekuperátoru dodán chladný venkovní vzduch.

7. Závěr

Ve smyslu všudypřítomného rostoucího důrazu na ekologii a ekonomiku provozu budov je za účely této práce vybrán objekt, který byl postaven v nedávno uplynulých letech. Cílem je specifikovat přínos plynoucí z realizace systému pro zpětné získávání tepla v tomto rodinném domě, který se svým rozsahem blíží spíše jedné bytové jednotce. Právě takové prostory bývají v současné době stále častěji vybavovány systémy pro zpětné získávání tepla.

Hlavním tématem této práce je návrh energetického systému využívajícího druhotné teplo obsažené ve větracím vzduchu rodinného domu. Za tímto účelem byla stanovena energetická bilance budovy a vypočten požadavek na výměnu vzduchu v objektu. Dále jsou zde srovnány tři typy jednotek dvou renomovaných výrobců, u každého typu bylo zkoumáno více výkonnostních a konstrukčních řešení. Výsledkem je výběr nejvhodnější jednotky pro daný objekt.

K výpočtu energetické náročnosti, respektive účinnosti rekuperace bylo použito návrhových softwarů, které na základě požadovaných hodinových průtoků, relativních vlhkostí a teplot vypočítají přesné výstupní hodnoty pro konkrétní jednotku. Výše zmíněné programy byly za účelem této diplomové práce poskytnuty výrobcí posuzovaných rekuperačních jednotek Atrea a 2VV. Výběr nejvhodnější jednotky byl proveden na základě zjištěné účinnosti a posouzením dalších aspektů, jako je rozměrová vhodnost, cena pořízení a ekonomika provozu.

Pro konkrétní vítěznou jednotku byl navržen vzduchotechnický systém a způsob regulace tak, aby vyhověl všem požadavkům a omezením plynoucích z charakteru budovy, pro kterou je systém řešen. Nedílnou součástí práce je ekonomické zhodnocení záměru a diskuze k dalším možnostem řešení a okolnostem, které je ovlivňují.

Potenciálem rozvoje projektu by v budoucnu mohlo být posouzení dopadů plynoucích z doplnění systému o zemní výměník, případně stanovení reálného vlivu plně automaticky řízeného větrání, pracujícího na základě aktuálních hodnot kvality vzduchu vnitřního prostředí, na reálnou spotřebu energie.

8. Seznam použitých zdrojů

- [1] JUODIS, Egidijus a Vida ASANAVIČENĚ. *Energy efficient building: study material for architecture students*. Vilnius: Technika, 2009, 76 s.
- [2] ALIGEROVÁ, E. et al. *Technický slovník naučný*. Praha: Encyklopedický dům, 2005, 609 s. ISBN 80-86044-26-2.
- [3] ZIKÁN, Zdeněk. Zpětné získávání tepla a větrání objektů. In: *TZB-info* [online]. 2010 [cit. 2018-03-02]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu>
- [4] ELEKRODESIGN. Rekonstrukce větracích systémů bytových domů. In: *TZB-info* [online]. 2009 [cit. 2018-08-02]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/5969-rekonstrukce-vetracich-systemu-bytovych-domu>
- [5] DRKAL, František a Vladimír ZMRHAL. *Větrání*. V Praze: České vysoké učení technické, 2013, 157 s. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [6] VOIGE, E. W. *Saving coke by injecting other fuels in the blast furnace*. London: British Iron and Steel Research Association, 1966.
- [7] ADAMOVSKEÝ, Radomír a Jaroslav KÁRA. *Využití druhotného tepla větracího vzduchu stáží*. Praha: Česká zemědělská univerzita, 2002. ISBN 80-213-0859-1.
- [8] BECHYNĚ, Milan. Jak souvisí bytové větrání s nízkoenergetickou výstavbou. *Chlazení klimatizace*. 2007, č. 5, s. 8-9. ISSN 1211-1171.
- [9] EBERHARD, Paul. Rekonstrukce s větráním – umístění jednotky a nové varianty větrání v domech a bytech. *Tepelná ochrana budov*. 2007, č. 6, s. 24-27. ISSN 1213-0907.
- [10] BOYEN, John. *Practical heat recovery*. New York: Wiley, 1975.
- [11] ČSN EN 12831-1. *Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu – Část 1: Tepelný výkon pro vytápěný prostor, Modul M3-3*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017. Česká technická norma.

- [12] ALI, Azlan Shah, Shirley Jin Lin CHUA a Melissa Ee-Ling LIM. The effect of physical environment comfort on employees' performance in office buildings: A case study of three public universities in Malaysia. *Structural Survey*. 2015, vol. 33, no. 4/5, s. 294-308. ISSN 0263-080X.
- [13] ZIKÁN, Zdeněk. Možnosti větrání historických staveb s rekuperací: Possibilities of historical buildings recuperative ventilation. *Tepelná ochrana budov*. 2010, č. 13, s. 18-22. ISSN 1213-0907.
- [14] CROSSLEY, J. A. A. a P. R. CHALKER. *CO2 as Indicator of Quality of Indoor Environment*. Harwell: United Kingdom Atomic Energy Authority, 2009.
- [15] DAHLSVEEN, Trond, Dušan PETRÁŠ a Jiří HIRŠ. *Energetický audit budov*. 1. vyd. Bratislava: Jaga group, 2003, 295 s. ISBN 80-889-0586-9.
- [16] HEMZAL, Karel. Principy některých trendů ve vzduchotechnice. *Vytápění, větrání, instalace*. 2009, č. 2, s. 59-62. ISSN 1210-1389.
- [17] VIDIM, Jan. Snímače parametrů prostředí v budovách. In: TZB-info [online]. 2013 [cit. 2018-01-03]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/provoz-technologie/10125-snimace-parametru-prostredi-v-budovach>
- [18] ATREA. Údržba systémů ATREA pro větrání bytů a domů - 2. část. *Rekuperace.cz* [online]. 2018 [cit. 2018-01-03]. Dostupné z: <http://www.rekuperace.cz/aktualne/udrzba-systemu-atrea-pro-vetrani-bytu-a-domu-23-44.html>
- [19] ADAMOVSKEÝ, Daniel a Miroslav URBAN. Vliv kondenzace vodní páry na účinnost výměníku pro zpětné získávání tepla: Steam Condensation Effect to Heat Recovery Exchanger Efficiency. *Vytápění větrání instalace*. 2012, č. 2, s. 70-74. ISSN 1210-1389.
- [20] GHANEM, Akram et al. Energy efficiency in process industry – High-efficiency vortex (HEV) multifunctional heat exchanger. *Renewable Energy*. 2013, vol. 56, s. 96-104. ISSN 0960-1481.

