

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**STUDIE VYTÁPĚNÍ
HISTORICKÉ BUDOVY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BC. MARTIN KYCELT

2 – IB – 2022

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kycelt** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **461774**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
Studijní program: **Inteligentní budovy**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Studie vytápění historické budovy

Název diplomové práce anglicky:

Study of Historic Building Heating

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte studii vytápění historické budovy. Při rekonstrukci vypracujte návrh tepelně-technických vlastností konstrukcí jak s ohledem na požadavky legislativy, tak i historický vzhled budovy. Vypočtete energetickou náročnost objektu na vytápění a přípravu teplé vody při plném obsazení budovy. Dále navrhnete nízkoteplotní otopnou soustavu a alespoň dvě varianty zdroje tepla s ohledem na využití alternativních systémů zdroje energie dle vyhlášky č. 264/2020 Sb. o energetické náročnosti budov. Navrhnete potenciální systémy zpětného získávání tepla v oblasti větrání a odpadní vody. Součástí studie bude základní ekonomická bilance navržených systémů.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky. Praha: ÚNMZ, 2011.
- [2] ČSN EN 12831-1 Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu – Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3. Praha: ÚNMZ, 2018.
- [3] ČSN EN ISO 13770 Tepelné chování budov – Přenos tepla zeminou – Výpočtové metody. Praha: ÚNMZ, 2009.
- [4] ČSN EN ISO 52016-1 Energetická náročnost budov - Potřeba energie na vytápění a chlazení, vnitřní teploty a citelné a latentní tepelné výkony - Část 1: Výpočtové postupy. Praha: ÚNMZ, 2019.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Roman Vavříčka, Ph.D. ústav techniky prostředí FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **29.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **29.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Roman Vavříčka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Souhrn

Cílem mé diplomové práce je návrh vytápění historické budovy. V rámci rekonstrukce bude budova zateplena. Tepelně technické vlastnosti budovy jsem navrhl s ohledem na požadavky legislativy a historický vzhled budovy. Stanovil jsem potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody při plném obsazení budovy. Navrhl jsem nízkoteplotní otopnou soustavu a dvě varianty zdroje tepla a to automatický kotel na peletky a tepelné čerpadlo vzduch – voda. Provedl jsem ekonomické porovnání navržených zdrojů tepla. Navrhl jsem potenciální systémy zpětného získávání tepla z větrání a z odpadní vody ze sprch. Stanovil jsem úspory energie při zpětném získávání tepla.

Summary

The design of heating a historic building is the goal of my thesis. The building will be insulated as part of the renovation. I designed the thermal- technical properties of the building with regard to the requirements of the legislation and the historical appearance of the building. I determined the heat demand for heating and hot water when the building is fully occupied. I designed a low-temperature heating system and two variants of the heat source - automatic pellet boiler and air to water heat pump. I created an economic comparison of the two proposed heat sources. I designed potential heat recovery systems from ventilation and wastewater from showers. I determined the energy savings in heat recovery.

Prohlášení o samostatném vypracování diplomové práce

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Studie vytápění historické budovy vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Vavříčky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu literatury.

V Praze 20. 6. 2022

Bc. Martin Kycelt

Poděkování

Chtěl bych především poděkovat Ing. Romanu Vavříčkovi, Ph.D. za odborné vedení práce a užitečné rady. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mě něco v oboru vytápění naučili, a to Prof. Ing. Jiřímu Baštovi, Ph.D., Ing. Jindřichu Boháčovi, Ph.D. a Prof. Ing. Karlu Kabelovi, CSc.

OBSAH

1.	ÚVOD	12
2.	POPIS HISTORICKÉHO OBJEKTU	13
3.	TEPELNĚ TECHNICKÉ VLASTNOSTI KONSTRUKCÍ.....	14
3.1	Výpočet součinitele prostupu tepla U_c dle normy ČSN 73 0540-2:2011	15
3.2	Skladby konstrukcí řešeného objektu.....	17
4.	TEPELNÉ ZTRÁTY OBJEKTU.....	18
4.1	Výpočet tepelného výkonu pro vytápění (tepelných ztrát)	19
4.2	Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru	19
4.3	Tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	20
4.4	Návrh jednotek pro zpětné získávání tepla ZZT	20
4.5	Výpočet tepelných ztrát řešeného objektu	21
5.	NÍZKOTEPLTNÍ OTOPNÁ SOUSTAVA	23
5.1	Velkoplošné vytápění.....	23
5.2	Podlahové vytápění	24
5.2.1	Suchý systém podlahového vytápění.....	25
5.2.2	Mokrý systém podlahového vytápění.....	26
5.2.3	Komponenty podlahového vytápění	29
5.2.4	Návrh podlahového vytápění.....	30
5.3	Návrh otopné soustavy řešeného objektu.....	33
5.3.1	Návrh podlahové otopné plochy	33
5.3.2	Hydraulický návrh otopné soustavy	36
5.3.3	Regulace teploty vzduchu v místnostech.....	38
6.	TEORETICKÁ POTŘEBA TEPLA.....	38
6.1	Potřeba tepla na vytápění	38
6.2	Potřeba tepla na přípravu teplé vody.....	42
7.	NÁVRH ZDROJE TEPLA.....	43
7.1	Automatický kotel na peletky	43
7.2	Tepelné čerpadlo (vzduch – voda)	50
8.	SKUTEČNÁ POTŘEBA TEPLA A PALIVA.....	57
8.1	Automatický kotel na peletky	57
8.2	Tepelné čerpadlo	58

9	EKONOMICKÉ POROVNÁNÍ ZDROJŮ TEPLA	59
9.1	Investiční náklady kotle na peletky.....	59
9.2	Investiční náklady tepelného čerpadla	61
9.3	Ekonomické porovnání zdrojů tepla	62
10	ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA.....	65
10.1	Zpětné získávání tepla z větrání	65
10.2	Zpětné získávání tepla z šedé odpadní vody	67
11	ZÁVĚR	71

SOUHRN POUŽITÉHO ZNAČENÍ

$A_{c,poh}$	pohledová plocha neprůhledných prvků	[m ²]
A_g	plocha podlahové desky	[m ²]
A_{sol}	účinná solární sběrná plocha	[m ²]
$A_{w,poh}$	pohledová plocha průhledných prvků	[m ²]
$\alpha_{H,red}$	redukční faktor na přerušení vytápění, pro RD je 1	[1]
B'	geometrický parametr podlahové desky	[m]
COP	topný faktor	[1]
c	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg·K]
c_m	vnitřní tepelná kapacita budovy	[J/K]
c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu při vnitřní výpočtové teplotě	[Wh/kg · K]
DCF	diskontovaný peněžní tok	[Kč]
D_{tr}	vnější průměr potrubí	[m]
d_o	potřebný vnitřní průměr pojistného potrubí	[mm]
E_{cel}	celková potřeba energie	[kWh]
F_f	korekce na podíl plochy rámu	[1]
$F_{r,i}$	faktor osálení mezi stavebním prvkem a oblohou	[1]
F_{sh}	korekce stínění na externí překážky	[1]
$F_{sh,gl}$	korekční činitel stínění	[1]
f	přítomnost osob v roce je 70 %	[1]
f_u	teplotní opravný činitel	[1]
g_{gl}	celková energetická propustnost zasklení	[1]
H_T	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného prostoru	[W/K]
$H_{T,ie}$	měrný tepelný tok přímo do venkovního prostředí	[W/K]
$H_{T,iaj}$	měr. tepe. tok do sousedních prostor nebo přes sousední prostory	[W/K]
$H_{T,ig}$	měrný tepelný tok do zeminy	[W/K]
H_u	výhřevnost paliva	[MJ/kg]
H_v	měrný tepelný tok větráním z vytápěného prostoru	[W/K]
h_r	součinitel prostupu tepla sáláním na vnější straně	[W/m ² ·K]
I_{sol}	celkové solární záření	[W/m ²]
K	konstanta závislá na stavu syté páry	[kW/mm ²]
k_{vs}	hodnota průtokového součinitele	[m ³ /h]
L	délka potrubí	[m]
L_{pAeq}	hladina akustického tlaku u příjemce	[dB]
L_{WAeq}	hladina akustického výkonu na zdroji hluku	[dB]
l	rozteč trubek	[m]
m	charakteristické číslo podlahy	[1/m]
m_{TV}	průtok teplé vody	[m ³ /s]
m_{MIX}	průtok vody ze sprchové baterie	[m ³ /s]
m_{ZZT}	průtok teplé vody s výměníkem ZZT	[m ³ /s]

m_B	průtok teplé vody bez výměníku ZZT	[m ³ /s]
m_p	pojistný průtok pro páru	[kg/h]
m_w	hmotnostní průtok vody	[kg/h]
NPV	čistá současná hodnota	[Kč]
n	součinitel zvětšení objemu	[1]
n_l	počet osob	[1]
n_{hod}	počet hodin za období	[h]
$n_{min,i}$	minimální intenzita větrání místnosti	[1/h]
P	nechráněný obvod podlahové desky	[m]
P_e	elektrický příkon	[W]
P_v	autorita ventilu	[1]
p_k	maximální dovolený konstrukční přetlak	[kPa]
p_{ot}	otevírací přetlak	[kPa]
$p_{h,dov}$	nejvyšší dovolený přetlak absolutně	[kPa]
$p_{d,dov}$	nejnižší dovolený přetlak absolutně	[kPa]
$Q_{H,nd}$	potřeba tepla na vytápění	[kWh]
$Q_{H,ht}$	celková potřeba tepla na vytápění a větrání	[kWh]
$Q_{H,int}$	vnitřní tepelné zisky	[kWh]
$Q_{H,gn}$	celkové tepelné zisky	[kWh]
$Q_{H,sol}$	solární tepelné zisky	[kWh]
$Q_{H,tr}$	potřeba tepla prostupem	[kWh]
$Q_{H,ve}$	potřeba tepla větráním	[kWh]
Q_B	množství tepla dodané v teplé vodě bez výměníku ZZT	[kWh]
Q_{ZZT}	množství tepla dodané v teplé vodě s výměníkem ZZT	[kWh]
Q_k	výkon odebraný z kondenzátoru - užitečný topný výkon	[W]
Q_P	pojistný výkon	[kW]
Q_{TC}	teplo dodané tepelným čerpadlem	[kWh]
Q_{ZZ}	teplo dodané záložním zdrojem (elektrický ohřev)	[kWh]
Q_l	faktor směrovosti	[1]
Q_{TV}	skutečná potřeba tepla na přípravu teplé vody	[kWh]
Q_{VTP}	skutečná potřeba tepla na vytápění	[kWh]
Q_{2p}	potřeba tepla na přípravu teplé vody	[kWh/den]
$Q_{2p,r}$	potřeba tepla na přípravu teplé vody	[kWh/rok]
$q_{v,min}$	minimální objemový průtok v místnosti	[m ³ /h]
q	měrný tepelný tok do místnosti	[W/m ²]
q'	ztrátový měrný tepelný tok	[W/m ²]
R	měrná tlaková ztráta potrubí	[Pa/m]
R_{si}	tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce	[m ² ·K/W]
R_{se}	tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce	[m ² ·K/W]
RCF	roční ekvivalentní tok	[Kč]
r	šířka okrajové plochy	[m]
r_l	vzdálenost mezi příjemcem a zdrojem hluku	[m]

$R \cdot L$	tlaková ztráta potrubí třením	[Pa]
S_o	potřebný průřez sedla pojistného ventilu	[mm ²]
S_p	otopná plocha ohraničená krajní trubkou	[m ²]
SPF	sezonní topný faktor dané soustavy	[1]
s_n	tloušťka vrstvy	[m]
T_{k2}	teplota na výstupu kondenzátoru	[°K]
T_{v1}	teplota na vstupu výparníku	[°K]
t_m	střední teplota otopné vody	[°C]
t_{max}	maximální teplota v otopné soustavě	[°C]
t_{MIX}	teplota vystupující ze sprchové baterie	[°C]
t_P	teplota předehřáté studené vody	[°C]
t_p	střední povrchová teplota podlahy	[°C]
t_{ep}	průměrná střední venkovní teplota za měsíc	[°C]
t_{SV}	teplota studené vody	[°C]
t_{TV}	teplota teplé vody	[°C]
t_z	teplota přilehlé zeminy pod podlahou	[°C]
U_c	součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
U_{cel}	potřeba paliva	[kg/rok]
$U_{equiv,k}$	ekvivalentní součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
V_c	objemový průtok vzduchu	[m ³ /s]
V_{EN}	potřebný objem expanzní nádoby	[litr]
V_m	vnitřní objem místnosti	[m ²]
V_s	objem vody v otopné soustavě	[L]
V_A	průtok armaturou	[m ³ /h]
V_{2p}	celková potřeba teplé vody	[m ³ /den]
w	rychlost v potrubí	[m/s]
X_{ZZT}	poměrná úspora tepla	[1]
Z	tlaková ztráta místními odpory	[Pa]
z	poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci	[1]
$\alpha_{s,c}$	pohltivost slunečního zařízení neprůhledných prvků	[1]
α_p	celkový součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy	[W/m ² ·K]
α'_p	celkový součinitel přestupu tepla na spodní straně podlahy	[W/m ² ·K]
α_v	zaručený výtokový součinitel	[1]
$\Delta t_{e,r}$	rozdíl vnějších teplot, volí se pro ČR 11 °K	[°K]
Δt_{MIX}	ochlazení vody ve sprše při odtoku vody do výměníku	[°C]
Δp_{vs}	tlaková ztráta trojcestné směšovací armatury	[kPa]
Δp_{var}	tlaková ztráta okruhu s proměnným průtokem	[kPa]
ΔQ	úspora tepla	[kWh]
ΔU_{TB}	přirážka na vliv tepelných vazeb	[W/m ² ·K]
$\Delta \tau_S$	doba sprchování	[s]
ζ	součinitel místních ztrát	[1]
θ_e	oblastní venkovní výpočtová teplota	[°C]

θ_{es}	průměrná teplota v otopném období	[°C]
$\theta_{exh,z}$	průměrná teplota vzduchu odváděná ze zóny	[°C]
θ_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
$\theta_{rec,z}$	teplota přiváděného vzduchu po zpětném získání tepla	[°C]
θ_u	teplota přilehlého prostoru	[°C]
Λ_a	tepelná propustnost vrstev nad trubkami	[W/m ² · K]
Λ_b	tepelná propustnost vrstev pod trubkami	[W/m ² · K]
λ_n	součinitel tepelné vodivosti vrstvy	[W/m · K]
λ_{vr}	součinitel tepelné vodivosti materiálu obtékající potrubí	[W/m · K]
η	stupeň využití expanzní nádoby	[1]
$\eta_{H,gn}$	faktor využitelnosti tepelných zisků pro vytápění	[1]
η_k	účinnost kotle	[1]
η_o	účinnost regulace	[1]
η_R	účinnost rozvodů	[1]
$\eta_{rec,z}$	celková účinnost zpětného získávání tepla	[1]
$\eta_{TČ}$	účinnost tepelného čerpadla, běžně je 0,4 - 0,6	[1]
η_V	účinnost sprchového rekuperačního výměníku	[1]
ρ	hustota vody	[kg/m ³]
ρ_a	hustota vzduchu při vnitřní výpočtové teplotě	[kg/m ³]
τ	časová konstanta budovy	[h]
τ_{TC}	doba provozu tepelného čerpadla	[h]
Y_H	bilanční poměr pro režim vytápění	[1]
$\Phi_{gain,i}$	trvalé tepelné zisky ve vytápěném prostoru	[W]
$\Phi_{HL,i}$	návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{hu,i}$	volitelný dodatečný zátopový tepelný výkon vyt. prostoru	[W]
$\Phi_{r,i}$	přídavný tepelný tok sáláním vůči obloze	[W]
Φ_{sol}	vnější tepelné zisky	[W]
$\Phi_{s,o}$	zisky od domácích spotřebičů a osvětlení	[W]
$\Phi_{s,p}$	tepelné zisky na bytovou jednotku	[W]
$\Phi_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru	[W]
$\Phi_{zisk,v}$	vnitřní tepelné zisky	[W]

1. ÚVOD

Vývoj ve stavebnictví jde kupředu a dnešní materiály z hlediska tepelně technických vlastností nám umožňují stavět energeticky úsporné domy. V dávných dobách byl stěžejní požadavek na statiku budovy. Moderní doba klade na stavby i plno dalších požadavků. Jako jsou: tepelně technické parametry, difuzní vlastnosti, požární odolnost, akustika, environmentální hodnocení a zdravé bydlení. Dnes se již začínají stavět i energeticky soběstačné budovy.

Historické budovy mají velkou energetickou náročnost na provoz budovy. Další problémy mohou být s vlhkostí zdiva a následné tvorbě plísní. Správně provedená tepelná izolace zamezí vzniku kondenzací a následné tvorbě plísní ve vnitřním prostředí. Pokud je budova památkově chráněná, je zapotřebí konzultovat s památkáři možnosti zateplení vnějšího pláště budovy.

V dávných dobách byly objekty vytápěny pouze pomocí lokálních topenišť. V dnešních dobách jsou objekty převážně vytápěny pomocí ústředního vytápění. Zdroj tepla přenáší pomocí otopné soustavy teplo do jednotlivých místností objektu a tím je zajištěna tepelná pohoda. [4]

V rámci diplomové práce řeším studii vytápění historické budovy. Cílem mé práce je navrhnout vhodný systém nízkoteplotního vytápění objektu. Zateplení objektu jsem navrhl takové, abych splnil doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla, které vyhovují normě ČSN 73 0540-2. Tepelné ztráty objektu vypočítám dle ČSN EN 12 831-1.

Výpočet potřeby tepla na vytápění stanovím dle normy ČSN EN ISO 52016-1. Norma zohledňuje vnitřní tepelné zisky a vnější tepelné zisky. Dále stanovím potřebu tepla na přípravu teplé vody.

Navrhnou dvě varianty zdroje tepla s ohledem na využití alternativních zdrojů energie dle vyhlášky č. 264/2020 Sb. o energetické náročnosti budov. První zdroj tepla navrhnou automatický kotel na peletky a druhý zdroj tepla navrhnou tepelné čerpadlo vzduch – voda. Pro přenos tepla ze zdroje do jednotlivých vytápěných místností navrhnou nízkoteplotní otopnou soustavu. Přenos tepla z otopné soustavy do místností bude pomocí podlahové otopné plochy. [2]

Následně provedu ekonomické porovnání jednotlivých zdrojů tepla jak z hlediska investičních nákladů, tak z hlediska provozních nákladů. Dále se zamyslím nad přínosy využívání odpadního tepla z větrání a využití energie z šedé odpadní vody po sprchování.

2. POPIS HISTORICKÉHO OBJEKTU

V rámci své práce řeším objekt sloužící původně pro hospodářské účely s trvalým bydlením. Jedná se o vesnický objekt s obdélníkovým půdorysem a sedlovou střechou. V současné době není objekt udržován a není trvale obydlen. Objekt je současně vytápěn pouze pomocí lokálních topenišť. Na objektu jsou dílčí statické poruchy. V podkroví se v současné době nachází pouze nevyužitá půda. Zdi jsou z plných cihel. Podlaha na zemině je bez tepelné izolace. Strop do půdy je trémový se škvárovým násypem. Na objektu budou provedeny stavební úpravy a objekt bude sloužit částečně pro trvalé bydlení a částečně pro rekreační pronájem. Objekt není památkově chráněn a nenachází se ani v památkové zóně.

V rámci stavebních úprav dojde k výměně krovu a střešní krytiny. Stávající obvodové zdivo druhého nadzemního podlaží bude vybouráno a bude provedeno nově zdivo z keramických tvárnic. Dále dojde k vybourání stávajících dřevěných stropů a budou provedeny nově panelové stropy. Podlahy v přízemí budou vybourány a provedeny nové. Dále budou vyměněny veškeré výplně otvorů za nové. Obvodové zdivo bude kontaktně zatepleno a bude řešena sanace vlhkosti obvodového zdiva v přízemí. Detailní skladba konstrukcí je popsána v kapitole 3. TEPELNĚ TECHNICKÉ VLASTNOSTI KONSTRUKCÍ.

Celková zastavěná plocha objektu je 247 m². Celková užitná plocha je 320 m². Světlá výška prvního podlaží je 2,8 m a světlá výška druhého podlaží je 2,6 m. Jednotlivé dispozice domu viz výkresová dokumentace. Budova se nachází v lokalitě Příbram s venkovní výpočtovou teplotou $\theta_e = -15$ °C, průměrná teplota v otopném období $\theta_{es} = 3$ °C, počet dnů v otopném období 239 dnů, nadmořská výška 502 m. n. m. hodnoty dle ČSN EN 12831-1.



Obr. 2 - 1 Pohled východní na stávající objekt

3. TEPELNĚ TECHNICKÉ VLASTNOSTI KONSTRUKCÍ

Vývoj tepelně technických požadavků na jednotlivé konstrukce se během let měnil. V dobách, kdy ještě nebyly tepelné izolace, se tepelně technické vlastnosti u obvodového zdiva řešily jeho tloušťkou, následně používáním dutinových tvárníc a přírodních materiálů jako dřevovláknité desky. Stropní konstrukce se například tepelně izolovala škvárovým násypem. V Československu se začaly používat ve stavebnictví polystyrenové desky v 60. letech a minerální vata v 70. letech dvacátého století.

Jedna z prvních norem ČSN zabývající se tepelně technickými požadavky stavebních konstrukcí pochází z roku 1954. Tepelně izolační vlastnosti stavebních konstrukcí se vyjadřovaly zdivem z plných cihel tloušťky 45 cm. Tepelný odpor konstrukce [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$] se počítal bez zahrnutí tepelných mostů. [5]

Samostatnou tepelně technickou normou se stala norma ČSN 73 0540 vydaná poprvé v roce 1962. Během následujících let norma prošla několika revizemi. K výraznému zpřísnění požadavků na konstrukce budov došlo v roce 1979. Tato norma řešila i letní a zimní tepelnou stabilitu budov, spotřebu energie na vytápění a tepelně ekonomickou tloušťku izolací. Vydání této normy reagovalo na energetickou krizi. V tomto vydání

normy byly požadovány hodnoty tepelného odporu pro jednotlivé konstrukce v závislosti na venkovní výpočtové teplotě. Například požadavky na vnější obvodovou konstrukci, pro venkovní výpočtovou teplotu $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ činil součinitel prostupu tepla $U_c = 0,89\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. [5, 4]

Následně norma ČSN 73 0540 vyšla v roce 1994, 2002, 2005, 2007 a poslední vydání v roce 2011 - Tepelná ochrana budov. Od vydání z roku 2002 se místo tepelného odporu konstrukce udávají součinitele prostupu tepla.

