



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

REKONSTRUKCE VYTÁPĚNÍ V RODINNÉM DOMĚ

RETROFIT OF HEATING SYSTEM IN A FAMILY HOUSE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Doležel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Charvát, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Pavel Doležel
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Technika prostředí
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Charvát, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Rekonstrukce vytápění v rodinném domě

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Z důvodu plánovaného vyřazení kotlů na tuhá paliva 1. a 2. emisní třídy z provozu k roku 2022 je pro mnoho lokálních topenišť aktuální obměna zdroje a s tím související rekonstrukce otopné soustavy.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je rozebrat možné alternativy kotlů na tuhá paliva splňující nové legislativní podmínky, navrhnout zdroj a otopnou soustavu pro rekonstruovaný rodinný dům, a to včetně ohřevu teplé vody a využití obnovitelných zdrojů energie. Návrh bude zahrnovat provedení potřebných výpočtů a zpracování výkresové dokumentace. Energetická náročnost systému vytápění a ohřevu TV bude posouzena pomocí energetické simulace.

Seznam doporučené literatury:

ČSN EN 12831-1 Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu - Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3.

BAŠTA, Jiří. Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě. Praha: GAS, 2001. ISBN 80-86176-83-5.

2013 ASHRAE handbook: Fundamentals. S.I. Editions: ASHRAE, 2013. ISBN 978-1-936504-47-3.

ZMRHAL, Vladimír. Větrání rodinných a bytových domů. Praha: Grada, 2014. Profi & hobby. ISBN 978-80-247-4573-2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce je věnována konstrukci a návrhu teplovodních kotlů na pevná paliva. Úvodní kapitola se zaměřuje na teorii spalování pevných paliv, aktuální legislativu a konstrukci kotlů. V následující část je proveden návrh vytápění a ohřevu teplé vody pro zvolený rodinný dům, využívající zdroje na pevná paliva a fotovoltaických panelů. Před závěrem je vyhodnocena energetická náročnost budovy na vytápění a ohřev teplé vody simulačním nástrojem TRNSYS. V příloze práce se nachází výkresová dokumentace, podrobný výpočet tepelných ztrát a výkaz výměr.

Klíčová slova

Kotle na pevná paliva, návrh vytápění, ohřev teplé vody, rodinný dům, návrh fotovoltaické elektrárny.

Abstract

The master's thesis deals with the solid-fuel fired furnaces, complying with the new emission legislation, and their application in central heating. The introductory part of the thesis focuses on the theory of solid fuels combustion, pertinent legislation, and various designs of solid-fuel fired furnaces. The main part of the thesis deals with the design of a central heating system for a townhouse with a solid-fuel fired furnace as the primary heat source for central heating. A roof-mounted PV system was considered for solar-assisted domestic hot water heating. The energy performance of the house was evaluated with the use of the degree-day method and also with a detailed computer simulation in TRNSYS. As an appendix, the thesis includes the detailed engineering calculations and the engineering drawings and diagrams of the central heating system.

Key words

Solid-fuel fired furnaces, design of heating system, domestic hot water heating, townhouse, design of photovoltaic system.

Bibliografická citace

DOLEŽEL, Pavel. *Rekonstrukce vytápění v rodinném domě*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125166>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Charvát.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Rekonstrukce vytápění v rodinném domě* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Bc. Pavel Doležel

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce doc. Ing. Pavlu Charvátovi Ph.D. za umožnění zpracování diplomové práce na vlastní téma a za vedení práce a veškerou pomoc při zpracování.

Téma vzniklo za podpory mého kamaráda Honzy Šafaříka, velmi Ti děkuji Honzo! Díky patří také Ing. arch. Štěpánu Hirschovi, který vytvořil dokumentaci pro stavební povolení a poskytnul mi výkresový podklad pro nadcházející práci.

Svou vděčnost bych chtěl vyjádřit také společnosti BRES spol. s.r.o. za vstřícnost a ochotu při častých konzultacích, týkajících se nejen diplomové práce a za poskytnutou praxi v oboru. Těším se na další spolupráci.

Můj dík patří i celému energetickému ústavu na VUT v Brně za poskytnuté vzdělání a velmi přátelskou atmosféru po celý čas studia, a to včetně bakalářského.

Na závěr bych chtěl hlavně poděkovat svojí rodině a především rodičům, za podporu, vstřícnost a trpělivost po celý čas studia a za možnost si svobodně zvolit svoji vlastní budoucnost.

Obsah

Úvod	15
1 Kotle na pevná paliva o výkonu do 300 kW	16
1.1 Teorie spalování pevných paliv	16
1.1.1 Dokonalé spalování pevných paliv.....	17
1.1.2 Nedokonalé spalování pevných paliv	17
1.1.3 Podíl prchavé hořlaviny.....	18
1.1.4 Vlhkost paliva.....	18
1.1.5 Podíl popelovin v palivu.....	18
1.1.6 Vlastnosti jednotlivých druhů pevných paliv	19
1.2 Přívod spalovacího vzduchu	20
1.3 Ztráty při spalování pevných paliv	21
1.4 Znečišťující látky vzniklé spalováním pevných paliv	21
1.4.1 Tuhé znečišťující látky (TZL).....	22
1.4.2 Oxid uhelnatý (CO).....	23
1.4.3 Celkový organický uhlík (OGC).....	23
1.4.4 Oxidy dusíku (NO _x)	23
1.4.5 Ostatní škodliviny	23
1.5 Emisní třídy kotlů dle EN 303-5.....	23
1.6 Legislativa.....	25
1.6.1 Zákon o ochraně ovzduší.....	25
1.6.2 Zákon o hospodaření s energií.....	26
1.7 Typy kotlů na pevná paliva	26
1.7.1 Kotle prohořivací	26
1.7.2 Kotle odhořivací.....	27
1.7.3 Kotle zplynovací.....	28
1.7.4 Automatické kotle na pevná paliva	30
1.8 Bezpečnost kotlů na pevná paliva	33
1.8.1 Kotle pro neodpojitelnou soustavu	33
1.8.2 Kotle pro částečně odpojitelnou soustavu	34
1.8.3 Kotle pro rychle odpojitelnou soustavu.....	34
2 Návrh otopné soustavy a ohřevu teplé vody	35
2.1 Charakteristika řešeného objektu	35
2.2 Požadavky investora	37
2.3 Výpočet tepelného výkonu	37
2.3.1 Externí okrajové podmínky výpočtu	37