- [21] ADAMOVSKEÝ, Radomír a Jaroslav KÁRA. *Aplikovaná termomechanika (vybrané statě)*. Praha: Vysoká škola zemědělská, 1994, ISBN 80-213-0177-5.
- [22] NAIR, Sankar, Samir VERMA a S. C. DHINGRA. Rotary heat exchanger performance with axial heat dispersion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1998, vol. 41, no. 18, s. 2857-2864. ISSN 0017-9310.
- [23] NIZOVTSEV, M. I., V. Yu BORODULIN a V. N. LETUSHKO. Regenerative heat exchanger with a periodic change in the airflow direction for room ventilation. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2015, vol. 22, no. 6, s. 755-765. ISSN 0869-8643.
- [24] ATRIUM a JIT. InVENTer – decentrální systém větrání s rekuperací. *Chlazení a klimatizace*. 2016, č. 5, s. 28-29. ISSN 1211-1171.
- [25] VAN DE BOR, D. M., C. A. INFANTE FERREIRA a Anton A. KISS. Low grade waste heat recovery using heat pumps and power cycles. *Energy*. 2015, vol. 89, s. 864-873. ISSN 0360-5442.
- [26] ZMRHAL, Vladimír. Úpravy vzduchu v klimatizačních zařízeních (III). In: *TZB-info* [online]. 2016 [cit. 2018-08-02]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3507-upravy-vzduchu-v-klimatizacnich-zarizenich-iii>
- [27] MITCHELL, John W a James E BRAUN. *Principles of heating, ventilation, and air conditioning in buildings*. Hoboken, NJ: Wiley, 2013,
- [28] ADAMOVSKEÝ, Daniel. Energetické systémy zpětného získávání tepla z větracího vzduchu. In: *ČVUT-fsv* [online]. 2010 [cit. 2018-06-03]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/tz31/prednasky/tz31-04.pdf>
- [29] SARO, O. et al. Utilization of phase change materials (PCM) for energy recovery in the steelmaking industry. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2013, vol. 22, no. 2, s. 93-110. ISSN 1810-2328.
- [30] SVOBODA, František. Internorm I-tec větrání. In: *Stavebnictví3000* [online]. 2013 [cit. 2018-06-03]. Dostupné z: <http://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/internorm-i-tec-vetrani/>

- [31] JAROŠ, Michal a Antonín KOLBÁBEK. Energetický a ekonomický přínos zemního výměníku tepla v teplovzdušném vytápěcím systému s rekuperací: Energy and Economic Assets of Ground Heat Exchanger in Warm-Air Heating System with Heat Recovery. *Vytápění, větrání, instalace*. 2010, č. 5, s. 222-227. ISSN 0044-1989.
- [32] ČSN EN 832 (73 0564). *Tepelné chování budov – Výpočet potřeby energie na vytápění – Obytné budovy*. Praha: Český normalizační institut, 2000, 52 s. Česká technická norma.
- [33] ČSN EN ISO 13790 (73 0317). *Energetická náročnost budov – Výpočet spotřeby energie na vytápění a chlazení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009, 42 s. Česká technická norma.
- [34] TÝBL, J. *Tepelně technické vlastnosti a snižování spotřeby energie budov*. Praha, 2015. Bakalářská práce. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Katedra technologických zařízení staveb. Vedoucí práce Pavel Kic.
- [35] ČSN EN ISO 6946 (73 0558). *Stavební prvky a stavební konstrukce – Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla – Výpočtová metoda*. Praha: Český normalizační institut, 2008, 27 s. Česká technická norma.
- [36] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. *Výpočtové tabulky pro vytápění: vztahy a pomůcky*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2001, 208 s. Sešit projektanta – pracovní podklady. ISBN 80-02-01466-9.
- [37] ČSN EN 15665/Z1 (12 7021). *Větrání budov – Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov*. Praha: Český normalizační institut, 2009, 32 s. Česká technická norma.
- [38] Otopná sezóna. In: *Český hydrometeorologický ústav* [online]. 2014 [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: http://portal.chmi.cz/portal/dt?action=content&provider=JSPTabContainer&menu=JSPTabContainer/P4_Historicka_data/P4_1_Pocasi/P4_1_8_Otopna_sezona&nc=1&portal_lang=cs#PP_Otopna_sezona
- [39] ČSN 730542 (73 0542). *Způsob stanovení energetické bilance zasklených ploch obvodového pláště budov*. Praha: Český normalizační institut, 1995, 16 s. Česká technická norma.

- [40] ATREA. *Atrea Duplex 8.70* [software]. [přístup 12. prosince 2017]. Dostupné z: <http://www.atrea.cz/cz/duplex-cz>
- [41] MULTIVAC a 2VV. *2VV-Selection sw-Choose-and-Go 6.0.0* [software]. [přístup 12. prosince 2017]. Dostupné z: <https://cloud.multivac.cz/login>
- [42] IŠTVÁNFYOVÁ, Jana. Odpisový plán (DHM 17/2018). In: *VŠE* [online]. 2018 [cit. 2018-10-03]. Dostupné z: <https://www.vse.cz/predpisy/201766>
- [43] TZB-info. Aktuální ceny paliv a energií v České republice. In: *TZB-info* [online]. 2018 [cit. 2018-10-03]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energi>
- [44] REMAK. Výpočet tlakové ztráty místním odporem ve vzduchotechnice. In: *REMAK* [online]. 2018 [cit. 2018-26-02]. Dostupné z: <http://www.remak.eu/cs/vypocet-tlakove-ztraty-mistnim-odporem-ve-vzduchotechnice>
- [45] KOTLÍK, Bohumil et al. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky*. Havlíčkův Brod: Fragment, 2003. ISBN 8072005219
- [46] EATON. Katalogy produktů Eaton. In: *EATON* [online]. 2015 [cit. 2018-03-03]. Dostupné z: <http://www.eatonelektrotechnika.cz/cz/katalogy.html?productCat=352eae2f-e4f3-f704-0ddc-c83de931adb6>
- [47] MULTIVAC. Ke stažení. In: *MULTIVAC* [online]. 2018 [cit. 2018-10-03]. Dostupné z: <http://www.multivac.cz/ke-stazeni>
- [48] MONETA MONEY BANK. Ke stažení. In: *MONETA MONEY BANK* [online]. 2018 [cit. 2018-10-03]. Dostupné z: <https://www.moneta.cz/lide/sporeni/sporici-ucty/sporici-ucet-gold>
- [49] ČESKÝ STATISTICKÝ ÚŘAD. Inflace, spotřebitelské ceny. In: *ČESKÝ STATISTICKÝ ÚŘAD* [online]. 2018 [cit. 2018-10-03]. Dostupné z: https://www.czso.cz/csu/czso/inflace_spotrebitelske_ceny