3.1 Výpočet součinitele prostupu tepla U_c dle normy ČSN 73 0540-2:2011

Součinitel prostupu tepla je veličina, pomocí které lze stanovit, jak odolná je konkrétní konstrukční skladba proti pronikání tepla.

$$U_c = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{s_n}{\lambda_n} + R_{se}} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (1)$$

λ_n	součinitel tepelné vodivosti vrstvy	[W/m·K]
s_n	tloušťka vrstvy	[m]
R_{si}	tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce	[m ² ·K/W]
R_{se}	tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce	[m ² ·K/W]

Tab. 3 - 1 Hodnoty tepelného odporu při prostupu tepla

Tepelný odpor [m ² ·K/W]	Směr tepelného toku		
	nahoru	vodorovně	dolů
R_{si}	0,1	0,13	0,17
R_{se}	0,04	0,04	0,04

Tabulka platí pro povrchy přilehlé ke vzduchu. Tepelný odpor při přestupu tepla dle tabulky nelze použít v kontaktu s jiným materiálem. [6, 7]

Tab. 3 - 2 Požadované a doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla pro budovy s převažující návrhovou vnitřní teplotou θ_i v intervalu 18 °C až 22 °C včetně [6]

Popis konstrukce	Součinitel prostupu tepla [W/(m ² ·K)]		
	Požadované hodnoty $U_{N,20}$	Doporučené hodnoty $U_{rec,20}$	Doporučené hodnoty pro pasivní budovy $U_{pas,20}$
Stěna vnější	0,30 ¹⁾	těžká: 0,25 lehká: 0,20	0,18 až 0,12
Střecha strmá se sklonem nad 45°	0,30	0,20	0,18 až 0,12
Střecha plochá a šikmá se sklonem do 45° včetně	0,24	0,16	0,15 až 0,10
Strop s podlahou nad venkovním prostorem	0,24	0,16	0,15 až 0,10
Strop pod nevytápěnou půdou (se střechou bez tepelné izolace)	0,30	0,20	0,15 až 0,10
Stěna k nevytápěné půdě (se střechou bez tepelné izolace)	0,30 ¹⁾	těžká: 0,25 lehká: 0,20	0,18 až 0,12
Podlaha a stěna vytápěného prostoru přilehlá k zemině ^{4), 6)}	0,45	0,30	0,22 až 0,15
Strop a stěna vnitřní z vytápěného k nevytápěnému prostoru	0,60	0,40	0,30 až 0,20
Strop a stěna vnitřní z vytápěného k temperovanému prostoru	0,75	0,50	0,38 až 0,25
Strop a stěna vnější z temperovaného prostoru k venkovnímu prostředí	0,75	0,50	0,38 až 0,25
Podlaha a stěna temperovaného prostoru přilehlá k zemině ⁶⁾	0,85	0,60	0,45 až 0,30
Stěna mezi sousedními budovami ³⁾	1,05	0,70	0,5
Strop mezi prostory s rozdílem teplot do 10 °C včetně	1,05	0,70	
Stěna mezi prostory s rozdílem teplot do 10 °C včetně	1,30	0,90	
Strop vnitřní mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C včetně	2,2	1,45	
Stěna vnitřní mezi prostory s rozdílem teplot do 5 °C včetně	2,7	1,80	
Výplň otvoru ve vnější stěně a strmé střeše, z vytápěného prostoru do venkovního prostředí, kromě dveří	1,5 ²⁾	1,2	0,8 až 0,6
Šikmá výplň otvoru se sklonem do 45°, z vytápěného prostoru do venkovního prostředí	1,4 ⁷⁾	1,1	0,9
Dveřní výplň otvoru z vytápěného prostoru do venkovního prostředí (včetně rámu)	1,7	1,2	0,9
Výplň otvoru vedoucí z vytápěného do temperovaného prostoru	3,5	2,3	1,7
Výplň otvoru vedoucí z temperovaného prostoru do venkovního prostředí	3,5	2,3	1,7
Šikmá výplň otvoru se sklonem do 45° vedoucí z temperovaného prostoru do venkovního prostředí	2,6	1,7	1,4

3.2 Skladby konstrukcí řešeného objektu

Tloušťky tepelných izolací pro jednotlivé konstrukce byly navrženy tak, abych splnil požadavek na doporučené hodnoty součinitelů prostupu tepla. Pro venkovní výplně otvorů bylo uvažováno se součinitelem prostupu tepla u oken $U_c = 0,8 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ včetně rámu a pro dveře $U_c = 1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ včetně rámu. Stávající obvodové zdivo v 1.NP je v tloušťce 500 až 700 mm. Pro zjednodušení výpočtu jsem uvažoval s konstantní tloušťkou zdiva 600 mm + izolace, na přesnost stanovení součinitele prostupu tepla to má zanedbatelný vliv. V následující tabulce jsou jednotlivé skladby konstrukcí a jejich vypočítané součinitele prostupu tepla.

Tab. 3 – 3 Vypočítané součinitele prostupu tepla řešeného objektu

SO1	STĚNA OBVODOVÁ 1.NP	$U_c = 0,207 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	
	VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]
	Omítka vápenocementová	0,015	0,99
	Cihla plná	0,6	0,77
	Polystyren EPS 70F	0,15	0,039
	Fasádní lepidlo	0,003	0,22
SO2	STĚNA OBVODOVÁ 2.NP	$U_c = 0,135 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	
	VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]
	Omítka vápenocementová	0,01	0,99
	Porotherm 38 Profi	0,38	0,113
	Polystyren EPS 70F	0,15	0,039
	Fasádní lepidlo	0,003	0,22
SN1	PŘÍČKY	$U_c = 1,252 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	
	VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]
	Omítka vápenocementová	0,01	0,99
	Porotherm 14 Profi	0,14	0,27
	Omítka vápenocementová	0,01	0,99
SN2	NOSNÉ ZDIVO	$U_c = 1,157 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	
	VRSTVA:	s_n [m]	λ [W/m·K]
	Omítka vápenocementová	0,01	0,99
	Cihla plná	0,45	0,77
	Omítka vápenocementová	0,01	0,99
STR1, PDL2	STROP DO 2. NP	$U_c = 0,424 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	
	VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]
	Omítka vápenocementová	0,005	0,99
	Dutinový železobetonový stropní panel	0,21	1,16
	Kročejová izolace	0,03	0,039
	Systémová deska podlahového vytápění	0,05	0,044
	Betonová mazanina	0,07	1,2
	Keramická dlažba	0,01	1

Tab. 3 - 4 Vypočítané součinitele prostupu tepla řešeného objektu

STR2 STROP PODKROVÍ		$U_c = 0,104 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	
VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]	
Sádrokarton	0,125	0,15	
Parozábrana folie z PE	0,015	0,35	
Minerální vlna UNI	0,3	0,035	
SCH1 STŘECHA ŠIKMÁ		$U_c = 0,123 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	
VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]	
Sádrokarton	0,125	0,15	
Parozábrana folie z PE	0,015	0,35	
Minerální vlna UNI	0,25	0,035	
PDL1 PODLAHA NAD ZEMINOU		$U_c = 0,183 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	
VRSTVA:	s_n [m]	λ_n [W/m·K]	
Keramická dlažba	0,01	1	
Betonová mazanina	0,07	1,2	
Systémová deska podlahového vytápění	0,05	0,044	
EPS 100	0,15	0,037	
Hydroizolace PE	0,002	0,35	

4. TEPELNÉ ZTRÁTY OBJEKTU

Výpočet tepelných ztrát jsem provedl dle evropské normy ČSN EN 12831-1 vydanou v roce 2021. Tato evropská norma popisuje metody pro výpočet návrhového tepelného výkonu pro jednotlivé místnosti, funkční části budov a budovy, kde je návrhový tepelný výkon definován jako dodávka tepla nutná pro zabezpečení požadované vnitřní výpočtové teploty za venkovních výpočtových podmínek.

Výpočet jsem provedl zjednodušenou metodou, kde nepočítám jednotlivé tepelné vazby, ale zvolí se přírážka na vliv tepelných vazeb ΔU_{TB} [W/m²·K]. Tuto přírážku jsem zvolil pro jednotlivé konstrukce jako typové řešení $\Delta U_{TB} = 0,05 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. Pouze u konstrukce stropu a střechy v podkroví jsem volil hodnoty přírážky jako standardní řešení $\Delta U_{TB} = 0,1 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. [7]

Tepelnou ztrátu jsem vypočítal pro jednotlivé vytápěné místnosti. Pro výpočet bylo uvažováno s vnitřními rozměry místnosti. Zátopový tepelný výkon byl volen $\Phi_{hu,i} = 0 \text{ W}$. Trvalé tepelné zisky byly voleny $\Phi_{gain,i} = 0 \text{ W}$.

Obě části budovy budou větrány nuceně vzduchotechnickou jednotkou se zpětným získáváním tepla. Pro výpočet tepelné ztráty větráním jsem potřeboval stanovit teplotu vzduchu přiváděnou do místnosti po zpětném získání tepla $\theta_{rec,z} = [\text{°C}]$. Tuto teplotu

jsem stanovil viz kapitola 4.4 Návrh jednotek pro zpětné získávání tepla. V této práci jsem se nezabýval detailním návrhem vzduchotechniky a tudíž neznám přesné nároky na větrání jednotlivých místností. Uvažoval jsem tedy s požadovanou výměnou vzduchu v místnosti $n_{min,i}$ [1/h]. Požadovanou výměnu vzduchu jsem podle normy volil pro veškeré místnosti $n_{min,i} = 0,5$ 1/h . [7]

4.1 Výpočet tepelného výkonu pro vytápění (tepelných ztrát)

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{hu,i} + \Phi_{gain,i} \text{ [W]} \quad (2)$$

$\Phi_{HL,i}$ návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru [W]

$\Phi_{T,i}$ návrhová tepelná ztráta prostupem vytápěného prostoru [W]

$\Phi_{V,i}$ návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru [W]

$\Phi_{hu,i}$ volitelný dodatečný zátopový tepelný výkon vytápěného prostoru [W]

$\Phi_{gain,i}$ trvalé tepelné zisky ve vytápěném prostoru [W]

4.2 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru

$$\Phi_{T,i} = \{H_{T,ie} + H_{T,iaj} + H_{T,ig}\} \cdot (\theta_i - \theta_e) \text{ [W]} \quad (3)$$

θ_i vnitřní výpočtová teplota [°C]

θ_e oblastní venkovní výpočtová teplota [°C]

H_T měrný tepelný tok prostupem z vytápěného prostoru [W/K]

$H_{T,ie}$ měrný tepelný tok přímo do venkovního prostředí [W/K]

$H_{T,iaj}$ měrný tepelný tok do sousedních prostor nebo přes sousední prostory [W/K]

$H_{T,ig}$ měrný tepelný tok do zeminy [W/K]

4.3 Tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru

Při zpětném získávání tepla

$$\Phi_{V,i} = V_m \cdot \rho_a \cdot c_p \cdot n_{min,i} \cdot (\theta_i - \theta_{rec,z}) \text{ [W]} \quad (4)$$

V_m	vnitřní objem místnosti	$[\text{m}^2]$
ρ_a	hustota vzduchu při vnitřní výpočtové teplotě	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
c_p	měrná tepelná kapacita vzduchu při vnitřní výpočtové teplotě	$[\text{Wh}/\text{kg} \cdot \text{K}]$
$n_{min,i}$	minimální intenzita větrání místnosti	$[1/\text{h}]$
$\theta_{rec,z}$	teplota přiváděného vzduchu po zpětném získání tepla	$[\text{°C}]$

$$\theta_{rec,z} = \theta_e + \eta_{rec,z} \cdot (\theta_{exh,z} - \theta_e) \text{ [°C]} \quad (5)$$

$\eta_{rec,z}$	účinnost zpětného získávání tepla	$[1]$
$\theta_{exh,z}$	průměrná teplota vzduchu odváděná ze zóny	$[\text{°C}]$

4.4 Návrh jednotek pro zpětné získávání tepla ZZT

Obě části objektu určené pro trvalý pobyt a pro rekreační pronájem, budou mít vlastní vzduchotechnickou jednotku. Navrhl jsem vzduchotechnickou jednotku pro každou část objektu o shodných parametrech. V závislosti na objemovém průtoku vzduchu jsem stanovil dle podkladů výrobce účinnost zpětného získávání tepla (rekuperace). [8]

Následně jsem vypočítal teplotu vzduchu přiváděnou do místnosti $\theta_{rec,z} = 14 \text{ °C}$ po zpětném získání tepla. Tuto teplotu potřebuji pro výpočet tepelných ztrát.

Tabulka 4 - 1 Návrh vzduchotechnických jednotek ATREA DUPLEX 280 ECV5

Celkový objemový průtok	$V_c =$	200 $[\text{m}^3/\text{h}]$
Účinnost zpětného získávání tepla (rekuperace)	$\eta_{rec,z} =$	83 [%]
Venkovní výpočtová teplota	$\theta_e =$	-15 $[\text{°C}]$
Teplota objemového průtoku vzduchu odváděného ze zóny	$\theta_{exh,z} =$	19,9 $[\text{°C}]$
Teplota objemového průtoku vzduchu přiváděného do zóny	$\theta_{rec,z} =$	14 $[\text{°C}]$

4.5 Výpočet tepelných ztrát řešeného objektu

Tab. 4 - 2 Vzorový výpočet tepelných ztrát (v Excel) řešeného objektu

103 Obývací pokoj a kuchyň													
$\Theta_i =$		20 °C		$\Theta_e =$		-15 °C		$\Theta_i - \Theta_e =$		35 °C			
označení konstrukce	délka	šířka nebo výška	plocha	počet otvorů	plocha otvorů	plocha bez otvorů nebo (plocha okna nebo dveří)	součinitel prostupu tepla	přirážka na tepelné mosty	teplota přilehlého prostoru	teplotní opravný činitel $f = (\Theta_i - \Theta_u) / (\Theta_i - \Theta_e)$	měrný tepelný tok prostupem $H_{T,i} = A \cdot (U_c + \Delta U_{TB}) \cdot f$	návrhová tepelná ztráta prostupem $\Phi_{T,i} = H_{T,i} \cdot (\Theta_i - \Theta_e)$	
						A	$U_c \cdot U_{equ}$	ΔU_{TB}	Θ_u	f_u	$H_{T,i}$	$\Phi_{T,i}$	
1	m	m	m ²	1	m ²	m ²	W/m ² K	W/m ² K	°C	1	W/K	W	
SO1	4,8	2,8	13,44		1,68	11,76	0,207	0,05	-15	1	3,03		
DO	0,8	2,1	1,68	1		1,68	1,100	0,05	-15	1	1,93		
SO1	7,1	2,8	19,88		3,51	16,37	0,207	0,05	-15	1	4,21		
OJT	0,9	1,3	1,17	3		3,51	0,800	0,05	-15	1	2,98		
SO1	4,8	2,8	13,44		1,17	12,27	0,207	0,05	-15	1	3,16		
OJT	0,9	1,3	1,17	1		1,17	0,800	0,05	-15	1	0,99		
SO1	0,5	2,8	1,40			1,40	0,207	0,05	-15	1	0,29		
SN2	3,2	2,8	8,96			8,96	1,157		18	0,057	0,59		
SN1	2,1	2,8	5,88			5,88	1,252		15	0,143	1,05		
PDL1	4,8	7,1	34,08			34,08	0,198		3,2	0,48	3,23	751	
Objem vzduchu v místnosti						$V_m =$	95,42	[m ³]	$\sum H_{T,i} =$				21,47 W K⁻¹
Teplota VZD přiváděného po ZZT						$\Theta_{rec,z} =$	14	[°C]	$\sum H_{v,i} =$				16,03 W K⁻¹
Požadovaná výměna vzduchu						$n_{min,i} =$	0,5	[1]	Zátopový TV $\Phi_{hu,i} = 0$ W				
Měrná tepelná kapacita vzduchu						$c_p =$	0,28	[W·h/kg·K]	Tepelné zisky $\Phi_{gain,i} = 0$ W				
Hustota vzduchu						$\rho_a =$	1,2	[kg/m ³]	Celková tepelná ztráta daného prostoru				
Minimální obj. průtok v místnosti						$q_{v,min,i} =$	47,71	[m ³ /h]					
Návrhová tepelná ztráta větráním						$\Phi_{V,i} =$	97	W	$\Phi_{HL,i} =$				848 W
Přepočet součinitele prostupu tepla U_c na $U_{equiv,k}$ pro konstrukci přilehlou k zemině													
PDL1	$U_c =$						0,183	W/(m ² ·K)	$\Delta U_{TB} =$		0,05	[W/(m ² ·K)]	
Plocha podlahové desky						$A_g =$		34,08	[m ²]				
Nechráněný obvod podlahové desky						$P =$		17	[m]				
Geometrický parametr podlahové desky						$B' =$		4,01	[m]				
Ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části						$U_{equiv,k} =$		0,198	W/(m²·K)				

Tab. 4 - 3 Tepelné ztráty řešeného objektu

číslo	Místnost	$\Phi_{T,i}$	$\Phi_{V,i}$	$\Phi_{HL,i}$
		W	W	W
102	Předsíň	110	20	130
103	Ob. Pokoj + Kuchyň	750	100	850
105	WC	70	0	70
106	Pokoj	540	70	610
107	Koupelna	150	20	170
110	Dílna	280	10	290
111	Předsíň	80	20	100
112	WC	30	0	30
113	Společenský prostor	420	60	480
201	Hala	120	30	150
202	Pokoj	570	100	670
203	Koupelna	330	50	380
204	Ložnice	410	90	500
205	Ložnice	530	90	620
206	Koupelna	200	30	230
207	Hala	120	30	150
208	Koupelna	210	30	240
209	Pokoj	650	90	740
Σ		5570	840	6410
		H_T	H_V	
		W/K	W/K	
Σ		150	143	

Tepelná ztráta prostupem tepla je 5 570 W, tepelná ztráta větráním je 840 W při účinnosti zpětného získávání tepla 83 %. Celková tepelná ztráta objektu je **6 410 W**. Měrný tepelný tok prostupem tepla celého objektu je 150 W/K a měrný tepelný tok větráním celého objektu je 143 W/K.

5. NÍZKOTEPLTNÍ OTOPNÁ SOUSTAVA

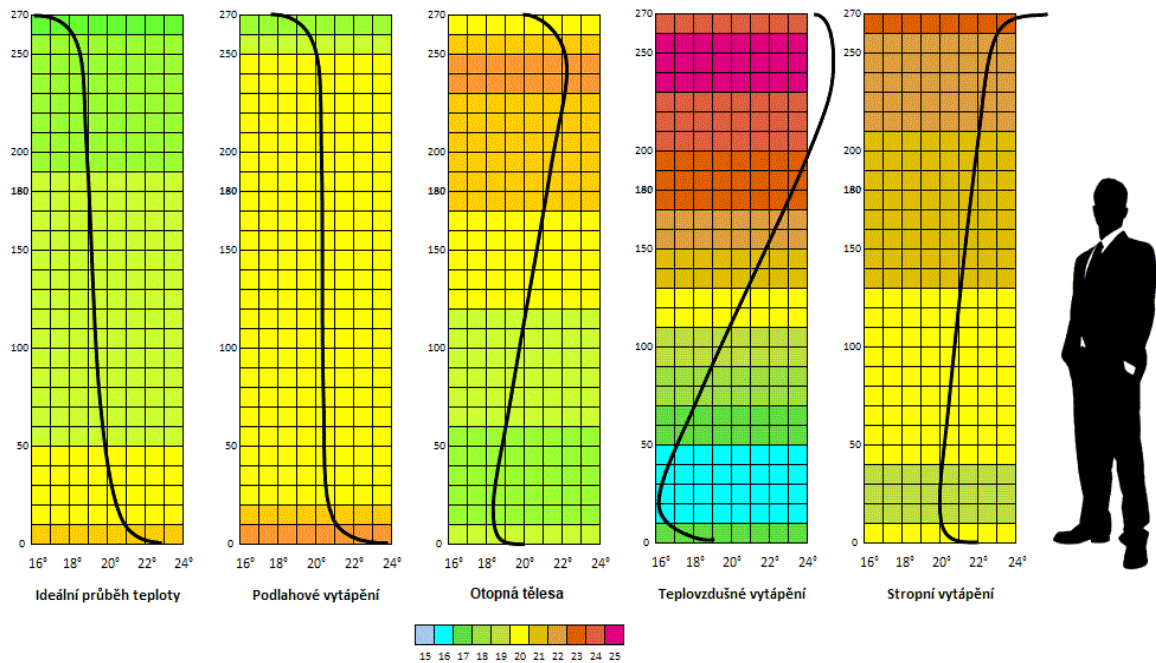
Nízkoteplotní otopné soustavy nám umožňují efektivní a úsporné využívání nízkopotenciálních zdrojů tepla. Jako jsou například tepelná čerpadla nebo solární kolektory. Otopná voda je ohřívána na nízké teploty obvykle od 30 °C do 55 °C. Do nízkoteplotních soustav patří především velkoplošné vytápění. Dnes se stavějí energeticky úsporné domy, lze tedy docílit nízkoteplotní otopné soustavy i s otopnými tělesy či konvektory. Zvláště u tepelných čerpadel je nízká teplota otopné vody důležitým faktorem, pro úsporné provozování tepelného čerpadla. Pomocí velkoplošného vytápění lze docílit nízkých teplot otopné vody.

Úkolem vytápění je zajistit tepelnou pohodu ve vytápěném prostoru. Musíme tedy dosáhnout takových parametrů, aby člověk nepocítoval chlad, ani nadměrné teplo. Sdílené tepelné toky mezi osobou a okolím (sáláním, konvekcí, dýcháním, vypařováním, vedením) musí být v rovnováze s metabolickým tepelným tokem. [1, 4]

5.1 Velkoplošné vytápění

K převážně sálavému vytápění radíme velkoplošné vytápění či lokální vytápění sálavými panely. Velkoplošné otopné soustavy lze rozdělit podle použité plochy na podlahové, stěnové či stropní vytápění. Podíl tepelného toku sáláním je u podlahového 55 %, stěnového 65 % a stropního 80 %. U převážně sálavého vytápění je střední radiační teplota vyšší než teplota vzduchu. Povrchová teplota otopné plochy je poměrně nízká, u stěnového 30 až 60 °C, u stropního 25 až 45 °C a u podlahového vytápění 23 až 34 °C. U dnešních nízkoenergetických staveb se budeme setkávat s povrchovou teplotou na spodním rozmezí teplot pro dané umístění otopné plochy. [1]

Ideální vytápění by mělo zajistit, aby v oblasti hlavy stojícího člověka byla teplota vzduchu o minimálně 2 °C nižší, než v oblasti kotníků. Z hlediska vertikálního rozložení teplot v místnosti je neblíže ideálnímu rozložení teplot podlahové vytápění. U ostatních druhů vytápění je teplotní profil dosti nevyrovnaný. Méně ideální z hlediska rozložení teplot je stropní vytápění. Tento systém je vhodný pro použití kombinace vytápění a chlazení. V zimním období slouží strop pro vytápění a v letním období slouží strop pro chlazení. Nejméně vhodné z hlediska vertikálního rozložení teplot v místnosti je teplovzdušné vytápění. [1, 9]



Obr. 5 - 1 Vertikální průběh teploty vzduchu ve vytápěné místnosti [9]

Na obrázku výše máme mezi sebou znázorněné jednotlivé druhy vytápění z hlediska vertikálního rozložení teplot v místnosti.

5.2 Podlahové vytápění

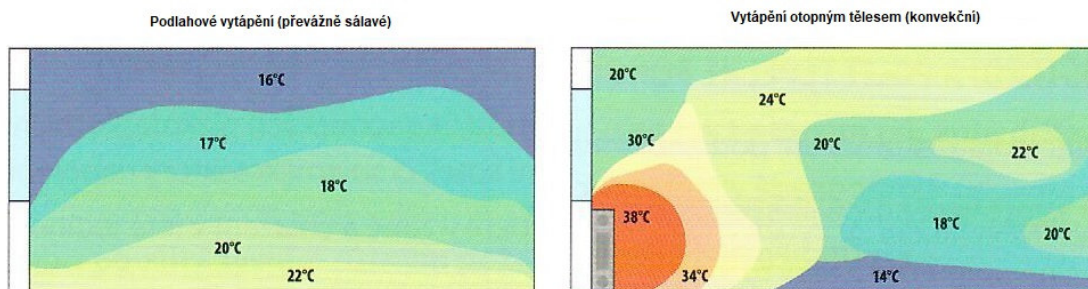
Historie podlahového vytápění sahá až do starověkého Říma. Ohniště bylo umístěno pod objektem, ve kterém se spalovalo dřevo nebo uhlí. Následně teplé spaliny proudily dutinami v podlaze a ve stěnách a sdílely teplo do daného prostoru. Obvykle byla nad ohništěm umístěna nádoba, kde se ohřívala teplá užitková voda. Kolem roku 80 před naším letopočtem tento oblíbený způsob vytápění navrhl Sergius Orata a pojmenoval ho hypocaustum. [1, 10]

Dnešní moderní teplovodní vytápění se začalo používat koncem 20. století. Potrubím uloženým v podlaze proudí teplá voda. Nejčastějším způsobem je mokrá metoda pokládky, kdy je potrubí zalito betonovým nebo anhydritovým potěrem. Suchý systém podlahového vytápění se používá v případech, kdy nelze nosnou konstrukci zatížit betonovým potěrem.