2.3.2	<i>Postup výpočtu tepelného výkonu</i>	37
2.3.3	<i>Tepelně technické vlastnosti použitých materiálů</i>	38
2.3.4	<i>Teplovní okrajové podmínky výpočtu</i>	40
2.3.5	<i>Vzorový výpočet tepelného výkonu vytápěné místnosti</i>	41
2.3.6	<i>Vypočítané hodnoty tepelného výkonu</i>	44
2.4	<i>Volba otopného systému</i>	45
2.5	<i>Návrh podlahového vytápění</i>	47
2.5.1	<i>Skladba podlahy</i>	47
2.5.2	<i>Posouzení vhodnosti použití podlahového vytápění</i>	48
2.5.3	<i>Tepelně technický výpočet</i>	51
2.5.4	<i>Výpočet otopného příkonu a průtoku smyčkou</i>	54
2.5.5	<i>Hydraulické vyvážení rozdělovače podlahového vytápění</i>	57
2.5.6	<i>Hydraulický výpočet referenční smyčky</i>	61
2.5.7	<i>Výsledky výpočtu podlahového vytápění</i>	64
2.6	<i>Návrh otopných těles</i>	66
2.6.1	<i>Koncepce řešení</i>	66
2.6.2	<i>Výpočet teplotního spádu otopných těles</i>	66
2.6.3	<i>Návrh výkonu otopných těles</i>	67
2.6.5	<i>Vzorový výpočet výkonu otopného tělesa</i>	70
2.6.6	<i>Navržená otopná tělesa</i>	71
2.6.7	<i>Hydraulický výpočet soustavy s otopnými tělesy</i>	75
2.6.8	<i>Hydraulický výpočet referenčního tělesa</i>	79
2.6.9	<i>Hydraulické vyvážení soustavy s otopnými tělesy</i>	82
2.7	<i>Temperované podlahové plochy</i>	83
2.7.1	<i>Výpočet temperované podlahové plochy</i>	83
2.7.2	<i>Zapojení temperované podlahové plochy</i>	85
2.8	<i>Ohřev teplé vody</i>	86
2.8.1	<i>Výpočet potřeby teplé vody</i>	86
2.8.2	<i>Koncepce ohřevu teplé vody</i>	86
2.8.3	<i>Návrh tepelného výkonu pro ohřev TV</i>	87
2.8.4	<i>Návrh výkonu fotovoltaické elektrárny</i>	88
3	Technologie sekundárního okruhu	95
3.1	<i>Předávací stanice</i>	95
3.2	<i>Návrh směšovacích armatur</i>	96
3.2.1	<i>Okruh podlahového vytápění</i>	97
3.2.2	<i>Okruh otopných těles</i>	97
3.3	<i>Návrh oběhových čerpadel</i>	98

3.3.1	Okruh podlahového vytápění	98
3.3.2	Okruh otopných těles	100
3.3.4	Okruh ohřevu teplé vody	102
3.4	Návrh izolace potrubí.....	104
3.5	Měření a regulace	105
3.5.1	Ekvitermní regulace teploty přívodní vody	105
3.5.2	Regulace prostorovým termostatem.....	107
3.5.3	Individuální regulace.....	107
4	Technologie primárního okruhu	108
4.1	Návrh zdroje tepla	108
4.1.1	Návrh tepelného výkonu zdroje tepla	108
4.2	Primární zdroj tepla.....	110
4.2.1	Ochrana kotle proti nízkoteplotní korozi	111
4.2.2	Návrh akumulčních nádrží	112
4.2.3	Hydraulické zapojení kotle na dřevo	115
4.2.4	Přívod spalovacího vzduchu	116
4.2.5	Odkouření kotle	117
4.3	Alternativní zdroj tepla.....	121
4.3.1	Charakteristika zařízení	121
4.3.2	Přívod spalovacího vzduchu a odkouření.....	122
4.4	Zabezpečovací zařízení	122
4.4.1	Návrh pojistného ventilu.....	122
4.4.2	Návrh expanzního systému otopné soustavy.....	123
4.4.3	Návrh expanzního systému ohřevu TV	125
4.5	Úprava teplotnosné látky.....	125
4.5.1	Odstranění mechanických nečistot	125
4.5.2	Odvzdušnění	126
4.6	Měření a regulace	126
4.6.1	Schéma měření a regulace	126
4.6.2	Provozní fáze.....	127
4.7	Seznam výkresové dokumentace.....	128
5	Vyhodnocení energetické náročnosti	129
5.1	Spotřeba tepla pro vytápění	129
5.1.1	Výpočet spotřeby tepla denostupňovou metodou	129
5.1.2	Okrajové podmínky simulace	130
5.1.3	Vyhodnocení spotřeby tepla energetickou simulací	132
5.2	Spotřeba tepla pro ohřev TV	132

5.2.1	Okrajové podmínky výpočtu	133
5.3	Vyhodnocení výsledků	133
6	Porovnání výsledků.....	137
7	Závěr	139
	Seznam použité literatury	141
	Seznam symbolů a zkratk.....	147
	Seznam obrázků.....	156
	Seznam tabulek.....	158

Úvod

Zpřísnění požadavků na ochranu ovzduší a účinnosti zařízení se v poslední době zaměřuje také na provoz a výrobu kotlů na pevná paliva. Zákon o ochraně ovzduší z roku 2012 nařizuje odstavení kotlů 1. a 2. tříd (třídy dle ČSN EN 303-5) k 1.září 2020.

Zdroje tohoto typu stále tvoří velký podíl na vytápění menších, především rodinných objektů. I přes dlouholetou tradici ve využívání tohoto zdroje energie, velká část dnešních topenišť stále pracuje s tristní účinností spalování. Příčinou se stává neefektivní spalovací zařízení, nevhodné palivo nebo špatné provozní podmínky.