9. Seznam použitých symbolů

A_j	vnější plocha j-té složky pláště	[m ²]
A_{zss}	čistá plocha zasklení na dané světové straně	[m ²]
b	míra inflace	[-]
b_p	pracovní činitel	[-]
$C_{e\emptyset}$	průměrná cena elektrické energie po dobu životnosti	[Kč·kWh ⁻¹]
$C_{H\emptyset}$	průměrná cena energie na vytápění po dobu životnosti	[Kč·kWh ⁻¹]
c_{mss}	průměrný činitel využití slunečního záření měsíce otopného období pro danou světovou stranu	[-]
c_n	korekční činitel nekolmého dopadu slunečních paprsků	[-]
d	předběžný průměr potrubí	[m]
d_n	tloušťka n-té vrstvy v konstrukci	[m]
d_N	normalizovaný průměr potrubí	[m]
DV_n	diskontované hodnoty budoucích ročních výnosů [Kč·r ⁻¹]	
E_{gss}	globální sluneční záření průměrného měsíce otopného období pro danou světovou stranu	[kWh·m ⁻² ·měs ⁻¹]
E_j	solární zisk průměrného měsíce otopného období – jih	[kWh·měs ⁻¹]
E_{jv}	solární zisk průměrného měsíce otopného období – jihovýchod	[kWh·měs ⁻¹]
E_{ss}	solární zisk prům. měsíce otop. období pro danou svět. stranu	[kWh·měs ⁻¹]
E_v	solární zisk průměrného měsíce otopného období – východ	[kWh·měs ⁻¹]
E_{Zot}	celkové solární zisky průměrného měsíce otopného období	[kWh·měs ⁻¹]
FZ	finanční zisk [Kč]	
H	měrná tepelná ztráta budovy	[W·K ⁻¹]
H_{Tp}	měrná ztráta prostupem tepla obalovými konstrukcemi	[W·K ⁻¹]
H_{Tpj}	měrná ztráta prostupem tepla j-té složky pláště	[W·K ⁻¹]
H_V	měrná tepelná ztráta větráním	[W·K ⁻¹]
HVN	roční suma hrubého výnosu po zohlednění dalších nákladů	[Kč·r ⁻¹]
i	bankovní uživatelský úrok	[-]
I	intenzita větrání	[h ⁻¹]
IN	celkové investiční náklady	[Kč]
l	délka potrubního úseku	[m]

n	rok provozu energetického systému	[-]
N_u	nově vzniklé náklady na roční údržbu systému	[Kč·r ⁻¹]
p_d	dynamický tlak	[Pa]
P_e	příkon elektrické energie systému ZZT	[W]
P_i	index ziskovosti	[Kč·Kč ⁻¹]
P_m	metabolický výkon	[W]
P_{os}	příkon osvětlení	[W]
p_{sz}	ztráta statického tlaku	[Pa]
P_x	příkon ostatních spotřebičů	[W]
p_{zk}	kumulativní tlaková ztráta	[Pa]
Q	roční potřeba tepla objektu	[Wh]
Q_r	roční potřeba tepla objektu s rekuperační jednotkou	[Wh]
\dot{Q}_i	energetický tok z vnitřních zisků	[W]
\dot{Q}_g	celkový ziskový tepelný tok	[W]
\dot{Q}_s	průměrný energetický tok ze solárních zisků	[W]
\dot{Q}_t	celkový ztrátový tepelný tok	[W]
\dot{Q}_{tr}	celkový ztrátový tepelný tok s rekuperační jednotkou	[W]
r	reálná úroková míra	[-]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
R_j	tepelný odpor skladby vrstev	[m ² ·K·W ⁻¹]
R_n	tepelný odpor n-té vrstvy	[m ² ·K·W ⁻¹]
R_{se}	vnější odpor při přestupu tepla	[m ² ·K·W ⁻¹]
R_{si}	vnitřní odpor při přestupu tepla	[m ² ·K·W ⁻¹]
R_{Tj}	odpor při prostupu tepla j-tou složkou pláště	[m ² ·K·W ⁻¹]
SDV	součet diskontovaných hodnot budoucích ročních výnosů	[Kč]
t	délka časového úseku	[h]
T_1	propustnost slunečního záření zasklením	[-]
T_2	znečištění zasklení	[-]
T_3	činitel stínění okna	[-]
T_n	doba návratnosti	[r]
$T_{\dot{z}}$	doba životnosti energetického systému	[-]
U_j	součinitel prostupu tepla pro j-tou složkou pláště	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]