Dalším systémem je elektrické podlahové vytápění. Elektrické vytápění pracuje s termokabely, topnými rohožemi nebo fóliemi uloženými buď přímo pod podlahovou krytinou nebo zalité v betonovém potěru. Výhodou tohoto systému jsou jeho nízké investiční náklady a rychlá reakční doba na změnu požadované teploty v místnosti.

Nevýhodou tohoto systému jsou vysoké provozní náklady (elektrina) a z hlediska dnešní legislativy na novostavby není možné vytápět dům pouze elektřinou. Museli bychom elektřinu sami vyrábět a nebo mít další zdroj tepla například na biomasu. V rámci plnění požadavků na energetickou náročnost budovy je důležitým údajem faktor primární energie pro jednotlivé energonositele, který je pro (elektrinu 2,6, zemní plyn 1, peletky 0,2). Z tohoto důvodu se v dnešních dobách elektrické podlahové vytápění příliš nerealizuje. [10]

Na obrázku níže můžeme vidět rozložení teplot vzduchu v místnosti. Použití velkoplošných sálavých systémů umožňuje udržovat teplotu v místnosti o 2 až 3 °C nižší oproti konvekčnímu systému vytápění při zachování stejné tepelné pohody. Lze tedy oproti konvekčnímu systému vytápění uspořit 10 % až 16 % energie potřebné pro vytápění.



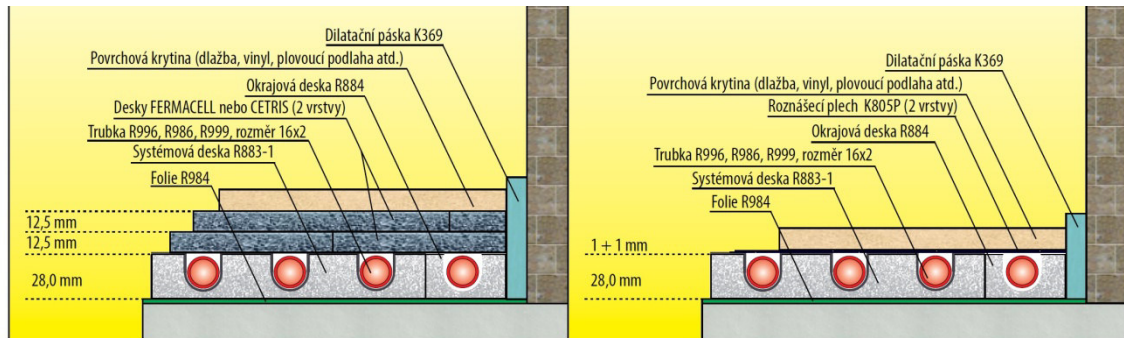
Obr. 5 - 2 Teploty vzduchu v místnosti při dosažení stejné tepelné pohody podlahové vytápění a vytápění otopnými tělesy [11]

V této práci se zaměřím na teplovodní podlahové vytápění.

5.2.1 Suchý systém podlahového vytápění

Jedním ze systémů podlahového vytápění je suchý způsob pokládky. Tento systém oproti klasickému systému, kdy jsou trubky zality betonem nebo anhydritem, má menší teplotní setrvačnost. Suchý systém umožňuje rychlou reakci na změnu požadované teploty místnosti. Skladba podlahy suchého systému může být už od 3,5 cm. Skladba podlahy je lehká a tudíž je tento systém vhodný pro dřevěné konstrukce stropů či půdní vestavby. Potrubí se pokládá do systémové desky určené pro suchý systém meandrovou pokládkou. Na systémovou desku se nejčastěji pokládají ve dvou vrstvách fermacell desky a následně povrchová krytina. Ihned po montáži je možné provést první zátáp. Oproti mokrému systému pokládky vyžaduje suchý systém vyšší teplotu otopné vody, to je způsobeno vzduchovou vrstvou, která klade velký odpor v rámci přestupu

tepla. Systémová deska u suchého systému bývá vybavena kovovým povrchem, který obklopuje trubku a následně lépe vede teplo po celé ploše systémové desky. [11]



Obr. 5 - 3 Skladba podlahy suchého systému s fermacell deskami nebo s roznášecím plechem [11]

Na obrázku výše jsou dva způsoby suché pokládky podlahového vytápění od firmy Giacomini. Obvykle je používán systém s desky na bázi cementu nebo sádky. Lze použít i skladbu s roznášecími plechy, které mají výhodu menší stavební výšky podlahy. Pokud je pod podlahou nevytápěný nebo venkovní prostor, pod systémovou desku se umístí tepelná izolace o dostatečné tloušťce.

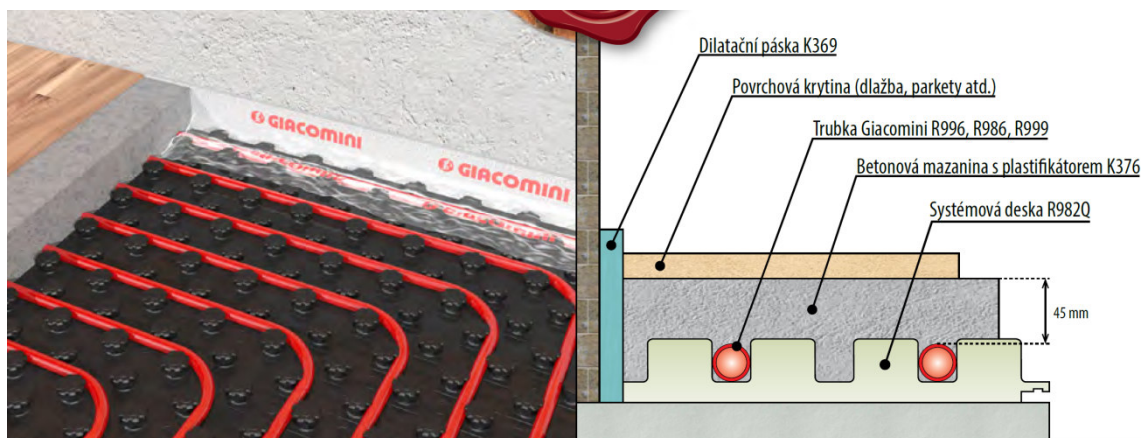
5.2.2 Mokrý systém podlahového vytápění

Mokrý systém pokládky podlahového vytápění patří mezi nejrozšířenější. Potrubí se zalévá betonovým potěrem nebo anhydritem. Oproti suchému systému dochází k vyšší tepelné vodivosti a tudíž nám stačí nižší teplota otopné vody. Dochází k lepší tepelné akumulaci, ale zároveň i k dlouhé setrvačnosti pro případné změny požadované teploty v místnosti. Oproti suchému systému jsou nižší investiční náklady. [11]

Nejčastěji se potrubí zalévá betonovým potěrem s plastifikátory. Plastifikátory zajišťují lepší obtékání potrubí betonovou směsí. V závislosti na dané betonové směsi a jejího přípustného plošného zatížení se tloušťky podlah u běžných obytných budov pohybují od 50 do 80 mm. V případě anhydritových podlah se u běžných obytných budov tloušťky podlah pohybují od 35 mm do 60 mm. Výhodou anhydritových podlah je jejich až desetinásobně menší roztažnost oproti klasickým betonovým směsím. Anhydritové (sádkové) podlahy jsou nevhodné do vlhkých prostředí. Anhydritové směsi jsou také nevhodné pro využívání otopné plochy v létě pro chlazení. [11, 1]

V rámci mokrého systému je zapotřebí řešit i dilatace podlahy. U obou systému, jak suchého, tak mokrého, se dělají dilatace vždy u veškerých svislých konstrukcí

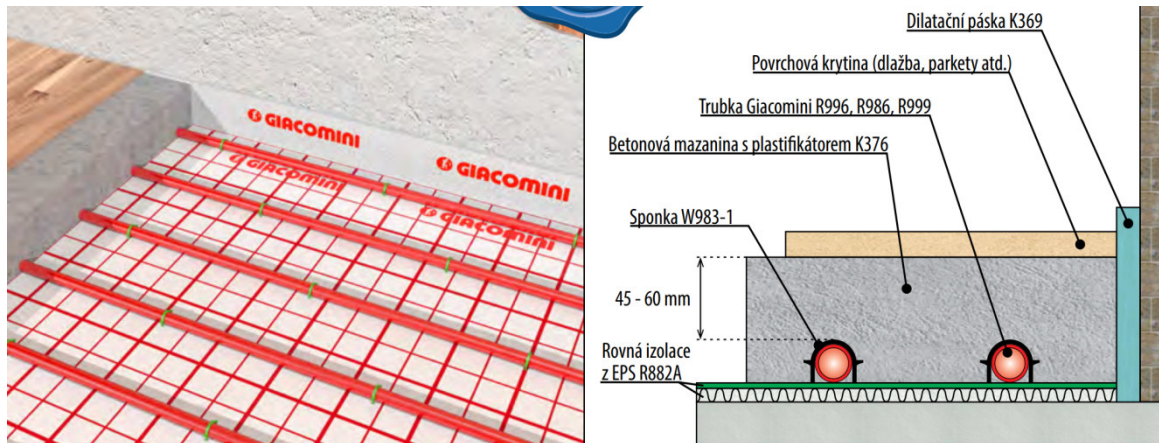
zasahující do podlahového vytápění. U mokrého systému je třeba řešit i případné rozdilátování velkých nebo nepravidelných ploch. V případě klasické betonáže je maximální plocha otopné desky 40 m² a délka strany obdélníkové desky by neměla být vyšší než 8 m. Pokud bude místnost ve tvaru L, je potřeba ji rozdělit dilatací. U anhydritových podlah je maximální plocha otopné desky 400 m². Dilatace je provedena pomocí dilatačních pásků v celé výšce skladby podlahového vytápění. Potrubí procházející dilatační spárou se umístí do ochranné trubky. [11, 1]



Obr. 5 - 4 Skladba podlahy mokrého systému se systémovou deskou podlahového vytápění [11]

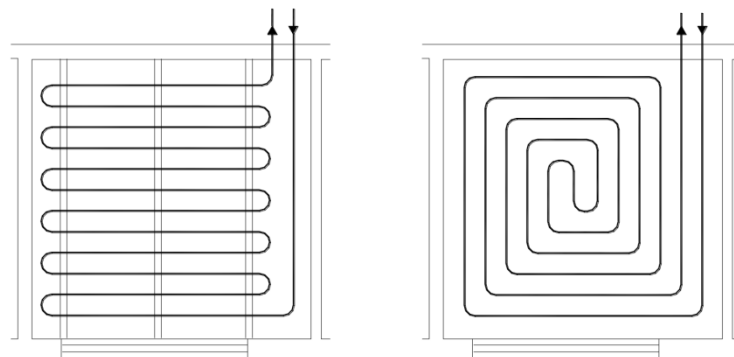
Nejvhodnější systém pokládky potrubí je do systémové desky, viz obrázek výše. Systémová deska zajišťuje jednoduchou montáž, vhodné obtékání potrubí betonovou směsí, dodržení přesné rozteče trubek a bývá na povrchu opatřena Pe folií, která slouží jako parozábrana. Většina systémových desek je opatřena tepelnou izolací a řeší i kročejový útlum hluku. Nevýhodou systémové desky jsou její vyšší investiční náklady.

Dalším řešením pokládky potrubí je do instalačních lišt. Lišty se připevňují sponkami na podkladní izolaci, na které je položena polyetylenová folie. Tento systém je vhodný pro velké plochy. Dále se může potrubí pokládat na podkladní izolaci, na které je položena polyetylenová folie. Potrubí se do izolace připevňuje pomocí spon. Tento způsob pokládky je nejvíce pracný, ale zároveň investičně nejméně nákladný. Reflexní fólie u mokrého způsobu pokládky podlahového vytápění nemá žádný přínos. Pokládku potrubí na podkladní izolaci můžeme vidět na obrázku níže.



Obr. 5 - 5 Skladba podlahy mokrého systému s připevněním potrubí pomocí spon na podkladní izolaci [11]

Z hlediska tvaru pokládky potrubí rozlišujeme dva způsoby. První meandrový způsob kladení otopného hadu. U meandrového způsobu se přívodní potrubí otopného okruhu přivede k ochlazované stěně a následně je potrubí kladeno směrem do místnosti. Tento způsob umožňuje rovnoměrné rozložení teplot ve vytápěné místnosti převážně u nezateplených objektů. Druhým způsobem pokládky otopného hadu je do plošné spirály. U tohoto způsobu kladení je povrchová teplota podlahy po celé její ploše rovnoměrná. Tento způsob pokládky je i vhodný do dnešních nízkoenergetických budov. Oba způsoby umožňují kladení s intenzivní okrajovou zónou. Tato okrajová zóna následně eliminuje negativní vliv ochlazovaných konstrukcí na vytváření místní tepelné nepohody. Intenzivní okrajová zóna se nejčastěji umísťuje k okenní stěně, kde eliminuje chladné proudy vyvolané nízkou povrchovou teplotou zasklení. Negativní vliv na pohodu prostředí je dnes také eliminováno použitím kvalitních výplní otvorů s izolačním trojsklem. [9, 1]

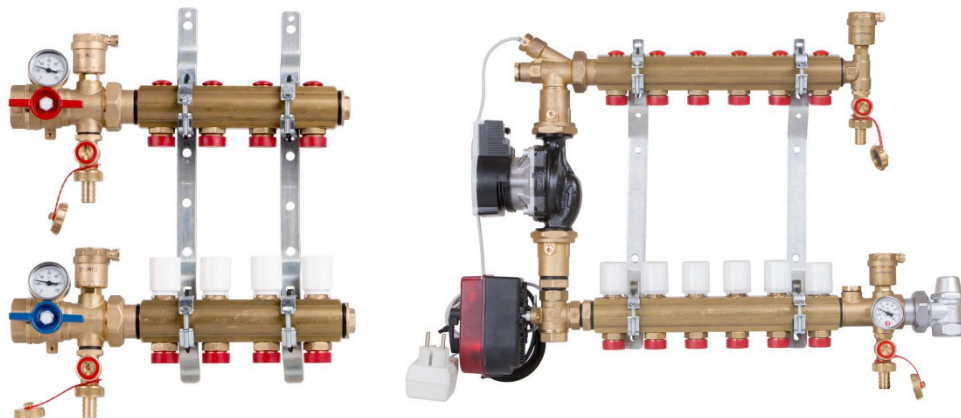


Obr. 5 - 6 Kladení potrubí vpravo meandr vlevo plošná spirála

5.2.3 Komponenty podlahového vytápění

Pro jednotlivé okruhy podlahového vytápění se nejčastěji používá plastové potrubí. Pro vytápění je třeba používat materiál s kyslíkovou bariérou, nejčastěji síťovaný polyetylen PE-X. Potrubí se nejčastěji navrhuje v průměrech 16x2, 17x2 a 18x2. Lze použít i pro jednotlivé okruhy materiály používané běžně ve vytápění jako je měď či nerez. Z důvodu investičních a montážních nároků se nejběžněji používá potrubí PE-X. Potrubí se nejčastěji pokládá na systémovou desku, případně u mokrého systému lze pokládat na folii podlahového vytápění na podkladní izolaci.

Důležitým prvkem je rozdělovač podlahového vytápění. Většina výrobců nabízí předmontované rozdělovače osazené základními prvky. Rozdělovače bývají osazeny odvodušněním, vypouštěním, teploměry a uzávěry na přívodu a zpátečce od zdroje tepla. Sestavy předmontovaných rozdělovačů lze použít pro 2 až 12 okruhů podlahového vytápění. Na přívodu každého okruhu je osazeno regulační šroubení, kde se nastaví škrcení pro hydraulické vyrovnání jednotlivých okruhů. Některé sestavy rozdělovačů jsou osazeny místo regulačních šroubení průtokoměry, kde se nastavuje požadovaný průtok okruhem. Na zpátečce se pro každý okruh osazují termostatické ventily s ruční hlavou nebo ventily pro osazení termoelektrických hlav. V případě kombinovaných systémů vytápění, například s otopnými tělesy (navrženy na vyšší teplotu otopné vody), je možné použít rozdělovače podlahového vytápění se směšováním a oběhovým čerpadlem. Rozdělovače jsou nejčastěji umístěné ve skříni rozdělovače podlahového vytápění, umístěné na zdi nebo ve zdi nad podlahou.



Obr. 5 – 7 Rozdělovač podlahového vytápění vlevo bez směšování, vpravo se směšováním

5.2.4 Návrh podlahového vytápění

Při návrhu podlahového vytápění jsme limitováni maximální hygienicky přípustnou povrchovou teplotou s ohledem na člověka. Pravidla pro návrh podlahového vytápění jsou ustanovena v normě ČSN EN 1264. Maximální povrchová teplota pro obytné zóny je 28 °C až 29 °C a pro koupelny 33 °C. Tímto je limitován maximální výkon podlahového vytápění (pro obytné místnosti 100 W/m² a pro koupelny 160 W/m²). Tepelný výkon podlahové otopné plochy kryje tepelné ztráty místnosti. U historicky nezateplených objektů, které mají zpravidla tepelnou ztrátu místnosti nad 100 W/m², nelze tepelnou ztrátu pokrýt pouze podlahovým vytápěním. U dnešních nízkoenergetických staveb, kde se tepelná ztráta zpravidla pohybuje od 30 W/m² do 60 W/m², lze bez problémů pokrýt tepelnou ztrátu pouze podlahovým vytápěním.

Hlavním parametrem pro návrh podlahového vytápění je měrný tepelný tok q při fyziologicky přípustné střední povrchové teplotě t_p . Návrh předpokládá řešení za předpokladu jednorozměrného vedení tepla, kdy lze průběh teploty v desce s válcovými zdroji tepla řešit jako průběh teploty při vedení tepla v tyči, zahřívané na konci na stálou teplotu. Následující postup výpočtu vychází z fyzikálních rovnic. [12]

Tepelná propustnost vrstvami nad trubkami

$$\Lambda_a = \frac{1}{\sum \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (6)$$

Λ_a	tepelná propustnost vrstev nad trubkami	[W/m ² · K]
s_n	tloušťka vrstvy	[m]
λ_n	součinitel tepelné vodivosti vrstvy	[W/m · K]
α_p	celkový součinitel přestupu tepla na povrchu otopné plochy volí se $\alpha_p = 12$	[W/m ² · K]

Tepelná propustnost vrstvami pod trubkami

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha'_p}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (7)$$

Λ_b	tepelná propustnost vrstev pod trubkami	[W/m ² · K]
α'_p	celkový součinitel přestupu tepla na spodní straně podlahy volí se $\alpha'_p = 8$	[W/m ² · K]

V případě instalace podlahové otopné plochy nad přilehlou zeminou se místo členu $\frac{1}{\alpha_p}$ počítá s tepelným odporem zeminy a volí se $R_Z = 1,11 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$.

Charakteristické číslo podlahy

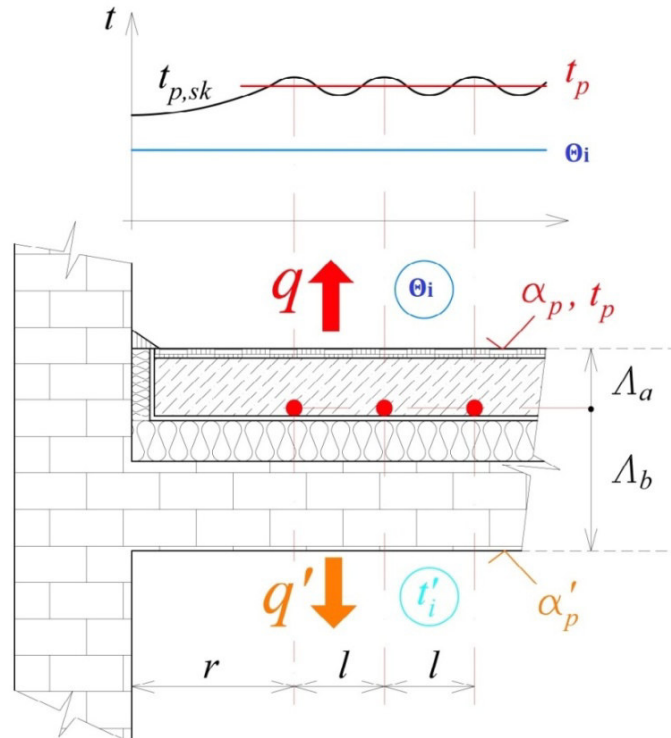
$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot \lambda_{vr} \cdot D_{tr}}} \quad [1/\text{m}] \quad (8)$$

m	charakteristické číslo podlahy	[1/m]
λ_{vr}	součinitel tepelné vodivosti materiálu obtékající potrubí	[W/m · K]
D_{tr}	vnější průměr potrubí	[m]

Střední povrchová teplota podlahové plochy

$$t_p = \theta_i + \frac{\Lambda_a}{\alpha_p} \cdot (t_m - \theta_i) \cdot \frac{tgh\left(m \cdot \frac{l}{2}\right)}{m \cdot \frac{l}{2}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (9)$$

t_p	střední povrchová teplota podlahy	[°C]
θ_i	vnitřní výpočtová teplota	[°C]
t_m	střední teplota otopné vody	[°C]
l	rozteč trubek	[m]



Obr. 5 – 8 Schéma podlahové otopné plochy pro výpočet

Měrný tepelný tok do místnosti

$$q = \alpha_p \cdot (t_p - \theta_i) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (10)$$

q měrný tepelný tok do místnosti [W/m²]

Ztrátový tepelný tok do místnosti dolů o stejné teplotě

$$q' = \frac{\Lambda_a}{\Lambda_b} \cdot \alpha_p \cdot (t_p - \theta_i) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (11)$$

q' ztrátový měrný tepelný tok [W/m²]

Ztrátový tepelný tok dolů pro podlahu na zemině

$$q' = \Lambda_b (t_p - t_z) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (12)$$

t_z teplota přilehlé zeminy pod podlahou (volí se $t_z = 3^\circ\text{C}$) [°C]

Otopná plocha místnosti ohraničená krajní trubkou

$$S_p = \frac{\Phi_{HL,i}}{q + q'} \text{ [m}^2\text{]} \quad (13)$$

$\Phi_{HL,i}$ návrhový tepelný výkon vytápěného prostoru [W]

S_p otopná plocha ohraničená krajní trubkou [m²]

Ztrátový tepelný tok z místnosti nad řešenou místností se v praxi volí $q' = 0 \text{ W/m}^2$

Celkový tepelný příkon podlahové otopné plochy

$$Q_P = S_p \cdot (q + q') \text{ [W]} \quad (14)$$

Skutečný celkový tepelný výkon otopné plochy je vyšší o tepelný tok, který sdílí okrajová plocha u zdi Q_o , ve které nejsou položeny trubky. Celkový tepelný výkon podlahové plochy je $Q_{PC} = Q_P + Q_o$. V praxi se obvykle tento výkon sdílený okrajovou plochou zanedbává a uvažuje se, že celkový tepelný výkon podlahové plochy je $Q_{PC} = Q_P$.

Vzdálenost krajní trubky otopného hadu od stěny

$$r = \frac{2,3}{m} \text{ [m]} \quad (15)$$

r šířka okrajové plochy [m]

Hydraulický návrh podlahového vytápění

Z následujícího postupu výpočtu získáme pro potřebný výkon podlahové otopné plochy v jednotlivých místnostech návrhové parametry: střední teplotu otopné vody, rozteč potrubí, plochu podlahového vytápění a navrhne délky jednotlivých okruhů. Tyto parametry uvedeme do výkresové dokumentace vytápění. Abychom byli schopni hydraulicky vyrovnat jednotlivé podlahové smyčky a také s ohledem na montáž, se doporučuje, aby maximální délka podlahové smyčky (okruhu) byla do 100 m. Naopak místnosti s malou plochou připojíme do jiné otopné smyčky. Hydraulické vyrovnání můžeme docílit podobnou délkou podlahových smyček o stejném průtoku. Případně průměrem potrubí jednotlivých smyček. Potrubí se nejčastěji navrhuje v průměrech 16x2, 17x2 a 18x2. Jednotlivé otopné smyčky se mezi sebou hydraulicky vyrovnají pomocí nastavení škrcení na šroubení dané otopné smyčky, případně nastavením požadovaného průtoku jednotlivých otopných smyček.