Spalování odlišného paliva, než které uvádí výrobce, může mít několik negativních dopadů. Snížení účinnosti, zvýšení obsahu znečišťujících látek ve spalinách nebo tvorbu nízkoteplotní koroze. Poslední jmenovaný jev souvisí s trvalým poškozením kotle a odkouření. Nedokonalé spalování uhlí nebo biomasy může způsobovat významné zhoršení kvality ovzduší v dané oblasti. Dokonce dochází i k překročení imisních limitů tuhých znečišťujících látek (dále jen TZL). Podíl lokálního vytápění domácností na znečištění emisemi $PM_{2,5}$ je v České republice dle ČHMÚ 74,3 % [1]. Legislativním zásahům se tedy nelze vyhnout.

Je známo, že dokonalého spalování za reálných podmínek nelze docílit. Při tomto chemickém procesu záleží na mnoha faktorech, které určují účinnost transformace energie. Jedná se především o složení paliva a jeho okysličování, a také o konstrukci kotle. Nemalý vliv má správné propojení s otopnou soustavou a odkouřením.

S neustálým vývojem výrobci kotlů dosahují stále lepších provozních parametr. Proto je snahou legislativy docílit vyřazení neefektivních a neekologických zdrojů

Nevýhodou zdokonalování spalovacích zařízení se stává závislost na elektrické energii. S tím se pojí také ústup od samotížných otopných soustav. Zápor moderních kotlů na pevná paliva mohou být i vyšší náklady na pořízení. Proto byl pod záštitou EÚ vytvořen dotační program, známý jako kotlíkové dotace. Jedná se o finanční podporu, určenou k výměně stávajících kotlů 1. a 2. tříd, za moderní kotle 4. a vyšších tříd nebo tepelná čerpadla či kondenzační kotle na plyn. V zatím poslední 3. vlně není dotace určena už ani pro pořízení kotle na uhlí.

Úvodní část práce se věnuje teorii spalování pevných paliv, konstrukcím jednotlivých typů kotlů a provozním podmínkám. V teoretické části je zahrnuta také legislativa úzce spojená s těmito zařízeními. Následující část práce obsahuje návrh vytápění a ohřevu teplé vody pro zadaný rodinný dům, za použití moderního kotle na pevná paliva. Součástí návrhu je také využití solární energie pro rodinný dům. Na závěr je vyhodnocena energetická náročnost řešeného objektu pomocí simulačního programu TRNSYS.

1 Kotle na pevná paliva o výkonu do 300 kW

Jedná se o spalovací zařízení, určená pro ústřední vytápění a ohřev teplé vody. Tepelná energie se získá chemickou reakcí oxidací vzduchu s pevným palivem, kterým se rozumí uhlí nebo biomasa. V práci je používán pojem pevná paliva, který vychází z technických norem pro menší zdroje tepla. Normy také hovoří o lokálních spotřebičích tepla, jako jsou krby a krbová kamna. Tato zařízení nejsou v práci zahrnuta.

1.1 Teorie spalování pevných paliv

Pevná paliva se skládají z mnoha prvků, které ovlivňují spalování. Proto se stanovuje hrubý rozbor paliva:

$$daf + W^r + A^r = 1 \quad 1.1$$

kde:

daf	(1)	hmotnostní podíl hořlaviny v palivu,
W^r	(1)	hmotnostní podíl vody v surovém palivu,
A^r	(1)	hmotnostní podíl popelovin v surovém palivu.

Hořlavina se dále dělí na tuhou a prchavou (plynnou). Pro konstrukci kotlů je důležitým parametrem podíl prchavé hořlaviny:

V^{daf}	(1)	hmotnostní podíl prchavé hořlaviny v hořlavině.
-----------	-----	-------------------------------------------------

O „kvalitě“ paliva nejvíce vypovídá výhřevnost:

Q_i^r	(MJ·kg ⁻¹)	výhřevnost paliva – teplo uvolněné dokonalým spálením 1 kg paliva za podmínky, že nedochází ke kondenzaci vody ve spalinách vychlazených na 20 °C.
---------	------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Výhřevnost se může vztahovat k objemu paliva. Je toho využíváno především pro plynné hořlaviny. Jednotkou je poté MJ·m⁻³, přičemž plyn je uvažován při normálních fyzikálních podmínkách (tlak 101 325 Pa a teplota 273,15 K).

Účinnost spalovacího zařízení se stanoví jako poměr tepelného výkonu a příkonu:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r \cdot 10^3} \quad 1.2$$

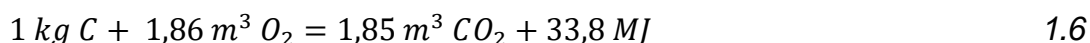
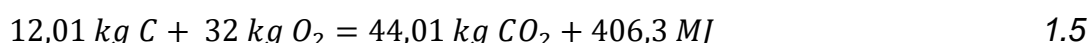
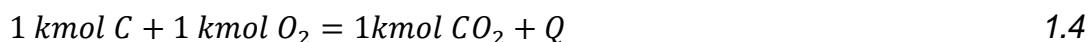
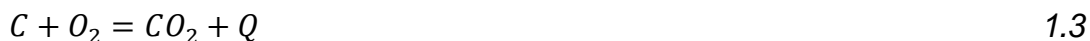
kde:

η	(1)	účinnost kotle,
\dot{Q}_k	(kW)	tepelný výkon kotle,
\dot{m}_{pal}	(kg·s ⁻¹)	hmotnostní tok paliva.

1.1.1 Dokonalé spalování pevných paliv

Cílem je přiblížit se dokonalému spalování hořlaviny. Hořlavinou je uhlík, vodík, síra, kyslík a dusík. Teplo při reakci uvolňují pouze uhlík, vodík a síra.

U pevných paliv největší část hořlaviny tvoří uhlík. Pro dokonalé spálení uhlíku platí následující stechiometrické rovnice [2]:

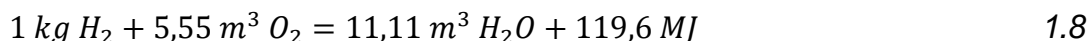


kde:

Q (J) teplo uvolněné při spalování.

Všechny objemy v uvedených stechiometrických vzorcích jsou uvažovány pro plyn při normálních fyzikálních podmínkách.