V	objem vytápěného prostoru	$[\text{m}^3]$
\dot{V}	celkový objemový tok vzduchu	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
\dot{V}_p	požadovaný objemový průtok vzduchu	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
w	návrhová rychlost proudění ve vzduchovodu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
W_e	sezónní spotřeba elektrické energie systému ZZT	$[\text{Wh}]$
w_{kon}	konstantní rychlost proudění ve vzduchovodu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
w_s	skutečná rychlost proudění ve vzduchovodu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
ΔHV	roční hrubý výnos po snížení nákladů na vytápění	$[\text{Kč} \cdot \text{r}^{-1}]$
Δp_z	celková tlaková ztráta potrubního úseku	$[\text{Pa}]$
Δp_{zc}	celková tlaková ztráta systému	$[\text{Pa}]$
Δp_{zr}	vnitřní tlaková ztráta rekuperační jednotky	$[\text{Pa}]$
ΔQ_r	změna roční potřeby tepla objektu použitím rekuperační jednotky	$[\text{Wh}]$
$\Delta \dot{Q}_{tr}$	změna ztrátového tepelného toku použitím rekuperační jednotky	$[\text{W}]$
ε	ekvivalentní drsnost stěn vzduchovodů	$[\text{m}]$
ζ_D	součinitel délkové tlakové ztráty	$[-]$
ζ_M	součinitel místní tlakové ztráty	$[-]$
θ_e	průměrná venkovní teplota vzduchu	$[\text{°C}]$
θ_i	požadovaná vnitřní teplota	$[\text{°C}]$
θ_r	teplota přiváděného předehřátého čerstvého vzduchu	$[\text{°C}]$
λ_n	návrhová tepelná vodivost materiálu n-té vrstvy	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
λ_z	součinitel třecích ztrát	$[-]$
ν	kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\rho_a \cdot c_a$	tepelná kapacita vzduchu o jednotkovém objemu	$[\text{W} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$
ρ_v	hustota vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

10. Seznam obrázků

Obr. 1 Způsoby přirozeného větrání

Obr. 2 Závislost příčin vývoje škodlivin na relativní vlhkosti vzduchu

Obr. 3 Typy rekuperačních výměníků

Obr. 4 Typy regeneračních výměníků

Obr. 5 Rekuperační okno Internorm I-tek

Obr. 6 Roční energetické bilance budovy

Obr. 7 Schéma – rozdělení vzduchovodů na úseky

Obr. 8 Výsledný návrh systému vzduchovodů

Obr. A Vývoj nákladů na provoz jednotlivých jednotek v čase

11. Seznam tabulek

Tab. 1 Numerický výpočet měrné ztráty tepla obvodovým pláštěm

Tab. 2 Větrací režimy a jejich průtoky jednotlivými úseky přívodních vzduchovodů

Tab. 3 Výsledné tlakové ztráty úseků a celkového systému pro dané režimy – přívod

Tab. 4 Dimenze úseků vzduchovodu pro dosažení klesajícího dynamického tlaku

Tab. 5 Výsledné tlakové ztráty úseků a celkového systému pro dané režimy – odvod

Tab. 6 Hodnoty ročních výnosů pro daný rok provozu energetického systému

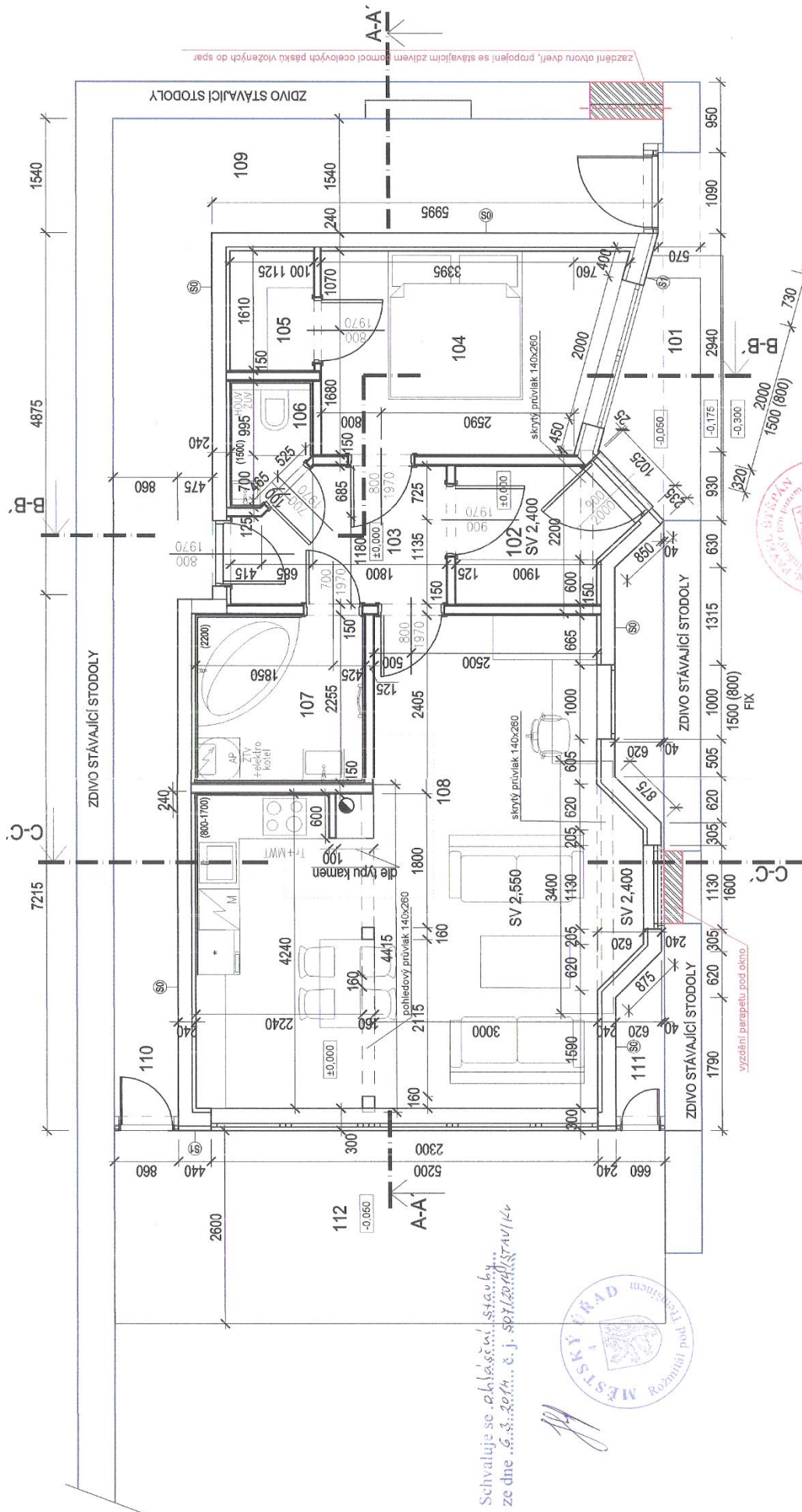
Tab. A Výpočet energetické náročnosti provozu jednotek a energie potřebné na dohřívání
přívodního větracího vzduchu za jejich provozu