5.3 Návrh otopné soustavy řešeného objektu

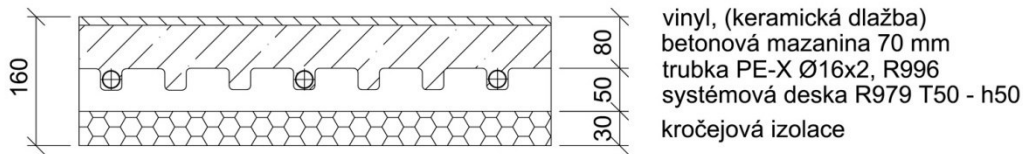
V rámci své diplomové práce řeším historický objekt sloužící původně k hospodářským účelům. Stávající objekt je v současnosti vytápěn pouze pomocí lokálních topenišť. V rámci stavebních úprav dojde k zateplení objektu. Část objektu bude sloužit pro trvalý pobyt a druhá část objektu bude určena pro rekreační pronájem.

Vzhledem k tomu, že bude objekt zateplen, jsem se rozhodl, že pro vytápění objektu zvolím nízkoteplotní podlahové vytápění. Z hlediska různých provozních celků objektu, jsem navrhl dvě otopné větve vytápění a to pro trvalý pobyt a pro rekreační pronájem. Požadovanou teplotu otopné vody pro každou větev bude zajišťovat třicestný směšovací ventil a oběh vody bude zajišťovat oběhové čerpadlo.

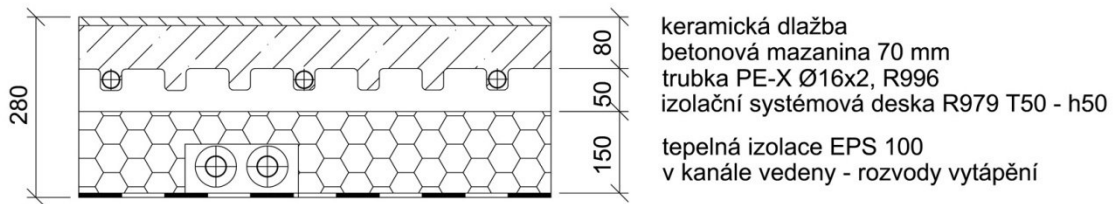
5.3.1 Návrh podlahové otopné plochy

Navrhl jsem mokrý způsob pokládky podlahového vytápění. Potrubí veškerých otopných smyček PE-X Ø16x2. Potrubí bude uloženo do systémové desky s tepelným a kročejovým útlumem R979 T50 – h50. Potrubí bude zalito betonovou směsí. Dilatace podlahové plochy budou provedeny pomocí okrajové pásky a budou okolo všech stěn či komínů. Při průchodu dilatační spárou bude potrubí v chrániče. Na obrázku níže je řez skladbou podlahové otopné plochy.

Skladba podlahového vytápění 2.NP



Skladba podlahového vytápění 1.NP



Obrázek 5 – 9 Skladby podlahového vytápění řešeného objektu

Návrh podlahové otopné plochy jsem provedl podle postupu uvedeného v kapitole 5.2.4 Návrh podlahového vytápění. Pro výpočet jsem použil výpočetní pomůcku v excel od Ing. Romana Vavříčky, Ph.D. Pro každou vytápěnou místnost jsem volil rozteč potrubí a střední povrchovou teplotu při střední teplotě otopné vody, tak abych pokryl tepelnou ztrátu místnosti. [12]

V tabulce níže je vzorový návrh podlahové otopné plochy pro místnost 103 - Obývacího pokoje. Nejprve se zadá složení podlahy nad trubkami a pod trubkami. Zadájí se okrajové podmínky a to je θ_i vnitřní výpočtová teplota místnosti, t_p teplota povrchu podlahy, D_{tr} vnější průměr potrubí a λ_{vr} součinitel tepelné vodivosti materiálu obtékající potrubí. Dále se zadá otopná plocha místnosti ohraničená krajní trubkou S_p a její obvod O_p . Podlahovou otopnou plochou potřebuji pokrýt tepelnou ztrátu místnosti. Na základě volby rozteče potrubí l a střední teploty povrchu t_p o střední teplotě otopné vody t_m se snažím co nejvíce přiblížit k tepelné ztrátě místnosti.

Tepelná ztráta místnosti 103 – Obývací pokoj je 850W. Navrhl jsem podlahovou otopnou plochu o výkonu $Q_{PC} = 866 \text{ W}$, při rozteči potrubí $l = 0,15 \text{ m}$, při střední povrchové teplotě $t_p = 23,2^\circ\text{C}$ a při střední teplotě otopné vody $t_m = 25,7^\circ\text{C}$. Navrhl jsem teplotní spád podlahového vytápění 29/23 °C.

Tab. 5 – 1 Návrh podlahové otopné plochy místnost 103 – Obývací pokoj

Složení podlahy:			103		Okrajové podmínky:	
Vrstvy nad trubkami	s_i [m]	λ_i [W/m·K]			Teplota vzduchu t_i [°C]	20
keramická dlažba	0,01	1			Teplota povrchu podlahy t_p [°C]	23,2
stavební lepidlo	0,002	0,8			Součinitel přestupu tepla na povrchu podlahy α_p [W/m ² ·K]	8,45
cementový potěr	0,07	1,2			Poloha podlahové otopné plochy v domě, tj. v podlahové nebo stropní konstrukci domu.	
-	0	1			Nepodsklepená podlaha v přízemí budovy	
Vrstvy pod trubkami			s_i [m]	λ_i [W/m·K]	Součinitel přestupu tepla pod povrchem podlahy α_p' [W/m ² ·K]	
systémová deska	0,03	0,044			-	
tepelná izolace	0,15	0,037			Vnější průměr potrubí d [m]	0,016
hydroizolace	0,002	0,35			Součinitel tepelné vodivosti vrstvy, kde jsou trubky zalaty λ_{vr} [W/m·K]	
-	0	1			-	
-	0	1			Rozteč potrubí t [m]	
Výpočty:					Střední teplota otopné vody t_m [°C]	
A_a [W/m ² ·K]					25,66	
A_b [W/m ² ·K]						
m [m ⁻¹]						
q [W/m ²]						
q' [W/m ²]						
Výpočty:					Žlutá pole vyplň => Modrá se dopočítají	
r [m]						
S_p [m ²] - skutečná plocha otopného hada						
O_p [m ²] - skutečný obv od plochy otopného hada						
Q_p [W]						
Q_o [W]						
Q_{pc} [W]						

Ostatní vytápěné místnosti jsou rovněž navrženy na teplotní spád podlahového vytápění 29/23 °C. Připojky jednotlivých podlahových smyček budou vytápět místnosti, kudy procházejí.

V koupelnách, kde je vnitřní výpočtová teplota $\theta_i = 24^\circ\text{C}$ jsem navrhl podlahové vytápění a pro pokrytí tepelné ztráty jsem také navrhl přímotopné elektrické trubkové těleso. Trubkové otopné těleso KORALUX RONDO COMFORT-E bude osazeno elektrickým regulátorem teploty. Trubkové přímotopné elektrické těleso není napojeno na otopnou soustavu a je naplněno nemrznoucí směsí.

5.3.2 Hydraulický návrh otopné soustavy

Otopná soustava zajišťuje přenos tepla do jednotlivých místností. Základním podkladem pro projektování je nezávazná norma ČSN 06 0310 Ústřední vytápění z roku 2014. Pro dimenzování potrubní sítě jsem postupoval dle ČSN 06 0310. Výpočet průměru potrubí jsem vypočetl metodou návrhu optimálních ekonomických rychlostí, kde pro dvoutrubkové soustavy je doporučeno 0,5 - 0,6 m/s. Jelikož mi podle těchto doporučených rychlostí vycházely velké tlakové ztráty, tak s ohledem na dopravní výšku čerpadel a hydraulické vyrovnání okruhů, jsem volil nižší rychlosti proudění v potrubí. Nejprve jsem vypočítal tlakovou ztrátu třením a poté tlakovou ztrátu místních odporů pro jednotlivé úseky. Výpočet jsem provedl pomocí výpočetní pomůcky z webu TZB - info. Výpočet lze použít ke zjištění tlakové ztráty třením v potrubí v závislosti na tvaru a rozměrech potrubí, drsnosti a délky potrubí, hustoty a kinematische viskozity proudící tekutiny. Zadává se průtok potrubím nebo rychlost proudění. [2, 13, 14]

Pro větev vytápění trvalého pobytu a větev vytápění pronájmu, je vždy pro každé podlaží jeden rozdělovač podlahového vytápění. Celkem má tedy každá větev vytápění rozdělovač pro 1.NP a druhý pro 2.NP. Rozdělovače podlahového vytápění jsem zvolil Giacomini R553DK. Součástí rozdělovače jsou kulové kohouty, vypouštění, odvzdušnění, teploměry, regulační šroubení a termostatické ventily jednotlivých topných smyček. Skříň rozdělovače podlahového vytápění bude umístěna na zeď nebo do zdi. Na přívodu od zdroje tepla bude v rozdělovači podlahového vytápění umístěno regulační šroubení Regulux.

Hlavní rozvody potrubí od rozdělovačů ke zdroji tepla, jsem navrhl z měděných trub. Potrubí je převážně vedeno v kanále v podkladní tepelné izolaci podlahy. Veškeré tyto hlavní rozvody potrubí budou tepelně izolovány. Doporučené pH pro měděné potrubí je pH 6 - 10. Dilatace potrubí je zajištěna přirozenými změny směrů. Otopná soustava bude instalována tak, aby byla vypustitelná a odvzdušnitelná.

Po dimenzování jednotlivých větví vytápění, bylo zapotřebí hydraulicky vyvážit jednotlivé otopné okruhy. Jednotlivé smyčky podlahového vytápění jsem mezi sebou vyrovnal nastavením na regulačním šroubení v rozdělovači podlahového vytápění. Nejprve jsem zjistil pro každý rozdělovač smyčku podlahového vytápění s nejvyšší tlakovou ztrátou a následně jsem ostatní smyčky podlahového vytápění doškrtil na stejnou tlakovou ztrátu nejnepříznivější smyčky. Stejnou tlakovou ztrátou mezi oběma

rozdělovači a zdrojem tepla, jsem zajistil pomocí regulačního šroubení na přívodu do rozdělovačů podlahového vytápění. Hydraulické vyrovnání okruhů jsem provedl pro větev trvalý pobyt a větev pro pronájem zvlášť. V tabulce níže je navržené hydraulické vyrovnání jednotlivých okruhů. V tabulce níže je uvedeno požadované nastavení a odpovídající průtok vody jednotlivými otopnými smyčkami. Odpovídající nastavení se nastaví na regulačních šroubeních v rozdělovačích podlahového vytápění (FO = plně otevřeno).

Tab. 5 – 2 Hydraulické vyvážení otopné soustavy

Pronájem 1.NP
Rozdělovač R3
R553DKB 2 okruhů

okruh	průtok kg/h	nastavení
R3/1	47	FO
R3/2	43	3,5

Regulux DN15/nast.4

Trvalý pobyt 1.NP
Rozdělovač R1
R553DKA 6 okruhů

okruh	průtok kg/h	nastavení
R1/1	36	1,5
R1/2	47	2,5
R1/3	45	2
R1/4	53	3
R1/5	62	FO
R1/6	62	4,5

Regulux DN15/nast.3,5

Pronájem 2.NP
Rozdělovač R4
R553DKB 6 okruhů

okruh	průtok kg/h	nastavení
R4/1	45	FO
R4/2	45	2
R4/3	35	2
R4/4	42	2
R4/5	54	2,5
R4/6	62	3

Regulux DN15/nast.4

Trvalý pobyt 2.NP
Rozdělovač R2
R553DKB 5 okruhů

okruh	průtok kg/h	nastavení
R2/1	50	2,5
R2/2	50	2,5
R2/3	58	FO
R2/4	38	2
R2/5	42	2

Regulux DN15/nast.1

Po instalaci se systém propláchne a následně se napustí vodou, jednotlivé smyčky budou důkladně odvzdušněny. Provede se tlaková zkouška dle ČSN EN 1264. Zkušební tlak nesmí být menší než 4 bar. Výsledek zkoušky a zkušební tlak se uvedou ve zprávě o tlakové zkoušce. Po vyžrání betonové směsi, minimálně však 21 dnů, se provede zátop systému. Zahajuje se při teplotě přívodní vody 20 až 25 °C, teplota musí být udržována nejméně 3 dny a následně každých 24 h zvyšujeme teplotu vody o 5 °C až

k dosažení maximální teploty otopné vody. Tuto maximální teplotu udržujeme 5 dní a následně snižujeme teplotu otopné vody o 5 °C denně. Necháme podlahu nejméně tři dny vychladnout a provedeme ještě jeden topný cyklus. [11]

5.3.3 Regulace teploty vzduchu v místnostech

Podlahové vytápění pracuje s nízkými teplotami otopné vody, tudíž má samoregulační schopnost. Při vytápění podlahovým vytápěním tedy nedochází k nežádoucímu přetápění místností. Jelikož předpokládám nepravidelnou obsazenost budovy, navrhl jsem řízení požadované teploty vzduchu pomocí prostorových termostatů on/off. V rozdělovači podlahového vytápění se ventily jednotlivých okruhů osadí termoelektrickou hlavou R478. Do každého rozdělovače podlahového vytápění se umístí přípojovací modul PM100CZ 230V pro připojení termoelektrických hlav komunikujících s prostorovým termostatem. Pomocí prostorového termostatu bude možno individuálně snížit nastavenou požadovanou teplotu vzduchu v dané místnosti.

6. TEORETICKÁ POTŘEBA TEPLA

Pro stanovení teoretické potřeby tepla na vytápění v rámci řešeného objektu mé diplomové práce, jsem postupoval dle normy ČSN EN ISO 52016-1. Pro stanovení teoretické potřeby tepla na přípravu teplé vody jsem vycházel ze základní energetické bilance.

6.1 Potřeba tepla na vytápění

Pro stanovení potřeby tepla na vytápění jsem postupoval dle normy ČSN EN ISO 52016-1 vydanou roku 2021. Tato norma zohledňuje vnitřní a vnější tepelné zisky. Výpočet potřeby tepla dle této normy počítá s měsíčními kroky a je přesnější oproti denostupňové metodě. Pro výpočet uvažuji s tepelnou kapacitou pro velmi těžkou budovu. Předpokládám dvě bytové jednotky po čtyřech osobách. Tepelné zisky od spotřebičů a osvětlení uvažuji 100 W/osobu, dále uvažuji s tepelným ziskem na každou bytovou jednotku 100 W/byt. Postup výpočtu vychází z měsíční metody z následujících rovnic. [14, 15]

Potřeba tepla prostupem tepla obálky budovy

$$Q_{H,tr} = H_T \cdot (\theta_{exh,z} - t_{ep}) \cdot \frac{n_{hod}}{1000} \text{ [kWh]} \quad (16)$$

$Q_{H,tr}$	potřeba tepla prostupem	[kWh]
H_T	měrný tepelný tok prostupem z vytápěného prostoru	[W/K]
$\theta_{exh,z}$	průměrná teplota vzduchu odváděná ze zóny	[°C]
t_{ep}	průměrná střední venkovní teplota za měsíc	[°C]
n_{hod}	počet hodin za období	[h]

Potřeba tepla větráním

$$Q_{H,ve} = H_v \cdot (\theta_{exh,z} - t_{ep}) \cdot (1 - \eta_{rec,z}) \cdot \frac{n_{hod}}{1000} \text{ [kWh]} \quad (17)$$

$Q_{H,ve}$	potřeba tepla větráním	[kWh]
H_v	měrný tepelný tok větráním z vytápěného prostoru	[W/K]
$\eta_{rec,z}$	účinnost zpětného získávání tepla	[1]

Vnitřní tepelné zisky

Celkové vnitřní tepelné zisky $\Phi_{zisk,vni}$ [W] produkují vnitřní zdroje tepla. Vnitřní tepelné zisky produkují domácí spotřebiče a umělé osvětlení $\Phi_{s,o}$ [W/osobu], tepelné zisky na každou bytovou jednotku $\Phi_{s,p}$ [W/byt] rodinný dům je jedna bytová jednotka.

$$\Phi_{zisk,vni} = \Phi_{s,o} \cdot f + \Phi_{s,p} \text{ [W]} \quad (18)$$

$\Phi_{zisk,vni}$	vnitřní tepelné zisky	[W]
$\Phi_{s,o}$	zisky od domácích spotřebičů a osvětlení	[W]
f	přítomnost osob v roce 70 %	[1]
$\Phi_{s,p}$	tepelné zisky na bytovou jednotku	[W]

Vnější tepelné zisky

Vnější tepelné zisky se počítají zvláště pro průhledné a neprůhledné konstrukce. Tepelné zisky vznikají jako důsledek sluneční radiace. V dané lokalitě jsou závislé na orientaci sběrných ploch, stínění, prostupnosti a pohltivosti slunečního záření a na vlastnostech charakterizujících přenos tepla sběrných ploch. Koefficient zahrnující vlastnosti a plochu sběrného povrchu (včetně vlivu stínění) se nazývá účinná solární sběrná plocha. [14, 15]

Vnější tepelné zisky se počítají pro průhledné a neprůhledné prvky zvlášť a dle orientace na světovou stranu. Pro výpočet byla využita měsíční metoda. Třída budovy velmi těžká.

$$\Phi_{sol} = F_{sh} \cdot \sum A_{sol} \cdot I_{sol} - F_{r,i} \cdot \Phi_{r,i} \text{ [W]} \quad (19)$$

Φ_{sol}	vnější tepelné zisky	[W]
F_{sh}	korekce stínění na externí překážky	[1]
A_{sol}	účinná solární sběrná plocha	[m ²]
I_{sol}	celkové solární záření	[W/m ²]
$F_{r,i}$	faktor osálení mezi stavebním prvkem a oblohou	[1]
$\Phi_{r,i}$	přídavný tepelný tok sáláním vůči obloze	[W]

Potřeba tepla na vytápění

Teoretická potřeba tepla na vytápění vychází z režimu provozu budovy, uvažují nepřerušované vytápění $a_{H,red} = 1$, dále z potřeby tepla na vytápění a větrání snižené o využitelné tepelné zisky.

$$Q_{H,nd} = a_{H,red} \cdot (Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{H,gn}) \text{ [kWh]} \quad (20)$$

$Q_{H,nd}$	potřeba tepla na vytápění	[kWh]
$a_{H,red}$	redukční faktor na přerušování vytápění	[1]
$Q_{H,ht}$	celková potřeba tepla na vytápění a větrání	[kWh]
$\eta_{H,gn}$	faktor využitelnosti tepelných zisků pro vytápění	[1]
$Q_{H,gn}$	celkové tepelné zisky	[kWh]

Stanovená potřeba tepla na vytápění řešeného objektu

Výpočet potřeby tepla na vytápění jsem provedl dle ČSN EN ISO 52016-1 v Excel. V tabulce níže jsou výsledné výpočty po jednotlivých měsících. Celková teoretická potřeba tepla na vytápění řešeného objektu činí $Q_{H,nd} = 13\,281 \text{ kWh}$ za rok.

Tab. 6 – 1 Stanovení potřeby tepla na vytápění (v Excel) řešeného objektu

Měsíc	Počet dnů n	Počet dnů den	Střední venkovní teplota t_{ep} °C	Měrný tepelný tok prostupem celé budovy H_T W/K	Potřeba tepla prostupem $Q_{q, tr}$ kWh	Měrný tepelný tok větráním celé budovy H_v W/K	Potřeba tepla větráním $Q_{H, ve}$ kWh	Celková potřeba tepla $Q_{q, jt}$ kWh	Vnitřní tepelné zisky $Q_{q, jnt}$ kWh	Solární tepelné zisky $Q_{H, sol}$ kWh	Celkové tepelné zisky $Q_{q, jpn}$ kWh	Bilanční poměr pro režim vytápění Y_H	Faktor využitelnosti tep. zisků pro vytápění $\eta_{H, jpn}$	Redukční faktor na přerušené vytápění $a_{H, red}$	Potřeba tepla na VTP $Q_{H, ind}$ kWh
															Σ
Leden	31	744	-2,8	2668	411	3079	357	257	614	1	0,20	0,840	1	2563	
Únor	28	672	-1,3	2251	346	2597	323	380	702	0,27	0,794	0	2040		
Březen	31	744	2,6	2034	313	2347	357	685	1042	0,44	0,700	0	1618		
Duben	30	720	7,2	1445	222	1667	346	928	1274	0,76	0,573	0	937		
Květen	31	744	12,7	846	130	977	357	1143	1500	1,54	0,399	0	379		
Červen	30	720	15	557	86	643	346	1135	1480	2,30	0,306	0	0		
Červenec	31	744	17,2	317	49	366	357	1119	1476	4,03	0,200	0	0		
Srpen	31	744	15,5	517	80	597	357	1063	1420	2,38	0,299	0	0		
Září	30	720	12,5	842	130	971	346	825	1170	1,20	0,459	0	435		
Říjen	31	744	8	1399	215	1614	357	546	903	0,56	0,648	0	1029		
Listopad	30	720	2,3	2002	308	2310	346	193	538	0,23	0,818	0	1870		
Prosinec	31	744	-0,9	2445	376	2821	357	120	477	0,17	0,861	1	2411		
				158		143									13281

6.2 Potřeba tepla na přípravu teplé vody

Potřeba tepla na přípravu teplé vody byla stanovena základní energetickou bilancí (množství osob, potřeba teplé vody na osobu a den, poměrné ztráty přípravy teplé vody a rozdílu teplot). [14, 16]

Potřeba tepla na přípravu teplé vody za den

$$Q_{2p} = \frac{(1 + z) \cdot V_{2p} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{TV} - t_{SV})}{3600 \cdot 1000} \text{ [kWh/den]} \quad (21)$$

Q_{2p}	potřeba tepla na přípravu teplé vody	[kWh/den]
V_{2p}	celková potřeba teplé vody	[m ³ /den]
z	poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci	[1]
ρ	hustota vody	[kg/m ³]
c	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg·K]
t_{SV}	teplota studené vody	[°C]
t_{TV}	teplota teplé vody	[°C]

Potřeba tepla na přípravu teplé vody za rok

$$Q_{2p,r} = Q_{2p} \cdot 349,5 \text{ [kWh/rok]} \quad (22)$$

Z hlediska provozu mám objekt rozdělený na trvalý pobyt a na rekreační pronájem. Teplá voda bude připravována v nepřímotopných zásobnících teplé vody pro každou část objektu zvlášť. Pro výpočet bylo uvažováno s potřebou teplé vody (pro trvalý pobyt 40 litrů na osobu a den a pro rekreační pronájem 28 litrů na lůžko a den). Celková potřeba tepla na přípravu teplé vody je $Q_{2p,r} = 7\,500 \text{ kWh/rok}$.

Tab. 6 – 2 Stanovení potřeby tepla na přípravu teplé vody (v Excel) řešeného objektu

počet osob (lůžek)	potřeba TV na osobu (lůžko)	celková potřeba TV	poměrná ztráta tepla	teplota studené vody	teplota teplé vody	potřeba tepla na přípravu TV	potřeba tepla na přípravu TV za rok
n		V_{2p}	z	t_{SV}	t_{TV}	Q_{2p}	$Q_{2p,r}$
1	l/(os·den)	m ³ /den	1	°C	°C	kWh/den	kWh/rok
Trvalý pobyt							
4	40	0,16	0,25	10	55	10,47	3658
Pronájem							
6	28	0,168	0,25	10	55	10,99	3841
Celková potřeba tepla na přípravu TV (trvalý pobyt + pronájem)							7500

7 NÁVRH ZDROJE TEPLA

Úkolem této práce je také návrh zdroje tepla pro vytápění a přípravu teplé vody s využitím alternativních systému zdrojů energie dle vyhlášky o energetické náročnosti budov č. 264/2022 Sb. Mezi alternativní zdroje energie patří například energie ze slunečního záření, využívání tepelných čerpadel a spalování biomasy. Právě tyto alternativní zdroje energie se dnes nejčastěji využívají pro vytápění, případně ohřev teplé vody, v nových obytných budovách. Každá novostavba či větší změna již dokončené budovy musí vyhovět minimálním požadavkům na energetickou náročnost budovy. Jiné požadavky jsou pro novostavby a jiné pro rekonstruované budovy. Mezi hlavní ukazatele patří primární energie dodaná z neobnovitelných zdrojů energie a průměrný součinitel prostupu tepla obálky budovy. Využívání alternativních zdrojů tepla nám usnadňuje plnění požadavků na energetickou náročnost budovy.