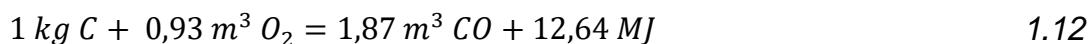
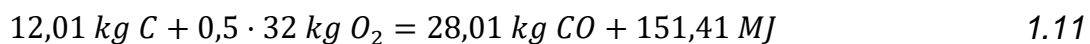
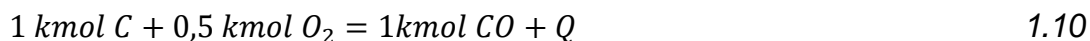
Pro spalování vodíku platí rovnice:



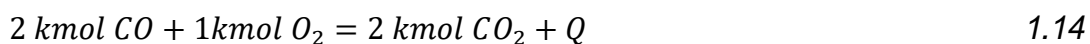
Poslední hořlavinou uvolňující teplo je síra. Biomasa síru téměř neobsahuje. Pevná fosilní paliva mají podstatně vyšší obsah síry v hořlavině do 3 %. Záleží však na druhu uhlí a jeho původu [2].

1.1.2 Nedokonalé spalování pevných paliv

Stechiometrické rovnice dokonalého spalování udávají, že pro spálení 1 kg uhlíku, obsaženého v palivu, je třeba téměř trojnásobné množství vzduchu. Při nedostatečném přívodu okysličovadla nebo špatném promísení s palivem dochází k nedokonalému spalování:



Nedokonalé spalování má za následek uvolnění přibližně třetiny energie obsažené v hořlavině a tvorbu oxidu uhelnatého, který je plynou škodlivinou. CO může dodatečným okysličením vzduchu dohořet. Tohoto jevu využívají zplynovací kotle, proces hoření je rozdělen do dvou fází, kde druhá probíhá podle uvedených rovnic:



$$2 \cdot 22,38 \text{ m}^3 \text{ CO} + 22,39 \text{ m}^3 \text{ O}_2 = 2 \cdot 22,26 \text{ m}^3 \text{ CO}_2 + 12,64 \text{ MJ} \quad 1.15$$

$$1 \text{ m}^3 \text{ CO} + 0,5 \text{ m}^3 \text{ O}_2 = 0,99 \text{ m}^3 \text{ CO}_2 + 12,64 \text{ MJ} \quad 1.16$$

Určitou energii pro oksyločení spotřebuje také dusík, který tvoří zhruba 78% podíl spalovacího vzduchu. Při této reakci vznikají oxidy dusíku, označovány jako NO_x a řadí se mezi plynné škodliviny.

1.1.3 Podíl prchavé hořlaviny

Prchavá hořlavina je zplyněná část paliva (CO a organické uhlovodíky), která se uvolňuje při teplotě okolo 250 °C [2]. Jejím hořením vzniká plamen. Bez dalšího oksyločení nedochází k vyhoření prchavé hořlaviny a klesá účinnost spalovacího zařízení. Zbylá část se nazývá hořlavinou tuhou. Vyznačuje se hořením (žhnutím) tuhého uhlíku.

Velkým podílem prchavé hořlaviny obsahuje biomasa, kde podíl dosahuje až 80% podíl z celkové hořlaviny. Naproti tomu uhlí nabývá hodnot pod 50 %. Znamená to, že jednotlivá paliva vyžadují rozdílné způsoby přívádění vzduchu a způsoby konstruování. Kotle, určené pro spalování více paliv s rozdílnou hodnotou obsahu prchavé hořlaviny, nemohou zaručit optimální účinnost pro všechna předepsaná paliva beze změny „fázování“ přívodu vzduchu.

1.1.4 Vlhkost paliva

Vlhkost v palivu způsobuje především pokles výhřevnosti paliva. Hořící palivo ztrácí část své uvolněné tepelné energie pro odpaření H₂O v palivu. Vodní pára zvyšuje objem spalin a zapříčiňuje pokles teploty v ohništi. Při poklesu teploty spalin se zvyšuje riziko poškození konstrukce kotle a kouřovodu vlivem nízkoteplotní koroze.

Biomasa obsahuje přirozenou vlhkost, důkladné sušení je nezbytné. Palivo musí v ideálním případě dosahovat vlhkosti méně než 20 % hm. Z tab. 1.1 plyne, že vhodná doba pro sušení dřeva by měla být alespoň dva roky. S tím se pojí především prostorové nároky na skladování.

Tab. 1.1 vlastnosti dřeva podle doby sušení [3]

Palivo podle doby sušení		surové dřevo	1 rok sušené dřevo	2 roky sušené dřevo
<i>W_r</i>	(%)	50,00%	29,97%	20,00%
<i>m</i>	(kg)	1	0,714	0,625
<i>Q_i^r</i>	(MJ·kg ⁻¹)	9,1	12,7	14,5

1.1.5 Podíl popelovin v palivu

Popeloviny jsou minerální látky obsažené v palivu, které nehoří. Po spálení paliva zůstávají v tuhé formě, která se nazývá popel. Jemné částice (tzv. popílek) při spalování unikají komínem do ovzduší a podílejí se na imisním znečištění TZL.

Kromě popelovin vázaných v palivu mohou být také přimíseny různé nečistoty při manipulaci a skladování (písek, drobné kameny apod.).

Biomasa se vyznačuje nižším podílem popelovin než uhlí. Liší se také charakteristické teploty popele – měknutí, tavení a tečení popele). Tomu musí být uzpůsobená konstrukce kotle tak, aby byl zajištěn přívod kyslíku k palivu a tuhé zbytky byly kontinuálně odváděny z ohniště do popelníku. K tomu se používá děrovaný rošt.

Dřevní a bylinný popel je možné využít pro kompostování, obsahuje mnoho minerálních látek potřebných pro růst rostlin [4]. Naproti tomu uhelný popel se pro tyto účely příliš nehodí.

1.1.6 Vlastnosti jednotlivých druhů pevných paliv

V z odpadových materiálů je možné použít papír pro zátop v kotli.

tab. 1.2 jsou uvedeny vlastnosti pevných paliv, používaných pro teplovodní vytápění o nižších výkonech. Mezi paliva by mohl být zařazený také komunální odpad. Legislativa takové počínání striktně zakazuje a ani samotná zařízení pro to nejsou konstruována. Komunální odpad může být spalovaný pouze ve spalovnách, k tomu určených. Z odpadových materiálů je možné použít papír pro zátop v kotli.