Tab. B Vývoj nákladů na provoz jednotlivých jednotek a vytápění objektu v čase

Tab. C Hodnoty vypočtené pro jednotlivé průměry potrubí a různé průtoky

Tab. D Prvky vzduchovodů a jejich ceny

Příloha A: Půdorys – kopie z projektové dokumentace objektu



Schvaluje se obalovací stavba...
ze dne 16.3.2014... E. J. ŠP.../14/154V/14

SKLADBY:

- skladba hlavní obvodové konstrukce S0 - dřík, tl. 240 mm
- skladba hlavní obvodové konstrukce S1 - fasádní obklad, tl. 300 mm
- lehká vnitřní SDK příčka S2, tl. 150 mm
- lehká vnitřní SDK příčka S3, tl. 125 mm
- nosná vnitřní SDK stěna S4, tl. 100 mm
- stěny stávajícího objektu stodoly
- nové vyzdívkové a stavební úpravy stávajícího objektu stodoly

POZNÁMKA:

- LED lednice
- TH+MWT trubka horkovzdušná + mikrovlnná
- M myčka
- ZTV akumulací zásobník tepla
- AP automatická pračka
- HOUV hlavní objektový uzávěr vody
- ZUV zahradní uzávěr vody

±0,000= bude stanovena před zahájením výstavby dle místních podmínek

mobile-point <small>projektování a realizace stavebních objektů</small>	
ZODPOVĚDNÝ PROJEKTANT Ing. Pavel Štěpán ČKAIT 0012053	VYPRACOVAL Ing. arch. Jakub Šunka
INVESTOR/STAVEBNÍK MÍSTO STAVBY NAZEV AKCE:	Ing. arch. Jakub Šunka kat. úz. Věšín 781 085, parc.č. s. 185, LV 308 (Rožmítal pod Třemšínem)
VESTAVBA RODINNÉHO DOMU DO STODOLY Věšín, parc.č. st. 185	
FORMÁT: A3 DATUM: 12.2013 STUPĚŇ: DSP MĚŘÍTKO: 1:50	3
NAZEV PŘÍLOHY: Půdorys 01.NP	Číslo stavby: D.1



Příloha A: Půdorys – kopie z projektové dokumentace objektu

LEGENDA MÍSTNOSTÍ

Č. M.	NÁZEV MÍSTNOSTI	PLOCHA m ²	PODLAHA	POVRCHY STĚN A STOPŮ		POZNÁMKA
				stěny	strop	
101	ZAVĚTRÍ	4,36	dřevěná teras. palubka	fasádni obklad – dřevěná palubka	obklad – dřevěná palubka	
102	ZÁDVEŘÍ	3,79	keramická dlažba	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba	SDK RED DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	podhled SV 2,400
103	HALA	4,93	laminátová podlaha	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba	SDK RED DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	
104	LOŽNICE	10,36	laminátová podlaha	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba	SDK RED DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	
105	ŠATNA	1,81	laminátová podlaha	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba	SDK RED DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	
106	WC	1,62	keramická dlažba	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba+ker. obklad	SDK REDGREEN DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	výška obkl. 1,5m
107	KOUPELNA	5,13	keramická dlažba	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba+ker. obklad	SDK REDGREEN DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	výška obkl. 2,2m
108	OBÝVACÍ POKOJ / KK	31,38	laminátová podlaha	SDK WHITE DESKA 2x otěruvzdor.výmalba+ker. obklad	SDK REDGREEN DESKA v. 2,60m 2x otěruvzdor.výmalba	obklad nad kuch. linkou různá výška podhledu
		63,38 m ²				
109	SKLAD ZAHRADNÍ TECHNIKY	17,50	betonová dlažba	dřevoválknitá deska	střešní krytina	
110	SKLAD ZAHRADNÍ TECHNIKY	2,96	betonová dlažba	dřevoválknitá deska	obklad – dřevěná palubka	
111	SKLAD ZAHRADNÍ TECHNIKY	1,27	betonová dlažba	dřevoválknitá deska	obklad – dřevěná palubka	
		21,73 m ²				
112	TERASA	19,24	dřevěná teras. palubka	fasádni obklad – dřevěná palubka		

UPCelmem: 63,38 m² + 21,73 m² sklady + 19,24 m² terasa OP vestavby: 246 m³
 ZP stávající stodoly: 118,69 m²
 ZP vestavby: 71,14 m²

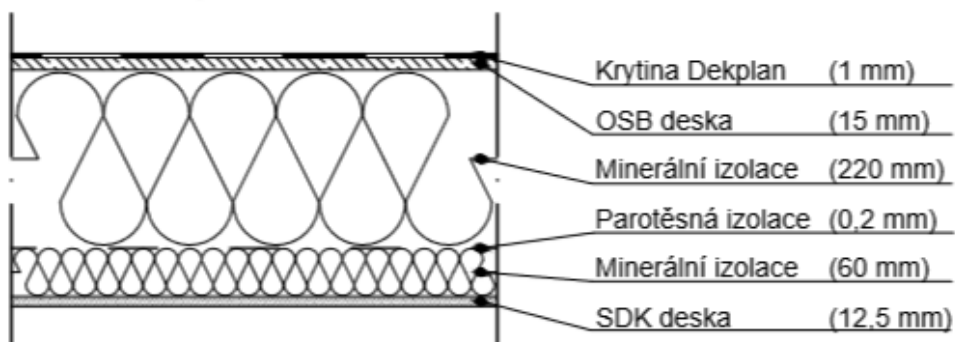
Schvaluje se ohlášená stavba
 ze dne 6.3.2014 č. j. 5071/2014/STAV/Kv