V rámci mé diplomové práce jsem se rozhodl pro návrh dvou variant zdroje tepla. První variantu zdroje tepla jsem navrhl automatický kotel na peletky a druhou variantu zdroje tepla jsem navrhl tepelné čerpadlo vzduch – voda. Z hlediska odlišného provozu budovy mám otopnou soustavu rozdělenou na trvalý pobyt a na rekreační pronájem. Pro obě varianty zdroje tepla mám dvě směřované větve pro vytápění a dvě přímé větve pro nepřímý ohřev teplé vody v zásobnících teplé vody. Pro obě varianty zdroje tepla jsem provedl návrh dostatečného objemu zásobníků teplé vody podle křivky odběru tepla během dne. Nedílnou součástí této práce jsou schémata zapojení jednotlivých zdrojů tepla v příloze této práce.

7.1 Automatický kotel na peletky

První variantu zdroje tepla jsem navrhl automatický kotel na peletky. Na návrhovou tepelnou ztrátu objektu 6,4 kW, jsem navrhl kotel Benekov K14 Exclusive o jmenovitém výkonu 15 kW a účinností 91 % při jmenovitém výkonu. Kotel splňuje požadavky 5. třídy kotlů a požadavky na EKODESIGN. Regulovatelný výkon kotle je 4,5 až 15 kW. Kapacita zásobníku paliva je na 153 kg peletek. Spotřeba paliva je 3,2 až 1 kg/h. Obsah vody v kotli je 45 l. Nejvyšší dovolený provozní tlak je 2 bar. Doporučená teplota otopné vody je 65 až 80 °C. [18]

Návrh pojistného zařízení

Pojistné zařízení jistí zdroj tepla proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku. Prvek otopné soustavy s nejnižší tlakovou odolností je kotel. Dle normy ČSN 06 0830 jsem navrhl pojistný ventil 1/2" x 3/4" s otevíracím tlakem 2 bar.

Tab. 7 – 1 Návrh pojistného zařízení (automatický kotel na peletky)

skupina B pojistný výkon $Q_p=2*Q_N$	otevírací přetlak	výparné teplo páry	pojistný průtok pro páru	zaručený výtokový součinitel	konstanta závislá na stavu syté páry	potřebný průřez sedla pojistného ventilu	potřebný vnitřní průměr pojistného potrubí	minimální výrobce zaručený průřez	zvolený průměr pojistného o potrubí
Q_p	p_{ot}	r	m_p	α_v	K	S_o	d_o	$S_{o,min}$	
Kw	kPa	kWh/kg	kg/h	1	kW/mm ²	mm ²	mm	mm ²	
30	200	0,601	49,9	0,444	0,97	69,7	22,67	113	DN25
Zvolen pojistný ventil 1/2" x 3/4" 2 bar									

Zabezpečovací zařízení

Zabezpečovací zařízení zabezpečuje otopnou soustavu proti náhlým změnám teploty a potažmo tlaků v rámci tepelné roztažnosti otopné vody v otopné soustavě. Maximální výška vodního sloupce od neutrální roviny je 3,5 m. Navrhl jsem tlakovou expanzní nádobu o objemu 50 l a 8 l. [2]

Tab. 7 – 2 Návrh zabezpečovacího zařízení (automatický kotel na peletky)

objem vody v o.s.	maximál- ní dovolený konstrukč ní přetlak	otevírací přetlak	maximál- ní teplota v o.s.	maximál- ní rozdíl teplot	součinitel zvětšení objemu	nejvyšší dovolený přetlak absolutně	nejnižší dovolený přetlak absolutně	stupeň využití expanzní nádoby	potřebný objem tlakové expanzní nádoby
V_s	p_k	p_{ot}	t_{max}	Δt_{max}	n	$p_{h,dov,a}$	$p_{d,dov,a}$	η	V_{EN}
l	kPa	kPa	°C	°C	1	kPa	kPa	1	l
215	400	200	40	30	0,008	300	139	0,538	4,2
560	400	200	80	70	0,029	300	139	0,538	39,2
Volba expanzní nádoby 50l a 8l.									

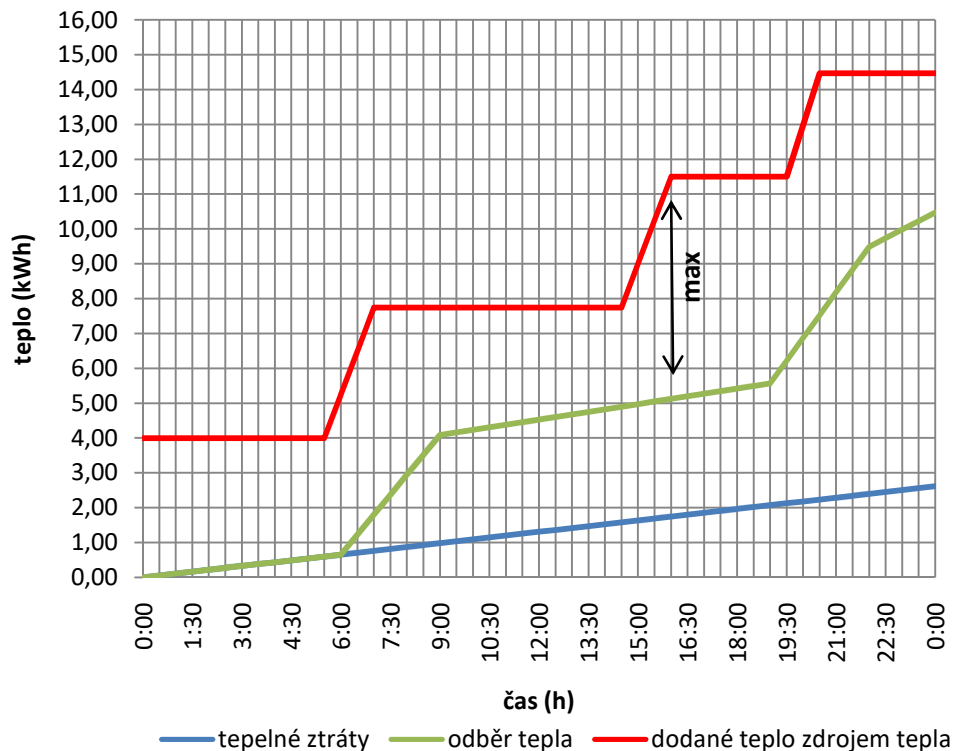
Akumulační zásobník

Akumulační zásobníky slouží k akumulaci přebytečného tepla od zdroje tepla. Abych zefektivnil provoz kotle a kotel byl provozován převážně při jmenovitém výkonu, kdy dosahuje nejlepší účinnosti při spalování paliva, navrhl jsem akumulaci zásobník o objemu 500 l. Vycházel jsem praxí ověřeným požadavkem 30 litrů na 1 kW instalovaného výkonu pro automatický kotel. Dle podkladů výrobce není nutné instalovat akumulaci zásobník. Nutno podotknout, že u kotlů na tuhá paliva s ručním přikládáním je doporučeno uvažovat s 55 l na 1 kW instalovaného výkonu.

Příprava teplé vody

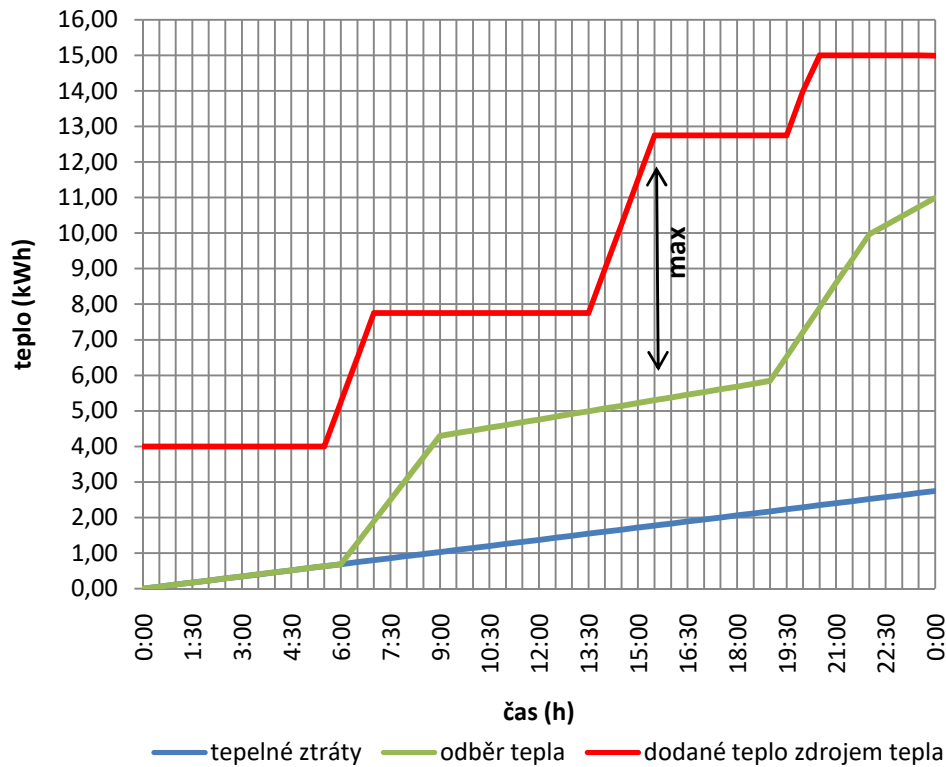
Teplá voda bude ohřívána pomocí kotle v nepřímých zásobnících teplé vody. Jeden zásobník teplé vody je určen pro trvalý pobyt a druhý pro rekreační pronájem. Abych stanovil potřebné objemy zásobníku teplé vody, sestavil jsem si odběrové diagramy. Rozložení odběru teplé vody během dne jsem stanovil dle ČSN EN 12 831-3. Při sestavování křivky dodávky tepla uvažuji s nabíjecím výkonem pro každý zásobník 2,5 kW. Tento výkon je k dispozici pro přípravu teplé vody i při současném vytápění objektu. [16]

Při namodelovaných dodávkách a odběrech teplé vody na obrázku níže, pro zásobník určený pro trvalý pobyt, je maximální potřebné teplo 6,4 kWh. Z toho plyne minimální potřebný objem zásobníku 122 l.



Obr. 7 – 1 Křivka dodávky a odběru teplé vody pro trvalý pobyt (kotel na peletky)

Křivky dodávky a odběru teplé vody pro zásobník určený pro pronájem jsou na obrázku níže. Při takto namodelovaných dodávkách a odběrech teplé vody je maximální potřebné teplo 7,5 kWh. Z toho plyne minimální potřebný objem zásobníku 142 l.



Obr. 7 – 2 Křivka dodávky a odběru teplé vody pro pronájem (kotel na peletky)

Oba zásobníky teplé vody jsem zvolil o objemu 160 l **Logalux SU 160.S**. Pro tento objem je každý zásobník při ohřevu teplé vody z 10 °C na 55 °C schopen naakumulovat 8,4 kWh tepelné energie. Při takto namodelovaných dodávkách tepla, budou spínat oběhová čerpadla určená pro přípravu teplé vody třikrát za den.

V případě, že bychom zásobníky nabíjeli s přednostní přípravou teplé vody, využijeme veškerý výkon kotle pouze pro přípravu teplé vody. Nabíjecí výkon jednoho zásobníku bude 7,5 kW. Doba ohřevu by byla 14 minut při spínací diference ohřevu teplé vody 10 °C.

Návrh třicestných směšovacích armatur

Kotel na peletky ohřívá otopnou vodu až na 80 °C, abych zajistil požadovanou teplotu otopné vody 29 °C pro podlahové vytápění, navrhl jsem třicestné směšovací armatury. Nejprve jsem navrhl termostatický třicestný směšovací ventil **VTA572 45 – 65 °C** mezi akumulačním zásobníkem a rozdělovačem pro jednotlivé větve podlahového vytápění. Tento ventil slouží pouze pro před smísení otopné vody nastaveno na 50 °C, pokud teplota otopné vody bude v akumulačním zásobníku nad touto nastavenou požadovanou teplotou.

Požadovanou teplotu otopné vody pro jednotlivé okruhy podlahového vytápění zajistím směřováním pro každou větev zvlášť. Pro větev vytápění trvalého pobytu a pronájmu jsem navrhl trojcestné směšovací ventily. Tyto ventily budou směšovat teplotu otopné vody z 50 °C na požadovaných 29 °C. Při návrhu třicestných směšovacích ventilů jsem vycházel z předběžné doporučené autority ventilu. Pro více třicestných směšovacích armatur je doporučeno, aby autorita ventilu byla přibližně $P_v \cong 0,7$. Spočítal jsem předběžnou tlakovou ztrátu třicestné směšovací armatury a stanovil jsem předběžnou k_{vs} hodnotu. Na základě předběžné k_{vs} hodnoty jsem v katalogu výrobce vybral vhodnou trojcestnou směšovací armaturu. Následně jsem provedl přepočet na skutečné hodnoty a kontrolu skutečné autority ventilu. Výpočet vychází z těchto základních rovnic. [3]

Tlaková ztráta trojcestné směšovací armatury

$$\Delta p_{vs} = \frac{P_v}{1 - P_v} \cdot \Delta p_{var} \text{ [kPa]} \quad (23)$$

Δp_{vs} tlaková ztráta trojcestné směšovací armatury [kPa]

P_v autorita ventilu [1]

Δp_{var} tlaková ztráta okruhu s proměnným průtokem [kPa]

Hodnota průtokového součinitele

$$k_{vs} = V_A \cdot \sqrt{\frac{100}{\Delta p_{vs}}} \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (24)$$

k_{vs} hodnota průtokového součinitele [m³/h]

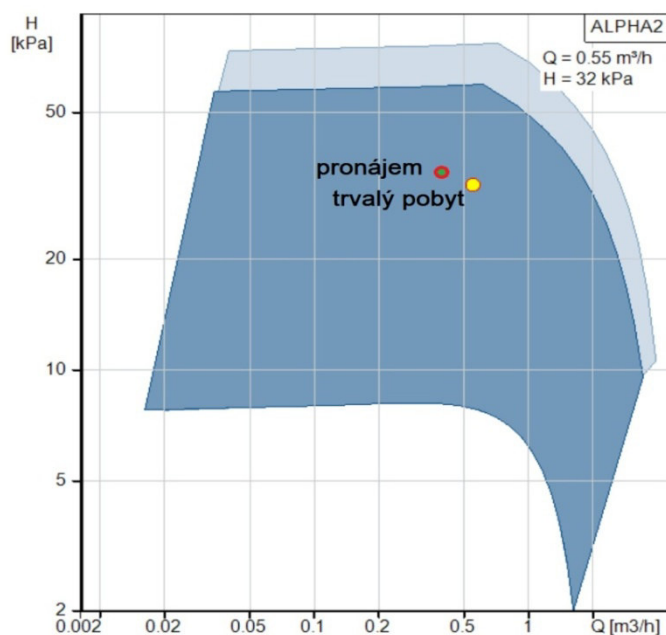
V_A průtok armaturou [m³/h]

Pro větev vytápění trvalého pobytu jsem navrhl trojcestný směšovací ventil **ESBE VRG 131 DN15** $k_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ o tlakové ztrátě ventilu $\Delta p_{vs} = 11,5 \text{ kPa}$ a autoritě ventilu $P_v = 0,67$.

Pro větev vytápění pro pronájem jsem navrhl trojcestný směšovací ventil **ESBE VRG 131 DN15** $k_{vs} = 1 \text{ m}^3/\text{h}$ o tlakové ztrátě ventilu $\Delta p_{vs} = 13,9 \text{ kPa}$ a autoritě ventilu $P_v = 0,71$.

Návrh oběhových čerpadel

Oběhová čerpadla pro vytápění jsem navrhl pro každou větev zvlášť na nejnepříznivější okruh (akumulační zásobník - smyčka podlahového vytápění). Pracovní bod pro oběhové čerpadlo určené pro trvalý pobyt je 32 kPa a 0,55 m³/h, pro pronájem 35 kPa a 0,38 m³/h. Pro každou větev jsem navrhl oběhové čerpadlo **Alpha 2 25-60**. Oběhová čerpadla Alpha 2 jsou vybavena funkcí AUTOADAPT. Pokud se sníží požadavek na dodávku tepla vlivem zavírání ventilů, čerpadlo automaticky snižuje diferenční tlak a průtok (proporcionální řízení). Na obrázku níže jsou zakresleny v charakteristice čerpadla pracovní body. [20]



Obr. 7 – 3 Charakteristika oběhových čerpadel ALPHA 2 25-60 [20]

Při návrhu oběhových čerpadel určených pro nabíjení zásobníků teplé vody, jsem vycházel z jmenovitého výkonu kotle a teplotního spádu 15°C. Pracovní bod pro čerpadlo určené pro trvalý pobyt je 14 kPa a 0,86 m³/h, pro pronájem 11 kPa a 0,43 m³/h. Pro každou větev teplé vody jsem navrhl oběhové čerpadlo **Alpha 2 25-40**.

Oběh vody mezi akumulačním zásobníkem a kotlem bude zajišťovat čerpadlo, které je součástí plnicí termostatické jednotky **ESBE LTC 261 55 °C** s ochranou kotle proti nízkoteplotní korozi. V případě výpadku elektrické energie bude toto čerpadlo napájeno pomocí náhradního bateriového zdroje UPS.

Přívod spalovacího vzduchu a odtah spalin

Přívod spalovacího vzduchu bude zajištěn z venku pomocí otvorů ve fasádě. Jeden otvor bude nad podlahou a druhý pod stropem technické místnosti o $\text{Ø}160$ mm. Kotel bude napojen pro odtah spalin kovovým kouřovodem o $\text{Ø}125$ mm do komínového průduchu. Podle pokynů výrobce nesmí být komínový průduch menší než 200 cm^2 a musí být dostatečně tepelně izolován. V této práci se nezabývám detailním návrhem spalinové cesty. [18]

Palivo

Peletky A1 (výhřevnost $16,5 \text{ MJ/kg}$) a elektrická energie.

Požadavky na ostatní profese

Elektro: Připojení kotle, oběhových čerpadel a regulátoru na elektrickou síť 230 V . Čerpadlo kotlového okruhu bude napojeno na náhradní bateriový zdroj UPS.

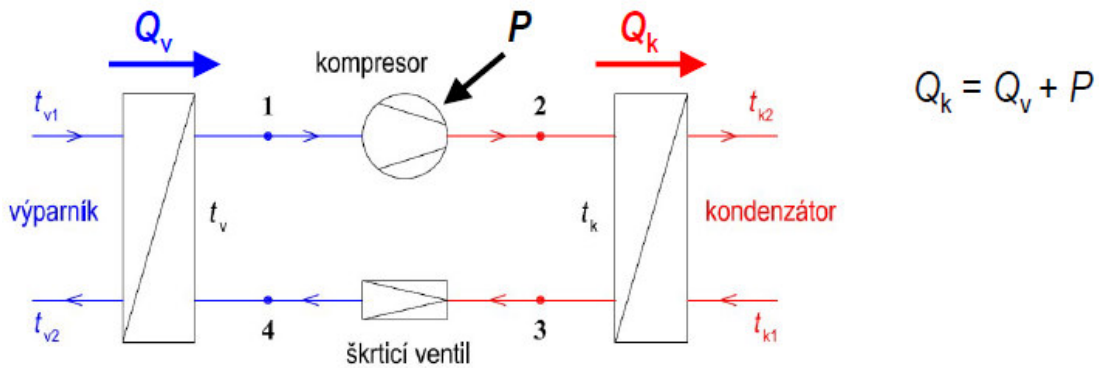
Regulace: Otopná soustava bude regulována ekvitermně podle venkovní teploty. Řídící jednotka bude zajišťovat řízení hořáku při optimálních provozních podmínkách. Řídící jednotka bude regulovat kotlový okruh, dvě směřované větve pro vytápění a dvě přímé větve pro přípravu teplé vody. Oběhová čerpadla Alpha 2 budou automaticky řídit diferenční tlak podle aktuální potřeby tepla na vytápění. Je uvažováno s regulátorem Buderus Logamatic 5313 (ekvitermní regulátor, řízení kotlového okruhu, řízení jednoho směšovaného okruhu vytápění a jednoho přímého okruhu TV). K regulátoru bude instalován rozšiřující modul FM – WM (jeden směšovaný okruh vytápění a jeden okruh TV).

ZTI: U kotle bude umístěn kohout pro napouštění otopné soustavy. Připojení zásobníku teplé vody na rozvod studené a teplé vody. V blízkosti kotle bude umístěna podlahová vpust'. Pro případ, že bude pojistný ventil v případě havárie odpouštět vodu, bude tato voda svedena nad podlahovou vpust', tak aby byla možná vizuální kontrola. Pojistný ventil nesmí být přímo napojen do kanalizace.