Tab. 1.2 vybrané vlastnosti nejčastěji využívaných pevných paliv [5]

Palivo	W^r (%)	Q_i^r (MJ/kg)	V^{daf} (%)	A^r (%)	ρ (kg/m ³)
dřevní štěpka	30	12,2	80	1,5	240
dřevo měkké	20	14,5	80	1	320
dřevo tvrdé	20	14	80	1	500
dřevní briketa	8	17,1	80	0,5	700
dřevní peleta	8	17,1	80	0,5	650
bylinná peleta	10	16,1	75	6	600
hnědé uhlí	25	18	52	10	700
černé uhlí	20	23,1	30	6	700

kde:

W^r	(1)	hmotnostní podíl vody v surovém palivu,
Q_i^r	(MJ·kg ⁻¹)	výhřevnost paliva,
V^{daf}	(1)	hmotnostní podíl prchavé hořlaviny v hořlavíně,
A^r	(1)	hmotnostní podíl popelovin, v surovém palivu,
ρ	(kg·m ⁻³)	hustota paliva.

Tvrdé dřevo bývá často považováno za výhřevnější než měkké. Tato úvaha je způsobena vyšší měrnou hmotností tvrdého dřeva. Znamená to tedy, že z 1 m³ tvrdého dřeva lze získat více energie než ze stejného objemu dřeva měkkého.

1.2 Přívod spalovacího vzduchu

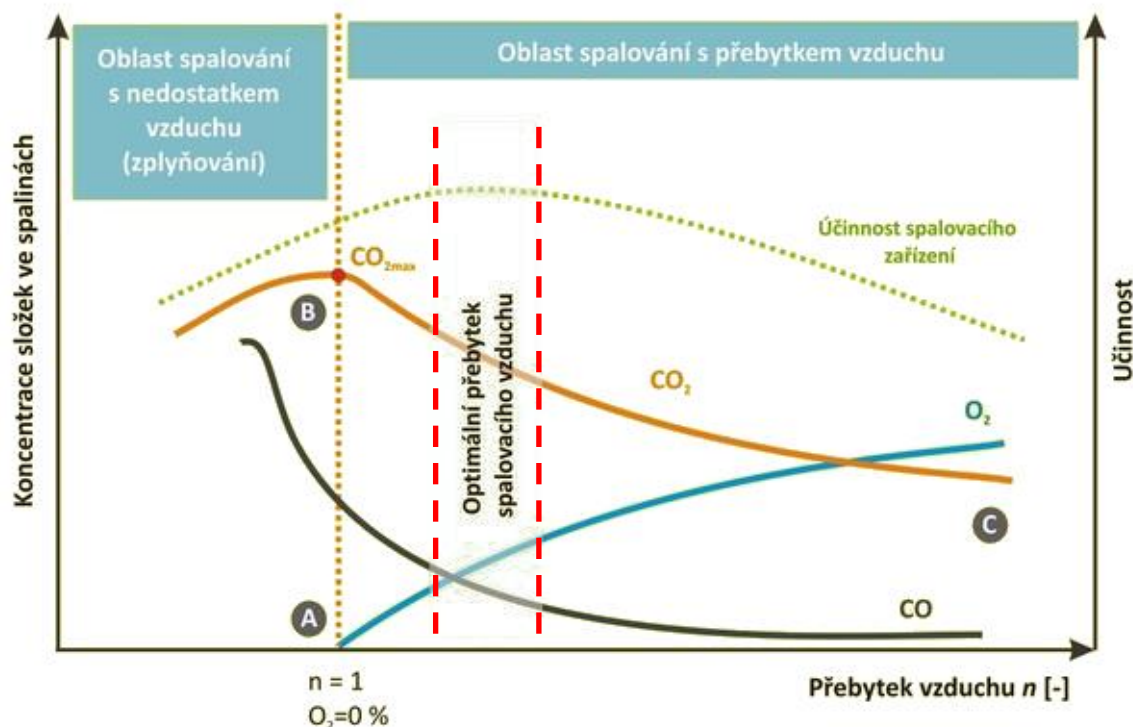
Pro přívod vzduchu platí dvě základní zásady. Vzduch musí být s palivem co nejlépe promísen a množství vzduchu pro reakci musí odpovídat stechiometrickému množství. Protože není možné zajistit 100% promísení paliva s oksyličovadlem, zvyšuje se pravděpodobnost reakce tzv. spalováním za přebytku vzduchu:

$$n = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}_s} \quad 1.17$$

kde:

n	(1)	součinitel přebytku vzduchu,
\dot{V}_p	(m ³ ·hod ⁻¹)	skutečné množství spalovacího vzduchu,
\dot{V}_s	(m ³ ·hod ⁻¹)	teoretické (stechiometrické) množství přiváděného spalovacího vzduchu.

Na obr. 1.1 je znázorněn průběh spalování s přebytkem vzduchu. Optimální hodnotu součinitele přebytku vzduchu určuje vrchol křivky účinnosti. S nedostatečným přebytkem vzduchu účinnost klesá kvůli nedokonalému spalování. Naopak vysoký přebytek vzduchu sice potlačuje vznik CO, ale zvětšuje objemový tok spalin – tím roste nevyužitě teplo odvedené komínem.



Obr. 1.1 spalování s přebytkem vzduchu [6]

Kotle s řízeným spalováním (automatické a zplynovací kotle) mají součinitel přebytku vzduchu $n < 2$. Ostatní kotle s ruční příkládkou, krby a krbová kamna dosahují hodnot $n > 2$ [5].

1.3 Ztráty při spalování pevných paliv

Účinnost při spalování pevných paliv určena nepřímou metodou:

$$\eta = 1 - (z_k + z_{ch} + z_m + z_f + z_s) \quad 1.18$$

kde:

η	(1)	celková účinnost spalovacího zařízení,
z_k	(1)	ztráta citelným teplem spalin (tzv. komínová),
z_{ch}	(1)	ztráta chemickým nedopalem,
z_m	(1)	ztráta mechanickým nedopalem,
z_f	(1)	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků,
z_s	(1)	ztráta sáláním tepla do okolí.

▪ Ztráta citelným teplem spalin

Často největší ztráta na účinnosti. Záleží na teplotě spalin opouštějících kotel a na součiniteli přebytku vzduchu. Je limitována teplotou rosného bodu spalin. Současné kotle na pevná paliva nejsou navrženy pro využívání kondenzačního tepla.