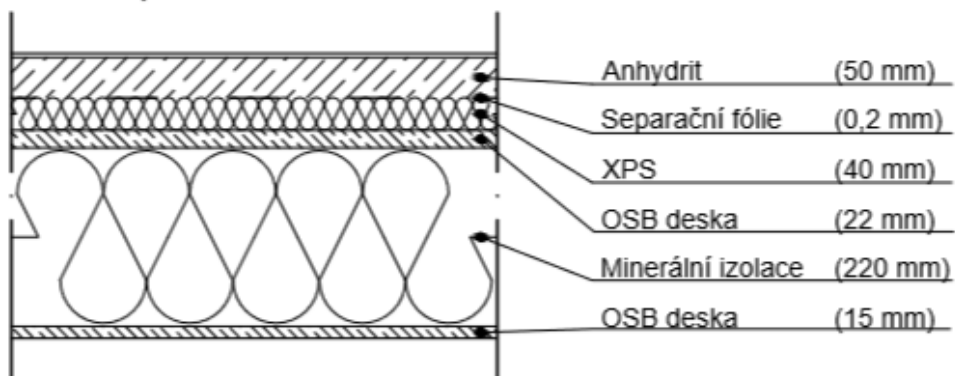
ZODPOVĚDNÝ PROJEKTANT	HLAVNÍ PROJEKTANT	VYPRACOVAL	mobile-point montované obytné moduly CORPORATION s.r.o.
Ing. Pavel Štěpán ČKAIT 0012053	Ing. arch. Jakub Šunka	Ing. arch. Jakub Šunka	
INVESTOR/STAVEBNÍK	XX		
MÍSTO STAVBY	kat. úz. Věšín 781 088, parc.č. st.185, LV 308 (Rožmítal pod Třemšínem)		
NÁZEV AKCE:	VESTAVBA RODINNÉHO DOMU DO STODOLY Věšín, parc.č. st.185		FORMÁT: A4 DATUM: 01/2014 STUPEŇ: DSP MĚŘITKO: 1:50
NÁZEV PŘÍLOHY:	Legenda místností		Paré: 3 VÝKR. ČÍSLO: D.1b Část: stavební

Příloha B: Skladby konstrukcí 1:10

Skladba stropů



Skladba podlah



Skladba stěn



Příloha C: Výpočet energetické úspory dosažitelné provozem jednotlivých výměníků – srovnání

Tab. A Výpočet energetické náročnosti provozu jednotek a energie potřebné na dohřívání přívodního větracího vzduchu za jejich provozu

Zařízení:		Atrea Duplex 170 EC5	Atrea Duplex 370 EC5	Atrea Duplex 280 ECV5	Atrea Duplex 250 Easy	Atrea Duplex 300 Easy	2VV Venus HRV-15EC	2VV Venus HRV-30EC	Bez jednotky
θ_e	[°C]	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
θ_r	[°C]	19,3	19,8	19,3	17,9	18,4	18,8	19,2	3,5
θ_i	[°C]	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4	21,4
θ_{exr}	[°C]	6,6	6,4	6,6	7,3	7	6,8	6,5	21,4
η_u	[-]	88,3	91	88,2	80,7	83,5	85,3	87,9	0,0
P_u	[kW]	0,49	0,51	0,49	0,45	0,47	-	-	0,00
Δp_{zr}	[pa]	44	23	28	35	17	-	-	0
η_s	[-]	88,3	91,1	88,3	80,4	83,2	85,5	87,7	0,0
Δt	[K]	2,1	1,6	2,1	3,5	3	2,6	2,2	17,9
\dot{Q}_t	[W]	63,84	48,64	63,84	106,4	91,2	79,04	66,88	544,16
\dot{P}_e	[W]	25	19	21	30	22	25	49	0
Q_r	[kWh·r ⁻¹]	367,72	280,17	367,72	612,86	525,31	455,27	385,23	3 134,36
N_p	[Kč]	36 400	39 300	36 400	27 900	29 900	23 690	33 100	0

θ_e	teplota přiváděného chladného čerstvého vzduchu; [38]	[°C]
θ_r	teplota přiváděného předehřátého čerstvého vzduchu; [40; 41]	[°C]
θ_i	teplota odváděného znečištěného vzduchu; [11]	[°C]
θ_{exr}	teplota odváděného znečištěného vzduchu po průchodu jednotkou; [40; 41]	[°C]
η_u	tepelná účinnost udávaná výrobcem; [40; 41]	[-]
P_u	hodnota získaného tepelného výkonu udávaná výrobcem; [40; 41]	[kW]
Δp_{zr}	tlaková ztráta rekuperační jednotky; [40; 41]	[Pa]
η_s	vypočítaná tepelná účinnost	[-]
Δt	teplotní rozdíl $\theta_i - \theta_r$	[K]
\dot{Q}_t	tepelný tok potřebný na dohřátí větracího vzduchu	[W]
\dot{P}_e	elektrický příkon ventilátorů jednotky	[W]
Q_r	celková sezónní spotřeba tep. energie na dohřátí větracího vzduchu	[kWh·r ⁻¹]
N_p	náklady na pořízení jednotky (bez DPH)	[Kč]

Příloha C: Výpočet energetické úspory dosažitelné provozem jednotlivých výměníků – srovnání

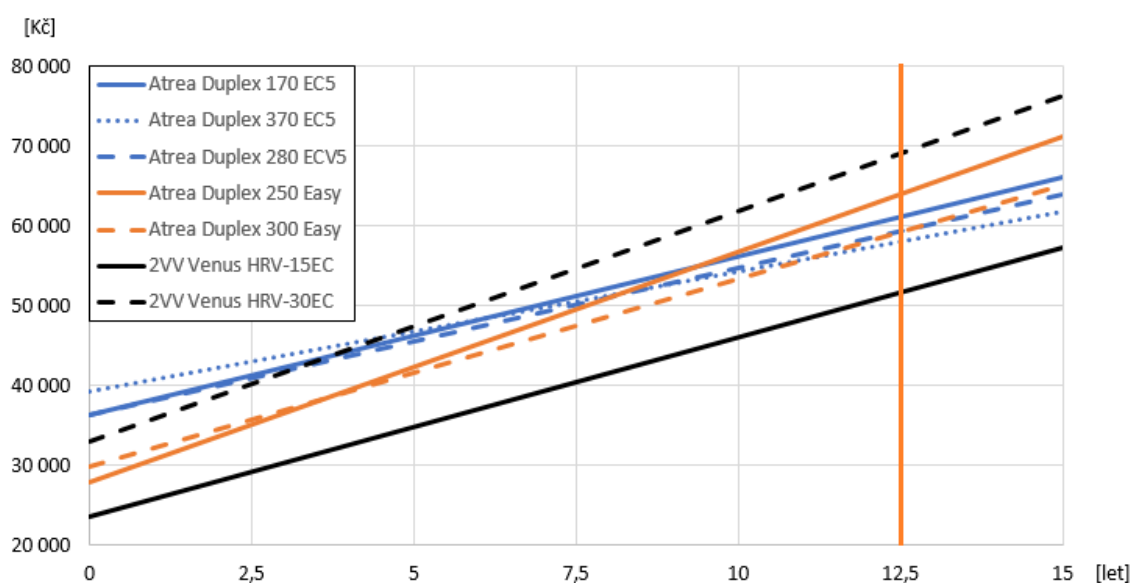
Tab. B Vývoj nákladů na provoz jednotlivých jednotek a vytápění objektu v čase