7.2 Tepelné čerpadlo (vzduch – voda)

Teorie k tepelným čerpadlům

Tepelná čerpadla (TČ) jsou zařízení, která umožňují čerpat tepelnou energii z prostředí A (o nízké teplotě) a zároveň ji předávat do prostředí B (při vyšší teplotě). Většina tepelných čerpadel pracuje s parním oběhem a elektrickým kompresorem. [14]



Obr. 7 - 4 Princip tepelného čerpadla, parní oběh

- 4 - 1 vypořování při nízkém vypořovacím tlaku p_v a teplotě $t_v < t_{v2}$, ochlazení, strana A
- 1 - 2 komprese na vyšší kondenzační tlak
- 2 - 3 ochlazení par a kondenzace při tlaku p_k a teplotě $t_k > t_{k2}$, ohřev, strana B
- 3 - 4 škrťací ventil pro udržení rozdílu tlaků mezi výparníkem a kondenzátorem

Aby bylo možné provést přibližné porovnání různých tepelných čerpadel, jsou v normě EN 14511 stanoveny podmínky, při nichž se topné faktory zjišťují. Výrobce musí udávat topný faktor COP pro jmenovité parametry. V závislosti na teplotě na vstupu do výparníku t_{v1} a teplotě na výstupu z kondenzátoru t_{k2} pro TČ vzduch - voda je $t_{v1} = 2 [^{\circ}C]$ a $t_{k2} = 35 [^{\circ}C]$ značí se A2/W35. [14, 17]

$$COP = \frac{Q_k}{P_e} = \eta_{T\check{c}} \cdot \frac{T_{k2}}{T_{k2} - T_{v1}} \quad [1] \quad (25)$$

COP	topný faktor	[1]
Q_k	výkon odebraný z kondenzátoru - užitečný topný výkon	[W]
P_e	elektrický příkon	[W]
$\eta_{T\check{c}}$	účinnost tepelného čerpadla, běžně je 0,4 - 0,6	[1]
T_{k2}	teplota na výstupu kondenzátoru	[°K]
T_{v1}	teplota na vstupu výparníku	[°K]

Z hlediska celoročního provozu a tudíž měnících se okrajových podmínek, je důležitý sezonní topný faktor SPF dané soustavy. Dle směrnice EU 2009/28/EC o podpoře využití energie z obnovitelných zdrojů má být minimální sezonní topný faktor $SPF > 2,5$. Sezonní topný faktor zahrnuje potřebnou elektrickou energii pro provoz tepelného čerpadla, pro dodatkový zdroj a pro energii na pohon ostatních čerpadel v soustavě. [14, 17]

$$SPF = \frac{Q_{H,nd} + Q_{2p}}{E_{cel}} \quad [1] \quad (26)$$

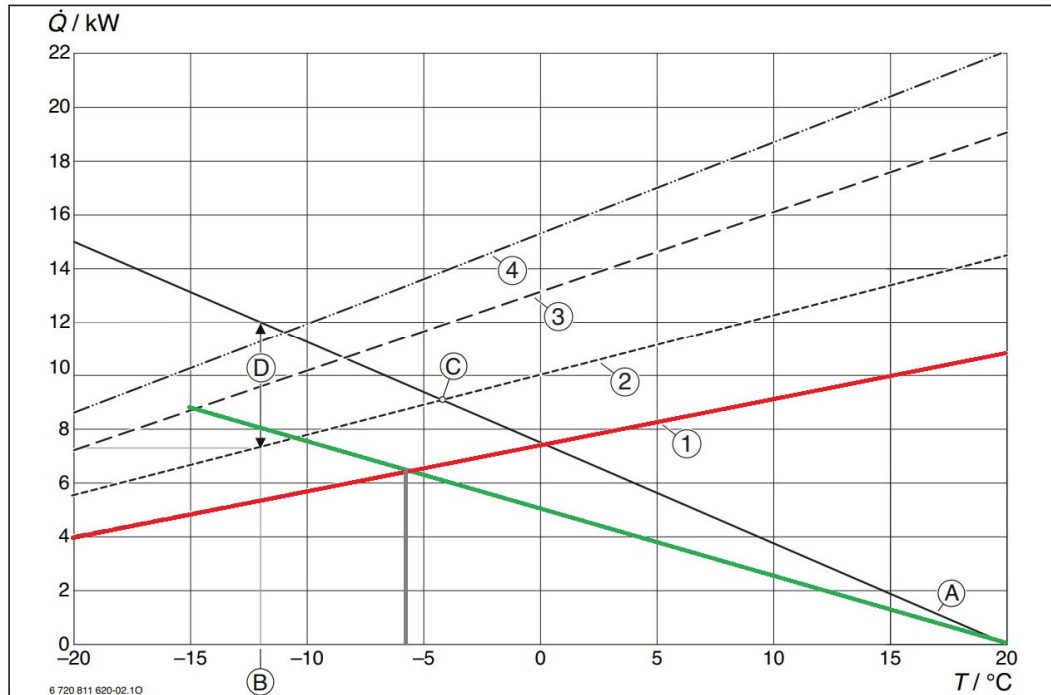
SPF	sezonní topný faktor dané soustavy	[1]
Q_{2p}	potřeba tepla pro ohřev teplé vody	[kWh]
$Q_{H,nd}$	potřeba tepla na vytápění	[kWh]
E_{cel}	celková potřeba energie na provoz TČ, dodatkového zdroje a oběhových čerpadel	[kWh]

Běžná tepelná čerpadla dokážou pracovat s maximální teplotou vody na výstupu z kondenzátoru do 55°C. Čím je rozdíl mezi teplotou na výstupu z kondenzátoru a teplotou na vstupu do výparníku menší, tím je lepší topný faktor. Tepelná čerpadla je tedy vhodné provozovat s nízkoteplotní otopnou soustavou, kde je teplota na výstupu z kondenzátoru kolem 35 °C. [17]

Návrh tepelného čerpadla

Při návrhu tepelného čerpadla jsem se řídil doporučeními výrobce. Na návrhovou tepelnou ztrátu objektu 6,4 kW, jsem dle doporučení výrobce spočítal návrhový výkon čerpadla 8,8 kW s ohledem na přípravu teplé vody a blokaci dodávky elektrické energie. Navrhl jsem tepelné čerpadlo vzduch – voda Buderus WPL 6 AR s vnitřní jednotkou komfort AR E s elektrickým dotopem. Špičkové výkony pod teplotou bivalence nejsou pokryty samy tepelným čerpadlem, ale jsou kryty pomocí elektrické topné vložky. Tato čerpadla umožňují reverzaci chodu kompresoru, tudíž mohou být využity pro vytápění či chlazení. Výrobce doporučuje, aby bivalentní bod ležel mezi -4 °C až -7 °C. [19]

Podle výkonových křivek tepelného čerpadla WPL 6 AR na obrázku níže, jsem stanovil bod bivalence tepelného čerpadla na -6 °C. Červená křivka značí výkon tepelného čerpadla WPL 6 AR v závislosti na teplotě na vstupu do výparníku. Zelená křivka značí charakteristiku řešeného objektu. V místě, kde se tyto křivky protínají, je bod bivalence. [19]



Obr. 7 - 5 Výkonové křivky tepelného čerpadla WPL AR při výst. teplotě 35°C

Venkovní jednotka WPL 6 AR

Jednotka má hermeticky uzavřený chladivový okruh, při instalaci není nutná účast chladírenského technika. Jednotka pracuje s chladivem R410A množství chladiva v jednotce je 1,75 kg. Jednotka bude umístěna na betonovém základu. Při nezbytném odmrazování a odtávání výparníku vzniká kondenzát. Protože při jediném procesu odtávání může vzniknout až 10 l/h kondenzátu, musí být kondenzát bezpečně odveden do drenážního materiálu nebo k přípojce na splaškovou kanalizaci. Venkovní jednotka je spojena s vnitřní jednotkou umístěnou uvnitř budovy přednostně pomocí izolovaného potrubí. Potrubí vedené venkem k jednotce bude izolováno tepelnou izolací Armaflex o tloušťce 32 mm. [19, 14]

Hluk

Pro akustické posouzení místa instalace tepelného čerpadla musí být početně odhadnuty předpokládané hladiny akustického tlaku na objekty vyžadující ochranu. Při výpočtu uvažují s částečným odrazem od stěny a vzdáleností sousední budovy 8 m. Akustický výkon tepelného čerpadla je 61 dB. Při instalaci tepelného čerpadla je třeba respektovat směrné emisní hodnoty, které jsou pro obytné oblasti a malá sídliště přes den 55 dB a v noci 40 dB. [19, 14]

$$L_{pAeq} = L_{WAeq} + 10 \cdot \log\left(\frac{Q_l}{4 \cdot \pi \cdot r_l^2}\right) = 61 + 10 \cdot \log\left(\frac{4}{4 \cdot \pi \cdot 8^2}\right) = 38 \text{ [dB]} \quad (27)$$

L_{pAeq}	hladina akustického tlaku u příjemce	[dB]
L_{WAeq}	hladina akustického výkonu na zdroji hluku	[dB]
Q_l	faktor směrovosti	[1]
r_l	vzdálenost mezi příjemcem a zdrojem hluku	[m]

Ve vzdálenosti osmi metrů od zdroje hluku bude hladina akustického tlaku 38 dB a tudíž jsem splnil požadavky na přípustné hlukové limity. [19]

Vnitřní jednotka

Součástí vnitřní jednotky AR Comfort je elektronické oběhové čerpadlo, pojistné zařízení 3 bar proti překročení nejvyššího dovoleného přetlaku, expanzní nádoba o objemu 10 l a elektrický dohřev 9 kW (lze zapojit pouze 6 kW). Je vyžadován minimální průtok 1,15 m³/h při odmrazování venkovní jednotky. Přepínání mezi akumulacním zásobníkem a okruhy pro přípravu teplé vody bude zajišťovat třicestný přepínací ventil. [19]

Tab. 7 – 3 Návrh zabezpečovacího zařízení (tepelné čerpadlo)

objem vody v o.s.	maximální dovolený konstrukční přetlak	otevřací přetlak	maximální teplota v o.s.	maximální rozdíl teplot	součinitel zvětšení objemu	nejvyšší dovolený přetlak absolutně	nejnižší dovolený přetlak absolutně	stupeň využití expanzní nádoby	potřebný objem tlakové expanzní nádoby
V_s	p_k	p_{ot}	t_{max}	Δt_{max}	n	$p_{h,dov,a}$	$p_{d,dov,a}$	η	V_{EN}
l	kPa	kPa	°C	°C	1	kPa	kPa	1	l
215	400	300	40	30	0,008	400	139	0,654	3,4
185	400	300	55	45	0,014	400	139	0,654	5,2

Volba expanzní nádoby 8L + expanzní nádoba ve vnitřní jednotce 10L.

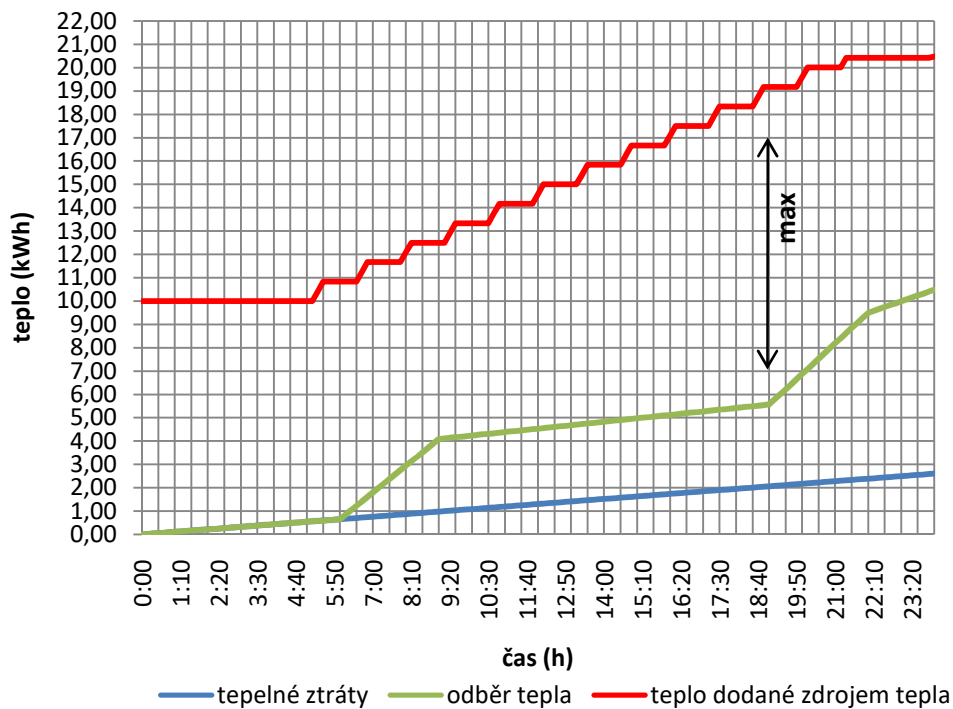
Akumulační zásobník

Pro oddělení okruhu zdroje a okruhu spotřebiče je nutno zvolit buď obtok mezi výstupem a zpátečkou, nebo akumulacní zásobník. Akumulační zásobník otopné vody bude sloužit i pro zajištění správné funkce odmrazování venkovní jednotky. Akumulační zásobník zajistí minimální požadovaný objemový průtok při nízkém odběru tepla v otopném okruhu. Velikost akumulacního zásobníku jsem navrhl praxí ověřeným požadavkem 20 litrů na 1 kW instalovaného výkonu. Navrhl jsem akumulacní zásobník o objemu 120 litrů Buderus Logalux P120.5. [19]

Příprava teplé vody

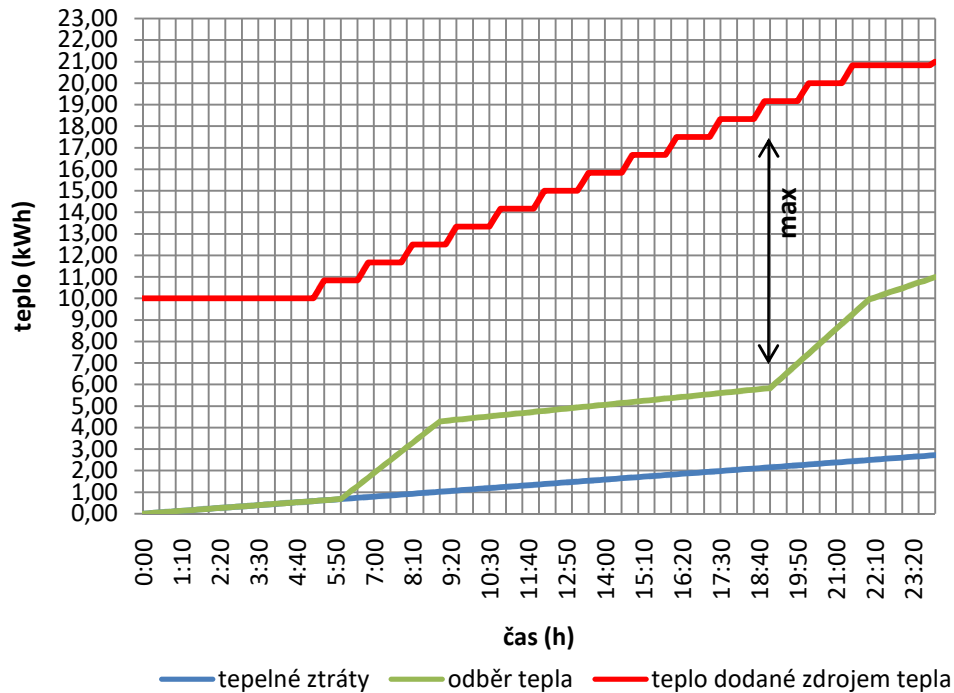
Teplá voda bude ohřívána pomocí tepelného čerpadla v nepřímých zásobnících teplé vody. Tepelné čerpadlo bude pomocí třicestného ventilu přepínat mezi otopnou soustavou a zásobníky teplé vody. Jeden zásobník teplé vody je určen pro trvalý pobyt a druhý pro rekreační pronájem, při návrhu velikosti zásobníku jsem postupoval obdobně jako u kotle na peletky. Při sestavování křivky dodávky tepla uvažuji s nabíjecím výkonem pro každý zásobník 2,5 kW. Tento výkon je k dispozici pro přípravu teplé vody, kdy tepelné čerpadlo nebude dodávat teplo do otopné soustavy. [16]

Při namodelovaných dodávkách a odběrech teplé vody na obrázku níže, pro zásobník určený pro trvalý pobyt, je maximální potřebné naakumulované teplo 13,6 kWh. Z toho plyne minimální potřebný objem zásobníku 260 l.



Obr. 7 – 6 Křivka dodávky a odběru teplé vody pro trvalý pobyt (tepelné čerpadlo)

Křivky dodávky a odběru teplé vody pro zásobník určený pro pronájem jsou na obrázku níže. Při takto namodelovaných dodávkách a odběrech teplé vody je maximální potřebné naakumulované teplo 13,4 kWh. Z toho plyne minimální potřebný objem zásobníku 255 l.



Obr. 7 – 7 Křivka dodávky a odběru teplé vody pro pronájem (tepelné čerpadlo)

Takto namodelované křivky dodávky tepla zohledňují optimální dobu mezi přepínáním výkonu tepelného čerpadla do otopné soustavy cca 1 h a pro přípravu teplé vody cca 20 min. Tepelné čerpadlo tedy pracuje kontinuálně a pouze přepíná mezi otopnou soustavou a přípravou teplé vody. Oba zásobníky teplé vody jsem zvolil o objemu 290 l **Logalux SH 290RW**. Pro tento objem je každý zásobník při ohřevu teplé vody z 10 °C na 55 °C schopen naakumulovat 15,2 kWh tepelné energie.

Návrh třicestných směšovacích armatur

Požadovanou teplotu otopné vody pro jednotlivé okruhy podlahového vytápění zajistím směšováním vody pro každou větev zvlášť. Pro větev vytápění trvalého pobytu a pronájmu jsem navrhl trojcestné směšovací ventily obdobně jako u varianty s kotlem na peletky. Výpočet se pouze liší změnou tlakové ztráty úseku s proměnným průtokem.

Pro větev vytápění trvalého pobytu jsem navrhl trojcestný směšovací ventil **ESBE VRG 131 DN15** $k_{vs} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ o tlakové ztrátě ventilu $\Delta p_{vs} = 4,7 \text{ kPa}$ a autoritě ventilu $P_v = 0,69$.

Pro větev vytápění pro pronájem jsem navrhl trojcestný směšovací ventil **ESBE VRG 131 DN15** $k_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$ o tlakové ztrátě ventilu $\Delta p_{vs} = 5,4 \text{ kPa}$ a autoritě ventilu $P_v = 0,72$.

Návrh oběhových čerpadel

Oběhová čerpadla jsem navrhl obdobně jako u varianty s kotlem na peletky a jsou totožná. Pro vytápění jsem navrhl pro každou větev zvlášť čerpadlo na nejnepříznivější okruh (akumulační zásobník - smyčka podlahového vytápění). Pro každou větev jsem navrhl oběhové čerpadlo **Alpha 2 25-60**. Pro obě větve teplé vody jsem navrhl oběhová čerpadla **Alpha 2 25-40**. [20]

Palivo

Elektrická energie.

Požadavky na ostatní profese

Elektro: Připojení venkovní jednotky a oběhových čerpadel na elektrickou síť 230 V. Vnitřní jednotka bude připojena na elektrickou síť 400 V doporučené jištění 16 A.

Regulace: Otopná soustava bude regulována ekvitermně podle venkovní teploty. Součástí vnitřní jednotky tepelného čerpadla je regulátor Logamatic HMC310. K regulátoru je potřeba instalovat 3x rozšiřující modul MM100 pro řízení otopných okruhů. Řídící jednotka bude řídit oběhové čerpadlo uvnitř vnitřní jednotky, dále přepínání pomocí třicestného přepínacího ventilu mezi režimem vytápění a přípravou teplé vody. K zajištění ideálních provozních podmínek při přepínání mezi režimem vytápění a přípravy teplé vody, bude instalován druhý třicestný přepínací ventil. Regulátor bude řídit dvě směřované větve pro vytápění a dvě přímě větve pro přípravu teplé vody. Oběhová čerpadla Alpha 2 budou automaticky řídit diferenční tlak podle aktuální potřeby tepla na vytápění.

ZTI: Odvést kondenzát z venkovní jednotky do kanalizace DN40. Do potrubí bude instalován elektrický topný kabel pro zamezení namrzání kondenzátu. Připojit zásobníky teplé vody na rozvod studené a teplé vody. V blízkosti vnitřní jednotky bude umístěna podlahová vpust'. Pro případ, že bude pojistný ventil v případě havárie odpouštět vodu, bude tato voda svedena nad podlahovou vpust', tak aby byla možná vizuální kontrola. Pojistný ventil nesmí být přímo napojen do kanalizace.

8 SKUTEČNÁ POTŘEBA TEPLA A PALIVA

Vzhledem k navrženým zdrojům tepla je zapotřebí vypočítat skutečnou potřebu tepla a paliva na vytápění a přípravu teplé vody. Skutečná potřeba tepla závisí především na účinnosti zdroje tepla, účinnosti rozvodů a regulace. Podle skutečné potřeby tepla a paliva jsem stanovil provozní náklady pro kotel na peletky a tepelné čerpadlo. Pro obě varianty zdroje tepla je uvažováno s dvoutarifovou sazbou D 26d s operativním řízením doby platnosti nízkého tarifu po dobu 8 hodin. Je uvažováno s jističem 3x 20 A. Ceny jsou brány dle celkových cen včetně poplatků v rámci prvního pololetí roku 2022. Cena za nízký tarif je 5,9 Kč/kWh a za vysoký tarif je 6,7 Kč/kWh.

8.1 Automatický kotel na peletky

Potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody bude zajišťovat během celého roku automatický kotel na peletky třídy A1. Skutečná potřeba peletek je $U_{cel} = 5\,336$ kg/rok. Do skladu paliva se vejde maximálně 3 100 kg peletek, závážka tedy bude dvakrát ročně. Dále je potřeba uvažovat s energií pro pohon oběhových čerpadel a kotle. Celková potřeba pomocné elektrické energie činí $E_{cel} = 688$ kWh/rok. Celkové roční provozní náklady za peletky a elektrickou energii činí **57 623 Kč**.

Tab. 8 – 1 Skutečná potřeba tepla a provozní náklady (kotel na peletky)

palivo	pelety výhřev- nost	účinnost rozvodů	účinnost regulace	účinnost kotle	teoretická potřeba tepla na VTP	potřeba tepla dodaná ohříváčem TV	elektrický příkon oběhových čerpadel a kotle
	H_u	η_R	η_o	η_k	$Q_{H;nd}$	$Q_{2p,r}$	
	MJ/kg	%	%	%	kWh/rok	kWh/rok	kW
Peletky A1	16,5	95	98	89	13281	7500	0,12

	skutečná potřeba tepla na VTP	skuteč. potřeba tepla na přípravu TV	celková potřeba energie	celková potřeba energie	potřeba paliva	cena jednotková včetně DPH	cena celkem včetně DPH
	Q_{VTP}	Q_{TV}	E_{cel}	E_{cel}	U_{cel}	-	-
	kWh/rok	kWh/rok	kWh/rok	MJ/rok	kg/rok	kč/kg, Kč/kWh	kč/rok
Peletky A1	16028	8427	24454	88036	5336	10	53 355
El. energie	0	0	688	2478	-	6,2	4 268

8.2 Tepelné čerpadlo

Pro stanovení skutečné potřeby tepla je zapotřebí pomoci balancování tepelného čerpadla zjistit jeho sezonní topný faktor SPF pro mnou navrženou soustavu. Tepelné čerpadlo bude dodávat teplo pro vytápění a pro přípravu teplé vody. Vzhledem k tomu, že teplá voda je ohřívána na vyšší teploty je topný faktor pro přípravu teplé vody nižší. Pro balancování jsem zvolil zjednodušený výpočtový postup po měsících v souladu s TNI 73 0351. Výpočet jsem provedl ve výpočetní pomůcce v Excel od doc. Ing. Tomáše Matušky, Ph.D. Z balancování tedy získám sezonní topný faktor SPF dané soustavy a skutečnou potřebu elektrické energie pro provoz tepelného čerpadla a dodatkového zdroje. [21]

Výpočetní postup je založen na intervalové metodě, která celý rok uvažuje v teplotních intervalech daných střední venkovní teplotou a její dobou trvání. V jednotlivých intervalech se provádí bilance produkce tepla tepelným čerpadlem pro krytí uvažované potřeby tepla budovy a potřeby elektrické energie pro pohon tepelného čerpadla, oběhových čerpadel a záložní zdroj tepla (uvažuje se elektrokotel). Výpočet vyžaduje dostatečně vypovídající soubor hodnot tepelného výkonu a topného faktoru ze zkoušky v souladu s ČSN EN 14511. [21]

Tab. 8 – 2 Bilancování tepelného čerpadla dle TNI 73 0351:2014

Specifikace tepelného čerpadla										Příprava teplé vody a vytápění			
Druh:	Vzduch-voda			Počet:	1		Typ:	Buderus WPL 6 AR					
Topný výkon ϕ [kW]					Topný faktor COP					Zvýšení teploty TV	5 K		
$t_{v1} \setminus t_{k2}$	-7	2	7	15	$t_{v1} \setminus t_{k2}$	-7	2	7	15	Zvýšení teploty VYT, BV	2 K		
35	6,1	7,1	8,2	10,0	35	3,2	4,5	5,0	5,5	Podlahové vytápění			
45	5,9	6,7	8,0	9,5	45	3,1	3,7	3,7	4,0	Příkon čerpadel TV, BV	36 W		
55	5,2	6,3	7,5	8,5	55	2,6	3,1	3,1	3,2	Příkon čerpadel VYT	36 W		
60	4,8	5,9	7,1	8,2	60	2,2	2,9	2,9	3,0				
Výsledky výpočtu								Souhrnné výsledky					
Měsíc	t_{em} °C	$Q_H + Q_{zp}$ MWh	Q_{TC} MWh	Q_{ZZ} MWh	E_{cel} MWh	τ_{TC} h	SPF -	Potřeba el. energie	5,5 MWh/rok				
Led	1,8	3,2	3,2	0,01	0,789	482	4,1	Sezonní topný faktor	3,8				
Úno	2,7	2,6	2,6	0,01	0,745	428	3,5	Pokrytí potřeby tepla TČ	100 %				
Bře	6,3	2,3	2,3	0,00	0,524	311	4,3						
Dub	10,7	1,6	1,6	0,00	0,385	207	4,0						
Kvě	16	1,0	1,0	0,00	0,292	126	3,5						
Čer	18,6	0,6	0,6	0,00	0,224	74	2,8						
Čvc	20,5	0,6	0,6	0,00	0,240	71	2,7						
Srp	21,1	0,6	0,6	0,00	0,241	72	2,6						
Zář	17,1	1,1	1,1	0,00	0,288	127	3,6						
Říj	11,7	1,7	1,7	0,00	0,399	213	4,2						
Lis	6,4	2,5	2,5	0,00	0,565	340	4,4						
Pro	3,6	3,0	3,0	0,02	0,793	468	3,8						
Celkem		20,8	20,7	0,0	5,484	2920	3,8						

Záložní zdroj tepla elektrokotel bude spínat pouze v prosinci, lednu a únoru, jako bivalentní zdroj. Z bilancování tepelného čerpadla jsem stanovil sezonní topný faktor soustavy $SPF = 3,8$ a potřebnou elektrickou energii pro provoz tepelného čerpadla $E_{cel} = 5,5 \text{ MWh/rok}$. Celkové roční provozní náklady tepelného čerpadla jsou tedy **34 001 Kč**.