▪ Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta související s nedokonalým spalováním. Je to teplo, který není využito a odchází v podobě CO nebo jiných plynných hořlavín ve spalinách.

▪ Ztráta mechanickým nedopalem

Mechanickým nedopalem se rozumí nevyužitá tuhá hořlavina, která propadne otvorem v roštu.

▪ Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tuhé zbytky, jsou odvedeny z ohniště do popelníku, stále „obsahují“ tepelnou energii. Ta se dále neúčastní spalování a přestupu tepla do teplosměnných ploch.

▪ Ztráta sáláním tepla do okolí

Protože kotel nemá sloužit jako lokální topidlo, je potřeba jeho vnější obálku dostatečně zaizolovat proti úniku tepla. To se provádí zpravidla nehořlavou minerální izolací. Úniky tepla se vyskytují především v okolí kouřovodu, připojení otopné soustavy a v okolí dvířek.

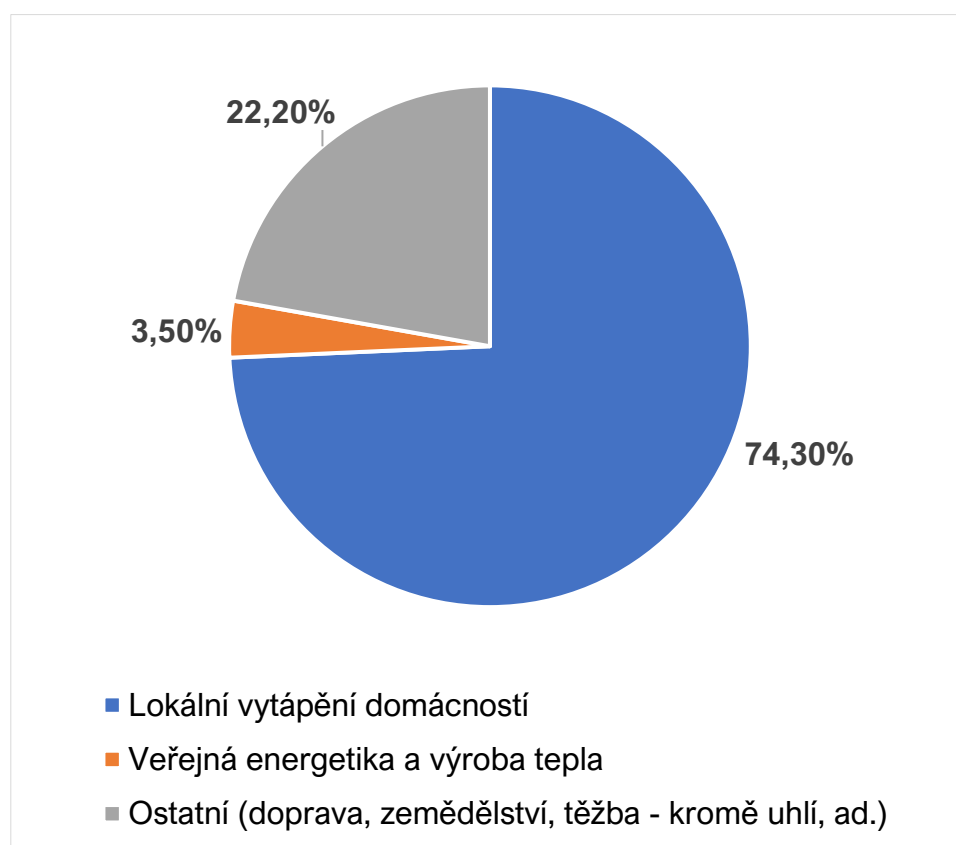
1.4 Znečišťující látky vzniklé spalováním pevných paliv

Hlavním produktem dokonalého spálení uhlíku je oxid uhličitý. V současné době je trendem snižování tzv. uhlíkové stopy. Spalování biomasy se narozdíl od uhlí považuje za CO₂ neutrální. Při srovnání doby potřebné pro růst stromu a doby pro následné spálení však vyplývá komplikovanost této teorie.

1.4.1 Tuhé znečišťující látky (TZL)

Jsou jedním ze třech hlavních sledovaných škodlivin, které kotle na pevná paliva produkují. Emise TZL tvoří jemné částice popela a nevyužitá hořlavina (saze) ve spalinách. Rozdílem hustot spalin a okolního vzduchu se vytváří komínový tah. Vztlak působí na drobné částice a unáší je pryč. Pro potlačení těchto emisí se musí spalování blížit dokonalému a palivo by mělo obsahovat co nejméně popeloviny.

V grafu na obr. 1.2 vykazují lokální topeniště podstatně větší znečištění emisemi $PM_{2,5}^1$ než teplárenství. Velké zdroje pro energetické a teplárenské účely mají důmyslné technologie pro zachytávání TZL a mnohem přísnější podmínky provozu. Provoz má také kontinuální průběh bez častých odstávek, což o zdrojích malých výkonu s ruční dodávkou paliva nelze tvrdit.



Obr. 1.2 podíl zdrojů znečištění na emisích TZL o velikosti $PM_{2,5}$ v České republice za rok 2017 [1]

¹ Pevné částice s aerodynamickým průměrem menším než 2,5 μm . Aerodynamickým průměrem se rozumí průměr kulové částice o hustotě $100 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, s totožnou ustálenou rychlostí zapříčiněnou gravitační silou v klidném prostředí, kterou má reálná částice ve skutečném prostředí.

1.4.2 Oxid uhelnatý (CO)

Oxid uhelnatý společně s uhlovodíky tvoří prchavou hořlavinu, která při nevyhoření zvyšuje ztrátu chemickým nedopalem. Jeho koncentrace ve spalínách je tedy určitým indikátorem „dokonalosti“ spalovacího procesu.

Kvůli své afinitě ke krevnímu hemoglobinu oxid uhelnatý způsobuje otravu. Častou příčinou otravy touto škodlivinou bývá špatná realizace či porucha spalinových cest. V atmosféře oxid uhelnatý postupně oxiduje na CO₂

1.4.3 Celkový organický uhlík (OGC)

Poslední z trojice legislativou omezovaných sloučenin je celkový organický uhlík. Tvoří jej uhlovodíky uvolněné zplyněním paliva a zvyšují ztrátu chemickým nedopalem, případně se usazují na teplosměnných plochách nebo na stěnách spalinových cest.