Doba provozu [r]:	0	2,5	5	7,5	10	12,5	15
Atrea Duplex 170 EC5	36 400	41 354	46 308	51 262	56 216	61 169	66 123
Atrea Duplex 370 EC5	39 300	43 070	46 840	50 611	54 381	58 151	61 921
Atrea Duplex 280 ECV5	36 400	41 003	45 605	50 208	54 810	59 413	64 015
Atrea Duplex 250 Easy	27 900	35 132	42 363	49 595	56 827	64 058	71 290
Atrea Duplex 300 Easy	29 900	35 772	41 645	47 517	53 389	59 262	65 134
2VV Venus HRV-15EC	23 690	29 301	34 911	40 522	46 132	51 743	57 353
2VV Venus HRV-30EC	33 100	40 293	47 487	54 680	61 874	69 067	76 260
Bez jednotky	0	23 508	47 015	70 523	94 031	117 539	141 046

Výpočet uvažuje s průměrnými cenami energií, pro nadcházející patnáctileté období s předpokládaným meziročním růstem o 3 %.

Kombinovaná cena energie na vytápění složená z cen palivového dřeva a elektrické energie v poměru 2:1 je potom 3,00 Kč·kWh⁻¹, cena elektrické energie bude 6,10 Kč·Kč·kWh⁻¹. [43]

Obr. A Vývoj nákladů na provoz jednotlivých jednotek a vytápění objektu v čase



Zdroj: (Vlastní)

Příloha D: Dílčí hodnoty w_s , Re , λ_z a ζ_M

Tab. C Hodnoty vypočtené pro jednotlivé průměry potrubí a různé průtoky

	\dot{V}_p [m ³ ·h ⁻¹]	d_N [m]			
		0,08	0,1	0,125	0,16
λ_z [-]	30	0,03493	0,03644	0,03838	0,04101
	45	0,03196	0,03296	0,03437	0,03639
	60	0,03026	0,03094	0,03202	0,03365
	75	0,02914	0,02960	0,03044	0,03180
	90	0,02834	0,02862	0,02928	0,03043
	150	0,02658	0,02643	0,02664	0,02726
w_s [m·s ⁻¹]	30	1,65770	1,06093	0,67899	0,41442
	45	2,48680	1,59155	1,01859	0,62170
	60	3,31540	2,12185	1,35799	0,82885
	75	4,14466	2,65258	1,69765	1,03616
	90	4,97359	3,18310	2,03718	1,24340
	150	8,28932	5,30516	3,39531	2,07233
Re [-]	30	8817,0	7053,6	5642,9	4408,5
	45	13226,8	10581,4	8465,1	6613,4
	60	17633,9	14107,1	11285,7	8817,0
	75	22044,6	17635,7	14108,5	11022,3
	90	26453,5	21162,8	16930,3	13226,8
	150	44089,2	35271,4	28217,1	22044,6

Tyto hodnoty jsou vypočteny pro vzduch o teplotě +20°C, kde:

hustota vzduchu: $\rho v = 1,2082$ [kg·m⁻³]

kinematická viskozita: $\nu = 1,504 \cdot 10^{-5}$ [m²·s⁻¹]

ekvivalentní drsnost stěn vzduchovodů: $\varepsilon = 1,5 \cdot 10^{-4}$ [m]

d_N	normalizovaný průměr potrubí	[m]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
\dot{V}_p	požadovaný objemový průtok vzduchu	[m ³ ·h ⁻¹]
w_s	skutečná rychlost proudění ve vzduchovodu	[m·s ⁻¹]
λ_z	součinitel třecích ztrát	[-]