Tab. 8 – 3 Provozní náklady tepelného čerpadla

celková potřeba el. energie	cena jednotková včetně DPH	cena celkem včetně DPH
E_{cel}	-	-
kWh/rok	kč/kWh	kč/rok
5324	6,2	34 001

9 EKONOMICKÉ POROVNÁNÍ ZDROJŮ TEPLA

V této kapitole porovnám, který z mnou navržených zdrojů tepla je z hlediska investičních a provozních nákladů výhodnější. Pro stanovení přesných investičních nákladů jsem provedl položkový rozpočet jednotlivých zdrojů tepla. Jelikož je otopná soustava totožná jak pro kotel na peletky, tak pro tepelné čerpadlo, tak ji do investičních nákladů nezahrnuji.

9.1 Investiční náklady kotle na peletky

Tab. 9 – 1 Rozpočet kotel na peletky

Popis položky	Měr. jed.	Množství	Jedn. cena	Celková cena
Automatický kotel na peletky 15kW; Benekov K14	ks.	1	78 000	78 000
Odkouření \varnothing 120	m	2	560	1 120
Odkouření koleno 87° \varnothing 120	ks.	1	380	380
Ekvitermní regulátor včetně kabeláže; Logamatic 5313	ks.	1	31 000	31 000
Rozšiřující modul regulace; FM-WM	ks.	1	5 300	5 300
Akumulační nádoba; NAD V1 500 + izolace	ks.	1	13 100	13 100
Tlaková expanzní nádoba 50l	ks.	1	1 900	1 900
Tlaková expanzní nádoba 8l	ks.	1	1 000	1 000
Pojistný ventil $1/2'' \times 3/4''$ 2 bar	ks.	1	310	310
Plnicí termostatická jednotka ESBE LTC 261 DN25 55°C	ks.	1	8 900	8 900
Zásobník teplé vody 160l; Logalux SU 160.S	ks.	2	16 600	33 200

Tab. 9 – 1 Rozpočet kotel na peletky (pokračování)

Popis položky	Měr. jed.	Množ - ství	Jedn. cena	Celková cena
Čerpadlová skupina směřovaná (oběhové čerpadlo Alpha 2 25-60, třícestný směšovací ventil VRG131 + pohon, 2x teploměr, 2x kulový kohout DN25, zpětný ventil DN25)	ks.	2	16 000	32 000
Čerpadlová skupina (oběhové čerpadlo Alpha 2 25-40, 2x teploměr, 2x kulový kohout DN25, zpětný ventil DN25)	ks.	2	10 200	20 400
Rozdělovač a sběrač DN40 pro oběhové jednotky (2x otopný okruh)	ks.	2	5 400	10 800
Kulový kohout DN20	ks.	4	360	1 440
Kulový kohout DN25	ks.	4	410	1 640
Kulový kohout DN32	ks.	4	490	1 960
Kulový kohout se zajištěním MK pro expanze DN20	ks.	2	1 050	2 100
Filtr s magnetem DN32	ks.	1	480	480
Odkalovač s magnetickou vložkou DN25	ks.	1	1 450	1 450
Automatická odvzdušňovací nádoba	ks.	8	230	1 840
Plnicí a vypouštěcí kulový kohout DN10	ks.	14	80	1 120
Zpětný ventil DN32	ks.	1	420	420
Zpětný ventil DN25	ks.	1	380	380
Manometr 0-600 kPa	ks.	2	240	480
Teploměr 0-120 °C	ks.	2	350	700
Termostatický směšovací ventil VTA572 50 °C, kvs=4,8 m3/h DN32	ks.	1	2 900	2 900
Měď polotvrdá včetně tvarovek 22x1	m	55	340	18 700
Měď polotvrdá včetně tvarovek 28x1,5	m	25	515	12 875
Měď polotvrdá včetně tvarovek 32x1,5	m	8	680	5 440
Tepelná izolace potrubí DN20	m	55	80	4 400
Tepelná izolace potrubí DN25	m	25	100	2 500
Tepelná izolace potrubí DN32	m	8	120	960
Montáž zařízení a regulace 10%	soub.	1	29 920	29 920
Přesun hmot 3%	soub.	1	5 980	5 980
Seřízení a spuštění	soub.	1	5 000	5 000
Tlaková zkouška	soub.	1	2 000	2 000
Topná zkouška	soub.	1	3 500	3 500
Komín schiedel	soub.	1	35 000	35 000
Kotel na peletky celkem v Kč bez DPH				380 594
Kotel na peletky celkem v Kč s DPH				460 519

Do celkových investičních nákladů kotle na peletky jsem uvažoval i s náklady na vybudování komínu 42 350 Kč včetně DPH. Celkové investiční náklady za kotel na peletky činí **466 569 Kč** včetně DPH.

9.2 Investiční náklady tepelného čerpadla

Tab. 9 – 2 Rozpočet tepelné čerpadlo

Popis položky	Měr. jed.	Množství	Jedn. cena	Celková cena
Tepelné čerpadlo vzduch – voda Buderus, paket WPL 6 AR Comfort; A2/W35 COP= 4,13 výkon 6kW	soub.	1	225 000	225 000
Venkovní jednotka WPL 6 AR	ks.	1	součástí	
Vnitřní jednotka Comfort IDU E	ks.	1	součástí	
Topný kabel odvodu kondenzátu 5m	ks.	1	součástí	
Regulace HMC310	ks.	1	součástí	
Rozšiřující modul MM 100	ks.	3	součástí	
Třícestný přepínací ventil pro zaj. prov. pod.	ks.	1	součástí	
Třícestný přepínací ventil teplé vody	ks.	1	součástí	
Tlaková expanzní nádoba 8l	ks.	1	1 000	1 000
Akumulační zásobník 120l; Logalux P120.5	ks.	1	15 200	15 200
Zásobník teplé vody 290l; Logalux SH 290.S	ks.	2	39 900	79 800
Čerpadlová skupina směřovaná (oběhové čerpadlo Alpha 2 25-60, třícestný směšovací ventil VRG131 + pohon, 2x teploměr, 2x kulový kohout DN25, zpětný ventil DN25)	ks.	2	16 000	32 000
Čerpadlová skupina (oběhové čerpadlo Alpha 2 25-40, 2x teploměr, 2x kulový kohout DN25, zpětný ventil DN25)	ks.	2	10 200	20 400
Rozdělovač a sběrač DN40 pro oběhové jednotky s roztečí (2x otopný okruh)	ks.	2	5 400	10 800
Kulový kohout DN20	ks.	4	360	1 440
Kulový kohout DN25	ks.	4	410	1 640
Kulový kohout DN32	ks.	4	490	1 960
Kulový kohout se zajištěním MK pro expanze DN20	ks.	1	1 050	1 050
Filtr s magnetem DN32	ks.	1	480	480
Filtr s magnetem DN25	ks.	1	390	390
Automatická odvzdušňovací nádoba	ks.	8	230	1 840
Plnicí a vypouštěcí kulový kohout DN10	ks.	12	80	960
Zpětný ventil DN25	ks.	1	380	380
Měď polotvrdá včetně tvarovek 22x1	m	55	340	18 700
Měď polotvrdá včetně tvarovek 28x1,5	m	40	515	20 600
Měď polotvrdá včetně tvarovek 32x1,5	m	8	680	5 440
Tepelná izolace potrubí DN20	m	55	80	4 400
Tepelná izolace potrubí DN25	m	35	100	3 500
Tepelná izolace potrubí DN32	m	8	120	960
Tepelná izolace ARMAFLEX HT tl. 32 DN25	m	5	390	1 950
Montáž zařízení a regulace 10%	soub.	1	44 794	44 794
Přesun hmot 3%	soub.	1	9 564	9 564

Tab. 9 – 2 Rozpočet tepelné čerpadlo (pokračování)

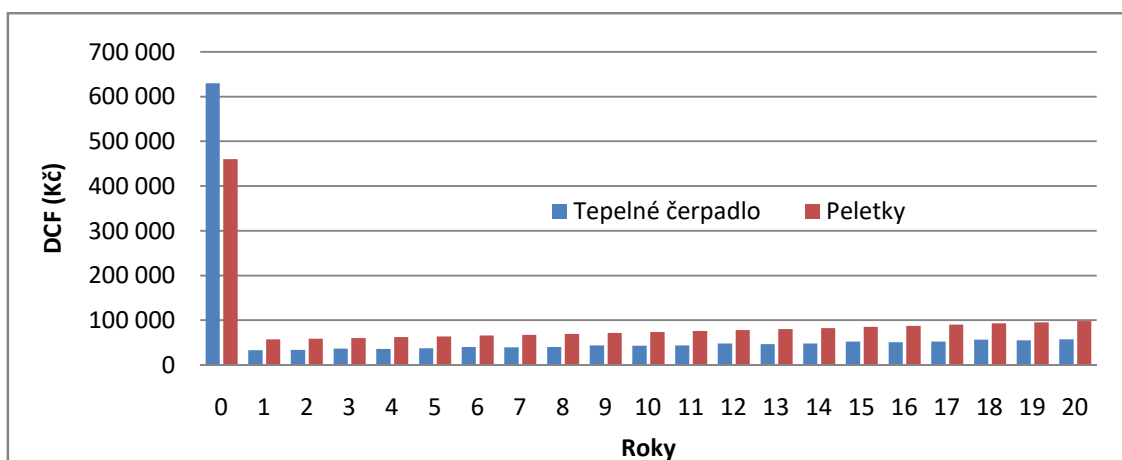
Popis položky	Měr. jed.	Množ - ství	Jedn. cena	Celková cena
Seřízení a spuštění	soub.	1	7 000	7 000
Tlaková zkouška	soub.	1	2 000	2 000
Topná zkouška	soub.	1	3 500	3 500
Vybudování základu pro venkovní jednotku	soub.	1	4 000	4 000
Tepelné čerpadlo celkem v Kč bez DPH				520 748
Tepelné čerpadlo celkem v Kč s DPH				630 105

Celkové investiční náklady za tepelné čerpadlo činí **630 105 Kč** včetně DPH.

9.3 Ekonomické porovnání zdrojů tepla

Porovnání jednotlivých zdrojů tepla provedu pomocí kritéria čisté současné hodnoty *NPV*, kterou následně přepočítám pomocí annuity na roční ekvivalentní tok *RCF*. Tato kritéria zohledňují hodnotu peněz v průběhu let. Dobu životnosti jak tepelného čerpadla tak kotle na peletky uvažuji 20 let. Pokud je životnost obou variant stejná, lze pro porovnání použít přímo kritérium čisté současné hodnoty *NPV*. Cenu ušlé příležitosti tedy diskont uvažuji pro obě varianty 3 %. Dále budu uvažovat s růstem cen elektrické energie a peletky 6 % ročně. Pokud investice obsahuje výnosy, volíme podle kritéria variantu s co nejvyššími ročními ekvivalentními finančními toky *RCF*. Jelikož já počítám pouze s náklady, tak pro mě je nejvýhodnější varianta s nejnižší cenou.

V grafu níže je porovnání jednotlivých zdrojů tepla s ohledem na růst cen energií a hodnotu peněz v průběhu let.

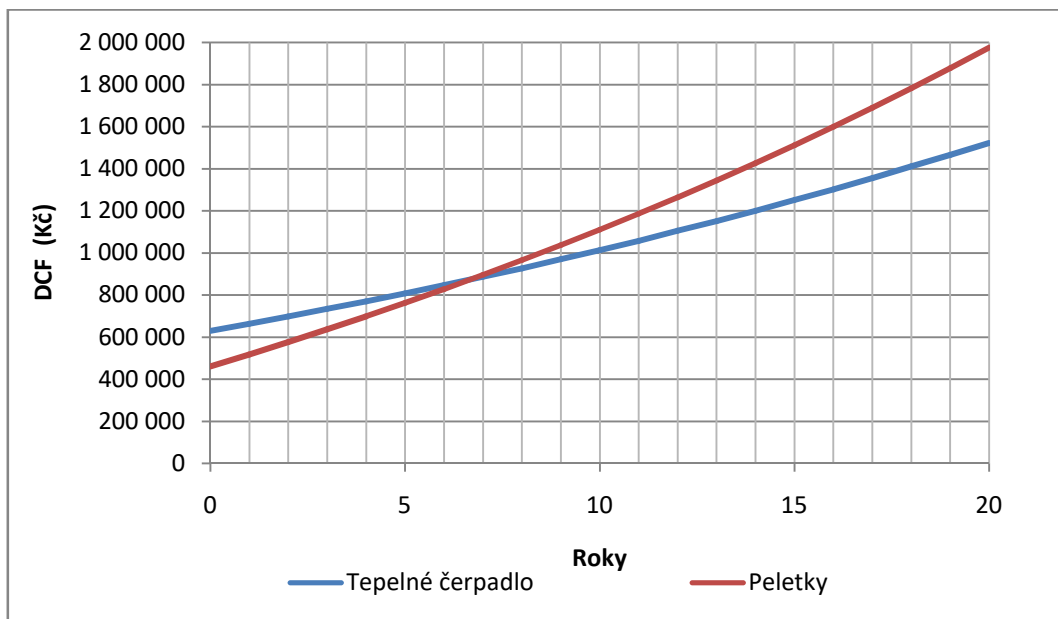
**Obr. 9 – 1 Diskontované náklady DCF v letech**

Do nákladů jsem i připočítal náklady na údržbu. U kotle na peletky jsem uvažoval s náklady na kontrolu a čištění komína 1000 Kč v prvním roce. Následně jsem uvažoval s náklady na kontrolu a čištění komína v každém roce zvýšené o diskont. U tepelného čerpadla jsem uvažoval s náklady na údržbu v každém třetím roce zvýšené o diskont. V třetím roce jsem uvažoval s náklady na údržbu tepelného čerpadla 2 000 Kč.

Tab. 9 – 3 Roční ekvivalentní tok RCF jednotlivých variant, růst cen energií 6 %

	Peletky	TČ	Rozdíl
Čistá současná hodnota NPV	1 976 340 Kč	1 523 374 Kč	452 966 Kč
Anuita	0,0672157	0,0672157	-----
Roční ekvivalentní tok RCF	132 841 Kč	102 395 Kč	30 446 Kč

Ze stanoveného ročního ekvivalentního toku nákladů pro jednotlivé varianty zdroje tepla je výhodnější varianta s tepelným čerpadlem $RCF = 102\,395\text{ Kč}$ oproti kotli na peletky $RCF = 132\,841\text{ Kč}$. Po 20 letech bychom u varianty kotle na peletky přeplatili 453 tisíc korun českých oproti tepelnému čerpadlu.



Obr. 9 – 2 Přírůstek diskontovaných nákladů v čase, růst cen energií 6 %

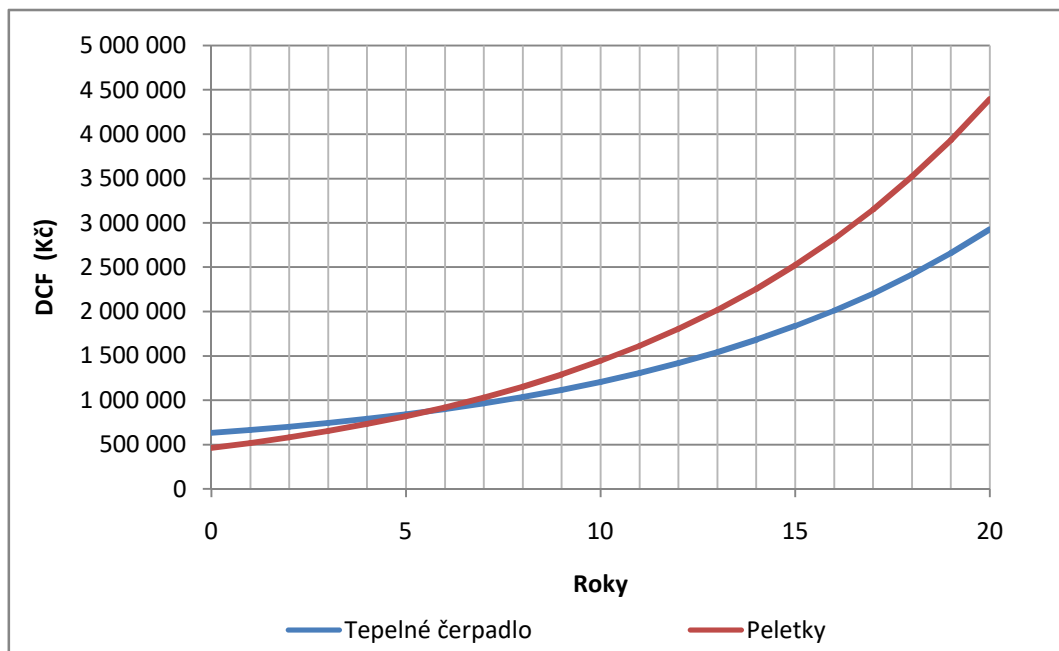
V grafu výše je porovnání jednotlivých zdrojů tepla s ohledem na investiční náklady a následném přírůstu provozních nákladů na energie. Reálná doba návratnosti investice do tepelného čerpadla oproti kotli na peletky je po 7 letech. Vzhledem k současné situaci s růstem cen energií lze říci, že čím více porostou ceny elektřiny a peletek, tím se doba návratnosti investice do tepelného čerpadla bude zkracovat. Z těchto závěrů jednoznačně doporučuji volit variantu zdroje tepla s tepelným čerpadlem.

Vzhledem k dramatickému růstu cen energií v posledním roce, provedu ještě porovnání za předpokladu, že růst cen energií bude 15 % ročně. Dobu životnosti a diskont uvažuji stále stejně.

Tab. 9 – 4 Roční ekvivalentní tok RCF jednotlivých variant, růst cen energií 15 %

	Peletky	TČ	Rozdíl
Čistá současná hodnota NPV	4398 888 Kč	2 928 437 Kč	1 470 450 Kč
Anuita	0,0672157	0,0672157	-----
Roční ekvivalentní tok RCF	295 674 Kč	196 837 Kč	98 837 Kč

Po 20 letech bychom u varianty kotle na peletky přeplatili 1 470 450 Kč oproti tepelnému čerpadlu. Při 15% růstu cen energií ročně by byla reálná doba návratnosti po pěti letech.



Obr. 9 – 3 Přírůstek diskontovaných nákladů v čase, růst cen energií 15 %

Z dosažených výsledků bych jednoznačně volil variantu zdroje tepla tepelného čerpadla. Tepelné čerpadlo je výhodnější jak z ekonomického hlediska, tak provozního hlediska. Oproti kotli na peletky nepotřebujeme komín a s ním náklady spojené na údržbu. U automatického kotle je nevýhodou nutné uskladnění peletek a následné doplňování zásobníku kotle palivem. Kotel na peletky je výhodnější pouze z hlediska hodnocení průkazu energetické náročnosti budovy. Nevýhodou tepelného čerpadla vzduch – voda může být hluk venkovní jednotky.

10 ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA

V této kapitole se zaměřím na možnosti a potenciálního přínosu využívání odpadního tepla ze vzduchu a z odpadní vody v obytných budovách. Zpětné získávání tepla „ZZT“ je využití energie odváděné z budovy. Využívání odpadního tepla má vliv na snížení potřeby tepla dodané do budovy a tudíž má pozitivní vliv na životní prostředí a na snížení provozních nákladů. V této kapitole se zaměřím nad možnostmi využití ZZT a možných dosažených úspor energie v objektu, který řeším v rámci této práce.

10.1 Zpětné získávání tepla z větrání

Zpětné získávání tepla z větrání lze v základě dělit na systémy rekuperační, kde se teplo předává mezi přiváděným a odváděným vzduchem přímo přes stěnu výměníku a systémy regenerační, kde se teplo z odváděného vzduchu předá do akumulární hmoty a z ní se pak teplo uvolňuje do vzduchu přiváděného. Protože je účinnost u ZZT definována pouze pomocí teplot, ovlivňuje ji i poměr průtoku přiváděného a odváděného vzduchu. Je-li množství odváděného vzduchu větší než množství vzduchu přiváděného, roste účinnost systému ZZT. Dalším parametrem výrazně ovlivňujícím účinnost je kondenzace vlhkosti z odváděného vzduchu. [22]

Deskové rekuperační výměníky jsou velmi rozšířené především v zařízeních s menším průtokem vzduchu pro domácnosti a menší provozovny. Proud odváděného vzduchu prochází výměníkem a od proudu přiváděného vzduchu je oddělen tepelně vodivými profilovanými deskami. Pro mnou řešený objekt jsem použil dvě nástěnné vzduchotechnické jednotky s deskovým protiproudým výměníkem Atrea DUPLEX 280 ECV5 o účinnosti ZZT $\eta_{rec,z} = 83 \%$ viz kapitola 4.4. [22]

Abych mohl vyčíslit úsporu energie ZZT z větrání, musím stanovit i potřebu tepla na vytápění objektu, který bude větrán přirozeně, tedy okny. V případě nuceného větrání pomocí vzduchotechnické jednotky s ZZT, jsou jednotlivé místnosti větrány současně na základě navržených průtoků vzduchu do jednotlivých místností. Pokud bude objekt větrán přirozeně, lze uvažovat, že množství větracího vzduchu bude nižší než u nuceného větrání. Pro reálné posouzení tedy snížím objemový průtok větracího vzduchu u přirozeného větrání o 20 % oproti nucenému větrání se ZZT. Nucené větrání nám zajišťuje lepší pohodu prostředí oproti přirozenému větrání.

V případě nuceného větrání je měrný tepelný tok větráním $H_V = 143$ W/K, u přirozeného větrání budu uvažovat $H_V = 114$ W/K. Pro následující porovnání úspory energií jsem vybral variantu zdroje tepla automatického kotle na peletky. Pro nucené větrání se ZZT a přirozeným větráním zůstane v případě kotle na peletky zdroj o stejném jmenovitém výkonu. V případě tepelného čerpadla bych musel navrhnout pro variantu přirozeného větrání výkonově silnější tepelné čerpadlo. Skutečnou potřebu tepla na vytápění jsem stanovil dle postupu viz kapitola 8.1 této práce. U varianty nuceného větrání s jednotkou jsem musel připočítat potřebnou elektrickou energii na pohon ventilátorů (při referenčním průtoku jednotka 55 W) a v mrazivých dnech (25 dní) elektrickou energii potřebnou pro předehřev vzduchu (400 W). Uvažoval jsem, že jednotka bude provozována v rámci otopného období 16 hodin denně. Ceny jsem uvažoval (za peletky 10 Kč/kg a za elektrickou energii 6,2 Kč/kWh).