1.4.4 Oxidy dusíku (NO_x)

Pro znečištění ovzduší se jejich přesné složení nerozlišuje, postupnou oxidací v atmosféře mění svoje složení. Bývají tedy označovány jako NO_x. Vznikat mohou spalováním dusíku obsaženého v palivu nebo oxidací vzdušného kyslíku za vysokých teplot nad 1300 °C. Podíl dusíku v biomase je zpravidla menší než 1 % hm. a v uhlí do 2 % hm. Kotle na pevná paliva mají optimální pracovní teplotu od 900 °C do 1400 °C [5]. Vznik oxidů dusíku tedy není tak zásadní jako je tomu u plynných a kapalných paliv, kdy spalování probíhá za vyšších teplot.

1.4.5 Ostatní škodliviny

Každé palivo má své specifické škodliviny vznikající při spalování. Uhlí se vyznačuje produkcí SO₂. Tato sloučenina před hromadným odsířením uhelných elektráren způsobovala kyselé deště a smog. U lokálních topenišť odsíření zajištěno není.

Při spalování do ovzduší unikají také emise vysoce toxických těžkých kovů, dioxinů a sloučenin chlóru.

1.5 Emisní třídy kotlů dle EN 303-5

Norma EN 303-5 slouží k rozdělení kotlů na pevná paliva do jednotlivých emisních tříd. Kotle jsou kategorizovány dle dodávky paliva, druhu paliva a jmenovitého výkonu kotle. Sledovány jsou mezní hodnoty emisí CO, TZL a OGC při jmenovitém a minimálním výkonu kotle. Mezní hodnoty se udávají v mg·m_N⁻³ (tlak plynu 101 325 Pa, teplota 0 °C) při referenčním obsahu kyslíku $O_{2ref} = 10\%$ [7].

Původní evropská norma EN 303-5:1999 stanovila mezní hodnoty emisí pro 1. až 3. emisní třídu. Aktualizace normy z roku 2012 vyřadila 1. a 2. třídu a přidány byly třídy číslo 4 a 5.

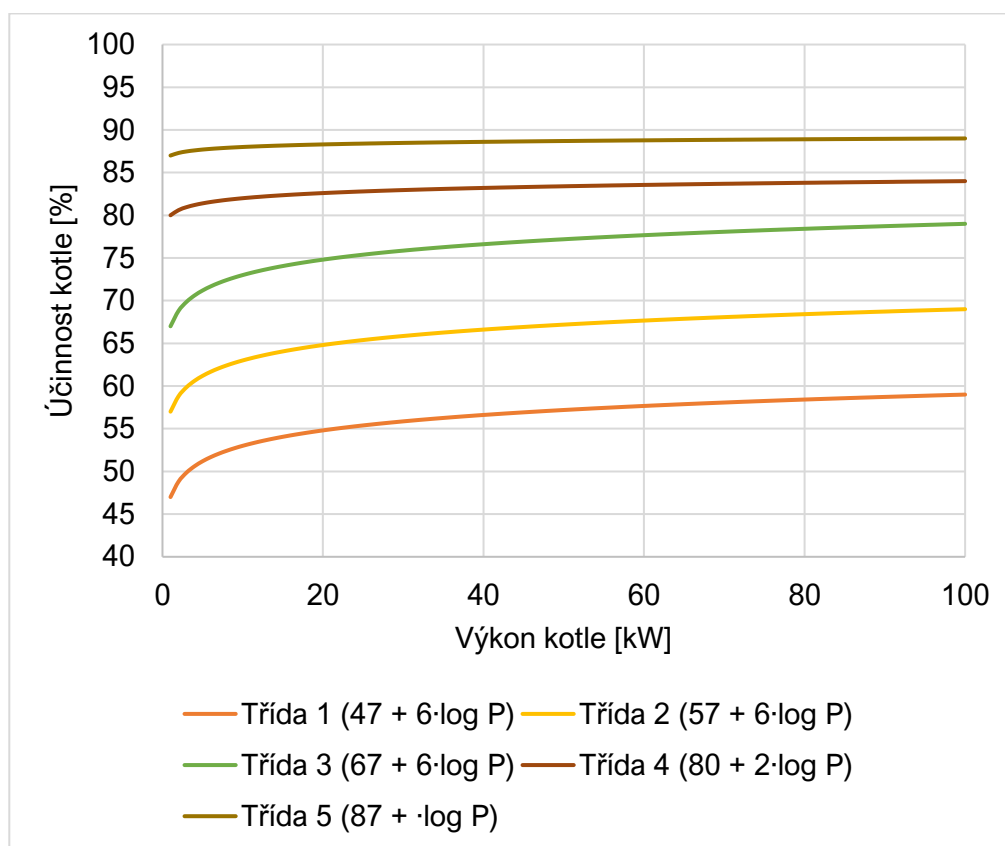
² Referenční obsah kyslíku slouží jako ukazatel naředění spalin vzduchem, účelem je stanovit jednotné podmínky pro vyhodnocování koncentrací znečišťujících látek ve spalínách

V tab. 1.3 jsou uvedené jednotlivé limitní hodnoty koncentrací. Červeně vyznačené sloupce zvýrazňují hodnoty dle neplatné normy EN 303-5:1999. Srovnání limitních hodnot pro 1. a 5. emisní třídu dokazuje technický pokrok v oblasti spalování tuhých paliv.

Norma dále stanovuje požadavky na účinnost. Na obr. 1.3 jsou vykresleny křivky závislosti minimální účinnosti na jmenovitém výkonu kotle pro jednotlivé třídy (výkon označen jako P). Aby dané zařízení spadalo do příslušné třídy, musí splňovat všechny tři „emisní“ požadavky, a zároveň také požadavky na účinnost.