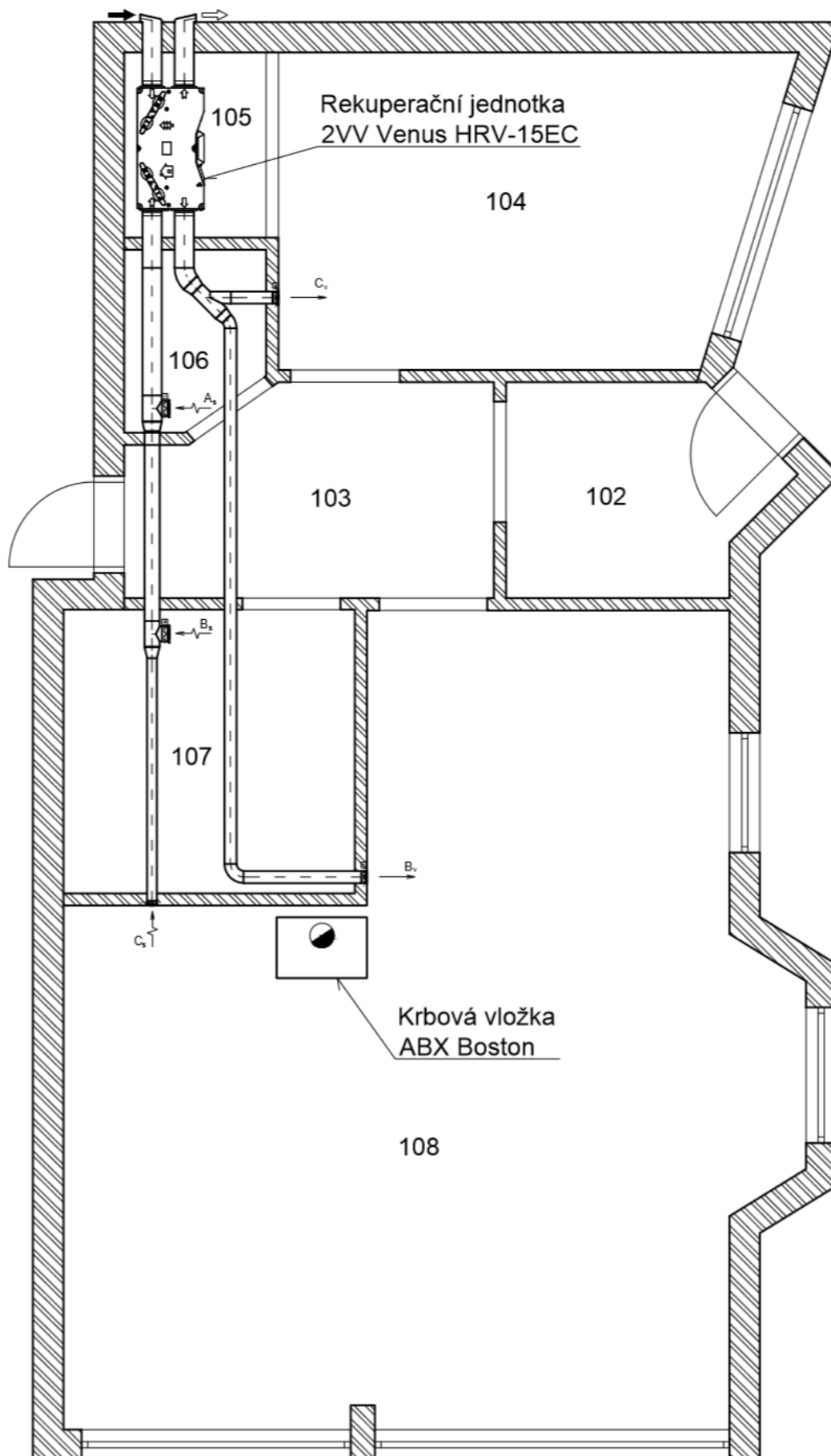
Příloha D: Dílčí hodnoty w_s , Re , λ_z a ζ_M

ζ_M součinitele místních tlakových ztrát [-]:

Přívodní vzduchovody:	Tlumič hluku a vibrací $l = 0,5 m$:	0,1880
	Redukce 160/125 mm:	0,0186
	Redukce 125/100 mm:	0,0166
	Oblouk 45°:	0,1390
	Oblouk 90°:	0,2140
	Rozbočka Y 125 mm přímo:	0,3630
	Rozbočka Y 125 mm 45°:	0,5570
	Regulační klapka - otevřeno:	0,0800
	Výustí 100 mm:	2,4000
Odvodní vzduchovody:	Tlumič hluku a vibrací $l = 0,5 m$:	0,1880
	Redukce 125/160 mm:	0,2230
	Redukce 80/125 mm:	0,1960
	Odbočka L přímo 125/160 mm:	0,1170
	Odbočka L 90° 125/160 mm:	1,7800
	Odbočka L přímo 80/125 mm:	0,3440
	Odbočka L 90° 80/120 mm:	3,8800
	Regulační klapka - otevřeno:	0,0800
Výustí 100 mm:	1,6000	

Hodnoty vycházejí z online katalogu REMAK [44].

Příloha E: Umístění vzduchotechnického systému do objektu 1:50



Příloha F: Prvky vzduchovodů, jejich množství a ceny

Tab. D Prvky vzduchovodů a jejich ceny

Prvek	Rozměr	Obchodní název	Počet	Cena/ks	Celkem
Přechod	160/125	Pro160125	2	96,00	192,00 Kč
	125/100	Pro125100	1	105,00	105,00 Kč
	125/80	Pro125080	1	105,00	105,00 Kč
Oblouk 90°	100	OS90100	1	110,00	110,00 Kč
Oblouk 45°	160	OS45160	1	166,00	166,00 Kč
	100	OS45100	1	101,00	101,00 Kč
Rozbočka Y	125/100	OBJ45125100	1	240,00	240,00 Kč
Rozbočka T	160/100	OBJ90160100	1	215,00	215,00 Kč
	125/100	OBJ90125100	1	177,00	177,00 Kč
Výúst	100	PDVS100	2	106,00	212,00 Kč
Sání	100	DVS	3	111,00	333,00 Kč
Fasádní výúst	160	PG/160W	2	130,00	260,00 Kč
Klapka	100		5	468,00	2 340,00 Kč
Servopohon 4 nm, 230 V	-	SM24230	4	789,00	3 156,00 Kč
Servopohon 4 nm, 230 V	-	SMX4230	1	1 321,00	1 321,00 Kč
Sonovac 25	160	-	2	55,00	110,00 Kč
Isovac 25	160	-	2	76,00	152,00 Kč
Potrubí přímé (1 m)	160	SPIRO	1,05	138,00	144,90 Kč
	125	SPIRO	1,57	106,00	166,42 Kč
	100	SPIRO	5,85	78,00	456,30 Kč
	80	SPIRO	2,04	71,00	144,84 Kč
Spojovací pásek	-	-	8	12,00	96,00 Kč
Al těsnící páska 25 m	-	-	1	110,00	110,00 Kč
Spojovací materiál	-	-	75	0,25	18,75 Kč
Kotevní objímka	-	-	20	16,00	320,00 Kč
Závitová tyč M8	-	-	3	15,00	45,00 Kč
Rozpěrná matice	-	-	30	4,00	120,00 Kč
Propojovací kabel (1 m)	-	CYKY 2x1,5	50	8,50	425,00 Kč
Spínač	-	Asfora	3	47,00	141,00 Kč
PLC modul	-	Eaton PLC-Pro 088	1	1 800,00	1 800,00 Kč
Rekuperační jednotka	-	2VV Venus HRV-15EC	1	23 690,00	23 690,00 Kč
Celková cena pořízení bez DPH:			36 973,21 Kč		
Celková cena pořízení s DPH:			44 737,58 Kč		

Hodnoty vycházejí z online katalogu REMAK [44] a MULTIVAC [47]