Tab. 10 – 1 Porovnání úspory energií nuceného větrání s ZZT a přirozeného větrání

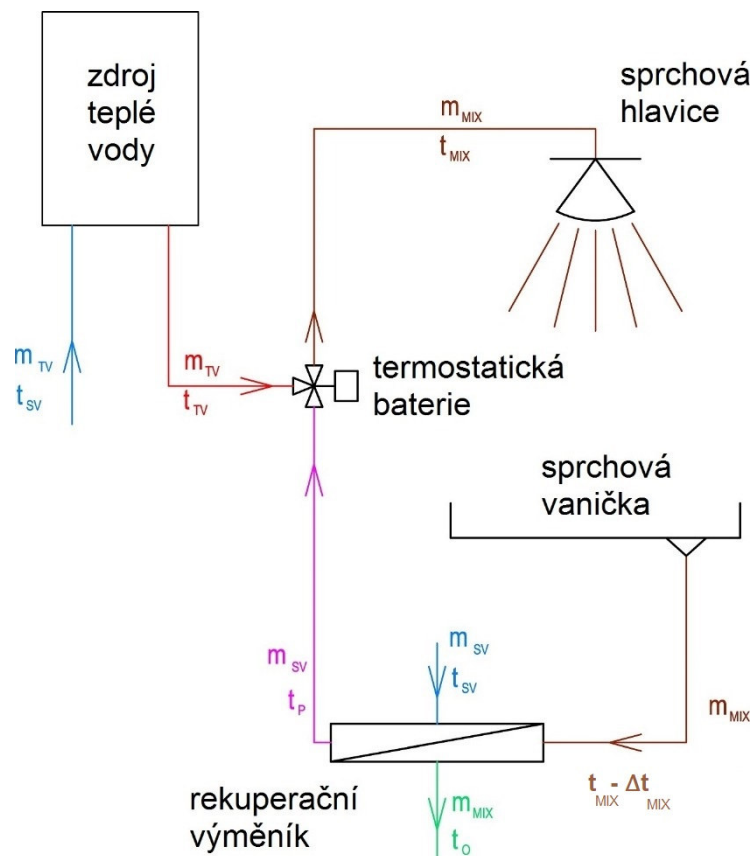
	měrný tepelný tok větráním celé budovy	teoretická potřeba tepla na VTP	skutečná potřeba tepla na VTP	celková potřeba elektrické energie	Množství peletek	celkové provozní náklady vč. DPH
	H_V	$Q_{H;nd}$	Q_{VTP}	E_{cel}	U_{cel}	
	W/K	kWh	kWh/rok	kWh/rok	kg/rok	Kč
Nucené větrání s ZZT	143	13281	16028	1059	3497	41536
Přirozené větrání okny	114	21691	26178	688	5712	61383

Z tabulky výše je patrné, že celkové provozní náklady při vytápění kotlem na peletky jsou u nuceného větrání se zpětným získáváním tepla 41 536 Kč a u přirozeného větrání okny 61 383 Kč. U nuceného větrání lze tedy uspořit **32 %** ročních provozních nákladů na vytápění. Odhad investičních nákladů je na 260 000 Kč (dvě vzduchotechnické jednotky včetně rozvodů vzduchu). Prostá doba návratnosti bez dotace 13 let. V případě získání dotace v rámci programu nová zelená úsporám, lze získat na jeden dům dotaci na větrání ve výši až 100 000 Kč. Prostá doba návratnosti s dotací by byla 8 let. Z mých výpočtů bych doporučil instalovat vzduchotechnické jednotky se ZZT.

V případě přirozeného větrání bychom museli u varianty s tepelným čerpadlem instalovat dražší tepelné čerpadlo o vyšším jmenovitém výkonu. U tepelného čerpadla by byla prostá doba návratnosti kratší.

10.2 Zpětné získávání tepla z šedé odpadní vody

Pro zpětné získávání tepla z odpadní vody se pro předehřev studené vody používají rekuperační výměníky. Výměníky mohou být instalovány jak centrálně, tak lokálně v místě odtoku. Zaměřil jsem se na lokální systém zpětného získávání tepla využívající aktuálně odtékající vodu ze sprchového koutu. Teplo se z odtékající odpadní vody přenáší přes teplosměnnou plochu do vody studené, která ve stejném okamžiku přitéká do vodovodní baterie. Protože se ve výměníku studená voda ohřeje na vyšší teplotu, pro dosažení požadované teploty smísené vody pro sprchování je potom zapotřebí menšího přítoku teplé vody ze zdroje do vodovodní baterie, pro smísení s vodou studenou (předehřátou). To funguje automaticky za předpokladu osazení termostatickou vodovodní baterií s nastavitelnou teplotou. Na obrázku níže je funkční schéma zapojení lokálního sprchového výměníku. [23]



Obr. 10 – 1 Funkční schéma sprchového výměníku ZZT [23]

Vyhodnocení poměrné úspory tepla nasazením rekuperačního výměníku lze vyjádřit na základě kalorimetrické rovnice. Stanoví se množství tepla dodaného v teplé vodě pro dosažení požadované teploty t_{MIX} s instalovaným rekuperačním výměníkem Q_{ZZT} (při účinnosti η_V) a bez rekuperačního výměníku Q_B (při účinnosti $\eta_V = 0$) s použitím

příslušných průtoků teplé vody. Při vyčíslení úspory energie jsem vycházel z následujících teoretických rovnic. [23]

Teoretické rovnice pro stanovení úspory sprchového výměníku

$$\eta_V = \frac{t_P - t_{SV}}{t_{MIX} - t_{SV}} \quad [1] \quad (28)$$

η_V účinnost sprchového rekuperačního výměníku [1]

t_P teplota přehřáté studené vody [°C]

t_{SV} teplota studené vody [°C]

t_{MIX} teplota vystupující ze sprchové baterie [°C]

$$m_{TV} = m_{MIX} \cdot \frac{t_{MIX} - t_{SV} - \eta_V \cdot (t_{MIX} - t_{SV})}{t_{TV} - t_{SV} - \eta_V \cdot (t_{MIX} - t_{SV})} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (29)$$

m_{TV} průtok teplé vody [m³/s]

m_{MIX} průtok vody ze sprchové baterie [m³/s]

$$Q_{ZZT} = m_{TV} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{TV} - t_{SV}) \cdot \Delta\tau_S \quad [\text{J}] \quad (30)$$

Q_{ZZT} množství tepla dodané v teplé vodě s výměníkem ZZT [J]

c měrná tepelná kapacita vody [J/kg·K]

ρ hustota vody [kg/m³]

$\Delta\tau_S$ doba sprchování [s]

$$X_{ZZT} = \frac{Q_B - Q_{ZZT}}{Q_B} \quad [1] \quad (31)$$

X_{ZZT} poměrná úspora tepla [1]

Q_B množství tepla dodané v teplé vodě bez výměníku ZZT [J]

Úspora tepla je rozdíl mezi množstvím tepla dodaného pro sprchu bez instalovaného rekuperačního výměníku a s instalovaným výměníkem. Vztahem úspory tepla k množství tepla dodaného bez použití výměníku lze vyjádřit poměrnou (bezrozměrnou) úsporu tepla X_{ZZT} .

Stanovení úspory tepla řešeného objektu

Pro návrh jsem volil sprchový výměník AS- ECO shower drain 800 o účinnosti rekuperačního výměníku $\eta_V = 42\%$. Při vyčíslení úspory tepla jsem vycházel z následujících vstupních hodnot.

Tab. 10 – 2 Vstupní hodnoty pro stanovení úspory tepla sprchového výměníku

teplota teplé vody	teplota studené vody	teplota vody vystupující ze sprchové baterie	ochlazení vody ve sprše při odtoku vody do výměníku	doba sprchování	průtok vody ze sprchové baterie	účinnost rekuperačního výměníku ZZT
t_{TV}	t_{SV}	t_{MIX}	Δt_{MIX}	Δt_S	m_{MIX}	η_V
°C	°C	°C	°C	min	l/min	1
50	10	38	3	6	6	0,42

Abych dokázal objektivně vyčíslit úsporu tepla, bylo zapotřebí zohlednit ochlazení vody ve sprše při odtoku do výměníku o Δt_{MIX} . Při zohlednění tohoto faktu lze stanovit celkovou účinnost zpětného získávání tepla $\eta_{rec,z}$. Z celkové účinnosti ZZT jsem vyčísлил úsporu tepla na jedno sprchování při použití sprchového výměníku na $\Delta Q = 0,179$ kWh. Poměrná úspora tepla při použití sprchového výměníku na jednu sprchu je $X_{ZZT} = 15\%$. Je si zapotřebí uvědomit, že účinnost ZZT sprchového výměníku se nerovná poměrné úspoře tepla.

Tab. 10 – 3 Vyčíslení úspory tepla sprchového výměníku

celková účinnost rekuperace	teplota předehřáté studené vody	průtok teplé vody s výměníkem ZZT	průtok teplé vody bez výměníku ZZT	množství tepla dodané v teplé vodě s výměníkem	množství tepla dodané v teplé vodě bez výměníku	úspora tepla	poměrná úspora tepla
$\eta_{rec,z}$	t_p	m_{ZZT}	m_B	Q_{ZZT}	Q_B	ΔQ	X_{ZZT}
1	°C	l/min	l/min	kWh	kWh	kWh	1
0,375	20,5	3,6	4,2	0,994	1,173	0,179	0,15

Pro vyčíslení úspory energií za rok budu uvažovat s osmi sprchovými cykly za den. Budu uvažovat s variantou zdroje tepla kotle na peletky. Teplá voda tedy bude ohřívána pomocí kotle na peletky. Z tabulky níže jsem stanovil, že lze uspořit **109 kg** peletek za rok při instalaci sprchového výměníku. Při ceně 10 Kč/kg peletek lze uspořit 1 091 Kč za rok.

Tab. 10 – 4 Vyčíslení celkové úspory tepla sprchového výměníku pro variantu kotle na peletky

Palivo	Počet sprch za den	celková potřeba energie	celková potřeba energie	potřeba paliva	cena jednotková včetně DPH	cena celkem včetně DPH
		E_{cel}	E_{cel}	U_{cel}	-	-
	1	kWh/rok	MJ/rok	kg/rok	kč/kg	kč/rok
Peletky	8	500	1801	109	10	1091

V objektu jsou instalovány celkem tři sprchové kouty. Investiční náklady na pořízení a montáž jednoho sprchového výměníku činí 14 000 Kč včetně DPH. Celkové investiční náklady činí **42 000 Kč**. V rámci programu nová zelená úsporám lze získat dotaci na jednu sprchu 5000 Kč, maximálně však 15 000 Kč na jeden dům. V případě získání dotace by byla prostá doba návratnosti 25 let.

S rostoucím počtem cyklů sprch během dne roste i celková úspora energie. Z mých výpočtů lze tedy konstatovat, že investice do sprchových výměníků pro tento objekt, se nevyplatí. Sprchové výměníky se vyplatí instalovat v případě častých sprchových cyklů během dne, jako jsou například provozování bazénů.

11 ZÁVĚR

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout nízkoteplotní vytápění historického objektu sloužícího původně pro hospodářské účely. Nově bude objekt sloužit částečně pro trvalé bydlení a částečně pro rekreační pronájem. Objekt není památkově chráněn a nenachází se ani v památkové oblasti. V rámci stavebních úprav bude objekt zateplen.

Nejprve jsem navrhl **skladby konstrukcí**, tak aby vyhovovaly normě ČSN 73 0540-2:2011, tak abych splnil doporučené hodnoty součinitele prostupu tepla. Ke stávajícím konstrukcím jsem tedy navrhl dostatečnou tloušťku tepelné izolace. Dále jsem vypočítal **tepelné ztráty objektu** dle ČSN EN 12 831-1. Objekt bude větrán nuceně se zpětným získáváním tepla. Celková tepelná ztráta objektu činí **6,4 kW**.

Pro přenos tepla ze zdroje jsem navrhl **nízkoteplotní podlahové vytápění**. Při návrhu podlahového vytápění jsem vycházel z fyzikálních rovnic, podle tepelné ztráty jednotlivých místností jsem navrhl dostatečný měrná tepelný tok do místnosti při střední povrchové teplotě podlahy. Podlahové vytápění bylo navrženo na nízkoteplotní spád **29/23 °C**. Z hlediska provozu byla otopná soustava rozdělena na větev trvalého pobytu a větev pronájmu. Z hlediska přípravy teplé vody byla soustava také rozdělena na trvalý pobyt a pronájem. Oběh vody pro jednotlivé větve vytápění bude zajištěn nuceně pomocí oběhových čerpadel a požadovaná teplota vody bude zajištěna směřováním. Otopná soustava bude zabezpečena tlakovou expanzní nádobou. Navrhl jsem hydraulické vyvážení otopné soustavy. Pro zajištění dostatečného tepelného výkonu jsem v koupelnách také navrhl přímotopná elektrická trubková tělesa.

Výpočet potřeby tepla na vytápění jsem stanovil dle normy ČSN EN ISO 52016-1. Norma zohledňuje vnitřní tepelné zisky a vnější tepelné zisky. Teoretická potřeba tepla na vytápění je **13 281 kWh/rok**. Potřebu tepla na přípravu teplé vody jsem stanovil energetickou bilancí. Celková potřeba tepla na přípravu teplé vody v nepřímotopných zásobnících činí **7500 kWh/rok**.

Navrhl jsem dvě varianty **zdroje tepla** s ohledem na využití alternativních zdrojů energie dle vyhlášky č. 264/200 Sb. o energetické náročnosti budov. První variantu zdroje tepla jsem navrhl **automatický kotel na peletky Benekov K14**. Kotel splňuje požadavky 5. třídy kotlů. Regulovatelný výkon kotle je **4,5 až 15 kW**. Druhou variantu zdroje tepla jsem volil **tepelné čerpadlo vzduch – voda Buderus WPL 6 AR** o výkonu

6 kW při A2/W35, dle EN 14511. Bod bivalence tepelného čerpadla je $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$. S ohledem na zdroj tepla jsem navrhl dostatečný **objem zásobníků teplé vody**. U automatického kotle na pelety jsem navrhl oba zásobníky teplé vody o objemu 160 l Logalux SU 160.S. U tepelného čerpadla jsem navrhl oba zásobníky teplé vody o objemu 290 l Logalux SH 290.RW.

S ohledem na navržené zdroje tepla jsem stanovil **skutečnou potřebu energie a paliva** na vytápění a přípravu teplé vody. **Automatický kotel na peletky** o účinnosti kotle 89 % potřebuje **5,3 tuny** peletek za rok a za pomocnou elektrickou energii **688 kWh/rok**. Předpokládám, že i teplá voda bude po celý rok ohřívána kotlem na peletky. Roční provozní náklady jsou za peletky 53 355 Kč a za elektřinu 4 268 Kč. Celkové provozní náklady kotle na peletky činí **57 623 Kč**. Pro stanovení provozních nákladů jsem **tepelné čerpadlo** bilancoval po měsících dle TNI 73 0351:2014. Tepelné čerpadlo bude pracovat pro mnou navrženou otopnou soustavu se sezónním topným faktorem $\text{SPF} = 3,8$ a pro provoz potřebuje **5 484 kWh** elektrické energie. Celkové provozní náklady tepelného čerpadla činí **34 001 Kč**.

Investiční náklady jsem stanovil pouze pro jednotlivé zdroje tepla. U obou variant zdrojů tepla je otopná soustava totožná a tudíž ji nezapočítávám do investičních nákladů. Investiční náklady na pořízení **automatického kotle na peletky** činí **460 519 Kč**. Do investičních nákladů jsem zahrnul i výstavbu komínu. Investiční náklady na pořízení **tepelného čerpadla** činí **630 105 Kč**.

Jednotlivé varianty zdroje tepla jsem mezi sebou **ekonomicky porovnal** pomocí kritéria čisté současné hodnoty *NPV*, z které jsem následovně stanovil roční ekvivalentní tok *RCF*. Životnost obou zařízení jsem uvažoval 20 let, diskont 3 % a růst cen energií 6 %. Roční ekvivalentní tok nákladů *RCF* pro kotel na peletky činí 132 841 Kč a pro tepelné čerpadlo 102 395 Kč. Reálná doba návratnosti investice do tepelného čerpadla je po **7 letech**. Provedl jsem i rozvahu, že by růst cen energií byl 15 %, za tohoto předpokladu by byla reálná doba návratnosti tepelného čerpadla po 5 letech.

Z mých výpočtů bych pro tento objekt zvolil variantu zdroje tepla tepelné čerpadlo. Z ekonomického hlediska je výhodnější oproti kotli na peletky. U tepelného čerpadla nedoplňujeme palivo do zásobníku a neprovádíme pravidelné čištění spalinových cest. Dále z hlediska prostoru tepelné čerpadlo uvnitř objektu nezabírá tolik prostoru. Nevýhodou tepelného čerpadla může být hlučnost venkovní jednotky.

Poslední částí mé diplomové práce je zohlednit přínosy zpětného získávání tepla z větrání a z odpadní vody. **Zpětné získávání tepla z větrání** pomocí dvou vzduchotechnických jednotek Atrea DUPLEX 280 ECV5 o účinnosti zpětného získávání tepla 83 %. Pro porovnání úspory jsem stanovil potřebu tepla na vytápění řešeného objektu za předpokladu přirozeného větrání okny, která činí 21 691 kWh/rok. V případě kotle na peletky lze zpětným získáváním tepla z větrání uspořit 2 215 kg peletek za rok. U zpětného získávání tepla z větrání lze uspořit **32 %** ročních provozních nákladů. Lze tedy uspořit na provozních nákladech **19 850 Kč/rok**. Investiční náklady na nucené větrání uvažuji 260 000 Kč. Prostá doba návratnosti je **13 let**. Za předpokladu čerpání dotace z programu nová zelená úsporám, lze získat až 100 000 Kč. Prostá doba návratnosti by byla 8 let. Doporučuji tedy investici do nuceného větrání objektu se zpětným získáváním tepla.

Dále jsem vyčíslil úspory při zpětném získávání tepla z odpadní vody ze sprchy. **Zpětné získávání tepla pomocí sprchového výměníku**, kde odpadní voda přehřívá přitékající studenou vodu do sprchové baterie. Zvolil jsem sprchový rekuperační výměník o účinnosti 42 %. Úsporu teplé vody při instalaci výměníku jsem stanovil na 0,179 kWh z jednoho sprchování. Poměrná úspora tepla činí **15 %**. V případě ohřevu teplé vody kotlem na peletky lze uspořit **109 kg peletek** za rok. Lze tedy uspořit pouhých **1 091 Kč/rok**. Investiční náklady na pořízení třech sprchových výměníků pro řešený objekt činí 42 000 Kč. V rámci programu nová zelená úsporám lze získat dotaci až ve výši 15 000 Kč. V případě získání dotace by byla prostá doba návratnosti **25 let**. Z mých výpočtů lze konstatovat, že investice do sprchových výměníků se pro tento objekt nevyplatí. Sprchové výměníky bych doporučil do objektů s vysokým počtem sprchových cyklů během dne, jako jsou například provozní bazény.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BAŠTA, Jiří. *Velkoplošné sálavé vytápění: podlahové, stěnové a stropní vytápění a chlazení*. Praha: Grada, 2010. Stavitel. ISBN 978-80-247-3524-5.
- [2] BAŠTA, Jiří a Karel KABELE. *Otopné soustavy - teplovodní*. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 1998. Sešit projektanta - pracovní podklady. ISBN 80-0201254-2.
- [3] BAŠTA, Jiří. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2014. ISBN 978-80-01-05455-0.
- [4] ŠTĚCHOVSKÝ, Jaroslav. *Vytápění pro střední školy se studijním oborem TZB nebo obdobným*. 3. vydání. Praha: SOBOTÁLES, 2010. ISBN 978-80-86817-11-8
- [5] POMPL, Dominik. *Vývoj tepelně – technických vlastností budov a zateplovacích systémů*. Praha, 2017. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/70871>
- [6] *Tzb-info: Normované hodnoty součinitele prostupu tepla konstrukcí dle ČSN 73 0540-2:2011* [online]. [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/136-normove-hodnoty-soucinitele-prostupu-tepla-un-20-jednotlivych-konstrukci-dle-csn-73-0540-2-2011-tepelna-ochrana-budov-cast-2-pozadavky>
- [7] BAŠTA, Jiří. *Výpočet tepelného výkonu pro vytápění: ČSN EN 12831-1* [přednáška]. Praha: ČVUT, 2020.
- [8] *Atrea: Kompaktní větrací jednotky DUPLEX ECV5* [online]. [cit. 2022-03-16]. Dostupné z: <https://www.atrea.cz/cz/duplex-280-380-580-ecv5>
- [9] *Tzb-info: Podlahové vytápění* [online]. [cit. 2022-03-17]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/podlahove-vytapani>
- [10] *Home: Vše o podlahovém vytápění* [online]. [cit. 2022-03-17]. Dostupné z: <https://homebydleni.cz/dum/vytapani/vse-o-podlahovem-vytapani-1-cast/>
- [11] *Giacomini: Podlahové a stěnové vytápění* [online]. [cit. 2022-03-17]. Dostupné z: <https://www.giacomini.cz/katalog/kapitola-7-podlahove-a-stenove-vytapani>

- [12] VAVŘIČKA, Roman: *Model návrhu podlahové otopné plochy* [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/PV11.html>
- [13] *Tzb - info: Výpočet tlakové ztráty třením v potrubí* [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/87-vypocet-tlakoe-ztraty-trenim-v-potrubí>
- [14] KYCELT, Martin. *Vytápění rodinného domu*. Praha, 2019. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/84732>
- [15] VAVŘIČKA, Roman. Výpočet potřeby tepla a paliva. *Utp.fs.cvut* [online]. [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/roman.vavricka/Vytapani/002_Potreba_tepla.pdf
- [16] VAVŘIČKA, Roman. Příprava teplé vody. *Utp.fs.cvut* [online]. [cit. 2022-04-11]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/ZTI/NEW/004_TV_1.pdf
- [17] MATUŠKA, Tomáš. *Tepelná čerpadla* [přednáška]. 2022.
- [18] *Benekov: Automatické kotle na pelety* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.benekov.com/produkty/automaticke-kotle-na-drevene-pelety>
- [19] *Buderus: Projekční podklady* [online]. [cit. 2022-05-24]. Dostupné z: <https://www.buderus.com/cz/cs/pro-partnery/pro-projektanty/projekcni-podklady/>
- [20] *Aqua - thermo: Technický katalog Grundfos* [online]. [cit. 2022-05-25]. Dostupné z: <https://aqua-thermo.cz/wp-content/uploads/2021/03/ALPHA2-Technicky-katalog.pdf>
- [21] MATUŠKA, Tomáš. Bilance tepelných čerpadel. *Utp.fs.cvut* [online]. [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/?page_id=161
- [22] *Tzb - info: Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci* [online]. [cit. 2022-05-27]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-i>
- [23] *Tzb - info: Účinnost rekuperačního výměníku odpadní vody není rovna úspoře tepla* [online]. [cit. 2022-05-27]. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/uspory-voda-kanalizace/14105-ucinnost-rekuperacniho-vymeniku-odpadni-vody-neni-rovna-uspore-tepla>

SEZNAM POUŽITÝCH NOREM

- ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky (vydání 2011)
- ČSN 12831-1 Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu – Část 1 Tepelný výkon pro vytápění (vydání 2021)
- ČSN ENISO 52016-1 Energetická náročnost budov – Potřeba energie na vytápění a chlazení, vnitřní teploty a citelné a latentní tepelné výkony – Část 1: Výpočtové postupy (vydání 2019)
- ČSN EN 12831-3 Energetická náročnost budov – Výpočet tepelného výkonu – Část 3 Tepelný výkon pro soustavy přípravy teplé vody a charakteristika potřeb (vydání 2018)
- ČSN 06 0310 Tepelné soustavy v budovách – Projektování a montáž (vydání 2014)
- TNI 73 0351 Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly – Zjednodušený výpočtový postup (vydání 2014)

SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkresová dokumentace
 - 1.1 Půdorys 1.NP
 - 1.2 Půdorys 2.NP
 - 1.3 Schéma zapojení – Otopná soustava
 - 1.4 Schéma zapojení - Kotel na peletky
 - 1.5 Schéma zapojení - Tepelné čerpadlo
2. Dimenzování otopné soustavy
3. Bilance tepelného čerpadla