Tab. 1.3 mezní hodnoty emisí (koncentrace) TZL, CO a OGC ve spalínách pro teplovodní kotle na tuhá paliva s výkonem nižším než 50 kW [7] [8]

Dodávka paliva	Palivo	Mezní hodnoty emisí (koncentrace)				
		mg·m ⁻³ při O _{2ref} =10 %				
		1. třída	2. třída	3. třída	4. třída	5. třída
Tuhé znečišťující látky (TZL)						
ruční	biologické	200	180	150	75	60
	fosilní	180	150	125		
samočinná	biologické	200	180	150	60	40
	fosilní	180	150	125		
Oxid uhelnatý (CO)						
ruční	biologické	25000	8000	5000	1200	700
	fosilní	25000	8000	5000		
samočinná	biologické	15000	5000	3000	1000	500
	fosilní	15000	5000	3000		
Celkový organický uhlík (OGC)						
ruční	biologické	2000	300	150	50	30
	fosilní	2000	300	150		
samočinná	biologické	1750	200	100	30	20
	fosilní	1750	200	100		



Obr. 1.3 požadavky na minimální účinnosti jednotlivých tříd kotlů v závislosti na jmenovitém výkonu dle [8] [7]

1.6 Legislativa

Stěžejní nařízení pro výrobce a provozovatele kotlů jsou obsaženy v zákonech č.201/2012Sb. o ochraně ovzduší a č.406/2000 Sb. o hospodaření s energií.

1.6.1 Zákon o ochraně ovzduší

Ze zákona o ochraně ovzduší jsou pro kotle na tuhá paliva o výkonu do 300 kW stěžejní především tyto body [9]:

- §16, odst. 2 – od 1.1.2018 možnost prodeje kotlů nejhůře 4.třídy – tato podmínka platí i pro krby a krbová kamna s možností připojení k teplovodní soustavě,
- §17, odst.1, písm. b) – povinnost dodržovat přípustnou tmavost kouře dle Ringelmannovy stupnice (nejhůře 2. stupeň, při zátopu po dobu 30 minut je možný i 3. stupeň),
- §17, odst.1, písm. g) – od 1.9.2022 lze provozovat kotel 3. třídy nebo lepší,
- §17, odst.1, písm. h) – povinnost provozovatele provádět jednou za 2 kalendářní roky kontrolu technického stavu a provozu zdroje prostřednictvím odborně způsobilé osoby,
- §17, odst.1, písm. e) a odst. 2 – umožnit pověřeným osobám přístup ke zdroji, palivu a souvisejícím technologiím,

- §17, odst.1, písm. c) – spalovat paliva splňující požadavky kladené na kvalitu a paliva určená výrobcem zařízení.

1.6.2 Zákon o hospodaření s energií

Zde se kotlů na tuhá paliva do 300 kW týká především tento bod:

- § 6a, odst. 1 – povinnost pravidelné kontroly kotlů a souvisejících technologií nad 20 kW jednou za dva roky s vyhotovením písemné zprávy o kontrole kotle a příslušných rozvodů energie.

1.7 Typy kotlů na pevná paliva

Malé teplovodní kotle na pevná paliva se dělí do následujících skupin:

- Kotle s ruční dodávkou paliva (prohořivací, odhořivací a zplynovací),
- kotle s automatickou dodávkou paliva,
- kombinované.

Kombinovaný kotel je speciální konstrukce kotle, která umožňuje spalování kusového paliva s ručním přikládáním i automatický provoz se zásobníkem a podavačem paliva. U některých typů kotlů jsou autorizovanými zkušebními schválené také přestavby prohořivacích kotlů na automatické.

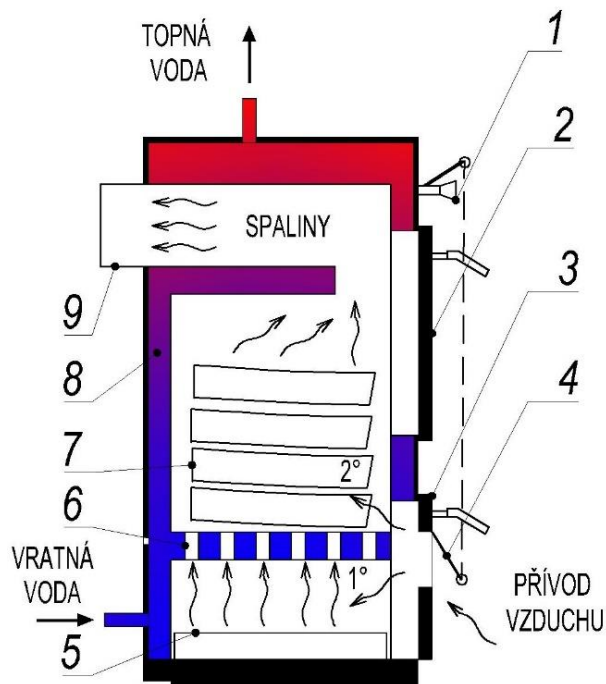
1.7.1 Kotle prohořivací

Název je odvozen od postupného prohořívání paliva na roštu směrem vzhůru. Primárně se konstruuje pro spalování černého uhlí a koksu, v technických listech bývá předepsáno i dřevo. Ve většině případů je využíván hlavně pro spalování dřeva, a to kvůli finančním nárokům na pořízení a dostupnost koksu nebo černého uhlí. Některé typy mohou splňovat nároky na 3. emisní třídu, ale to pouze v případě zmiňovaných fosilních paliv s vyšším podílem tuhé hořlaviny. Účelem legislativy je jejich vyřazení z provozu.

Výhodou je malá prostorová zástavba, jednoduchá konstrukce z litinových článků, oproti novým typům nižší cena a nezávislost na elektrické energii. Hodí se také pro spalování vlhkého dřeva, kdy tolik nepodléhá korozi.

Na obr. 1.4 je znázorněna konstrukce prohořivacího kotle. Spalovací vzduch vstupuje dvířky (pozice č.4) a dále se dělí na primární vzduch (1°) a sekundární (2°). Množství se reguluje termostatickým „řetízkovým“ regulátorem tahu (1). Ten řídí množství spalovacího vzduchu na základě teploty topné vody. Při odpojení dvířek od regulátoru je přednastavena určitá netěsnost stavěcím šroubem. To bývá využito pro spalování při nejnižším výkonu (noční režim). Přednastavení vysunutí šroubu záleží na typu paliva.

Teplo je předáváno do vodou chlazených stěn a roštu z litiny. Taková konstrukce teplosměnných ploch není vhodná pro spalování paliv s vysokým podílem hořlaviny. Vzniklý plamen je jednak ochlazován teplosměnnou stěnou a kvůli vrstvě paliva ve spalovací komoře nemá dostatečný prostor pro dohoření.



Obr. 1.4 prohořivací kotel na pevná paliva

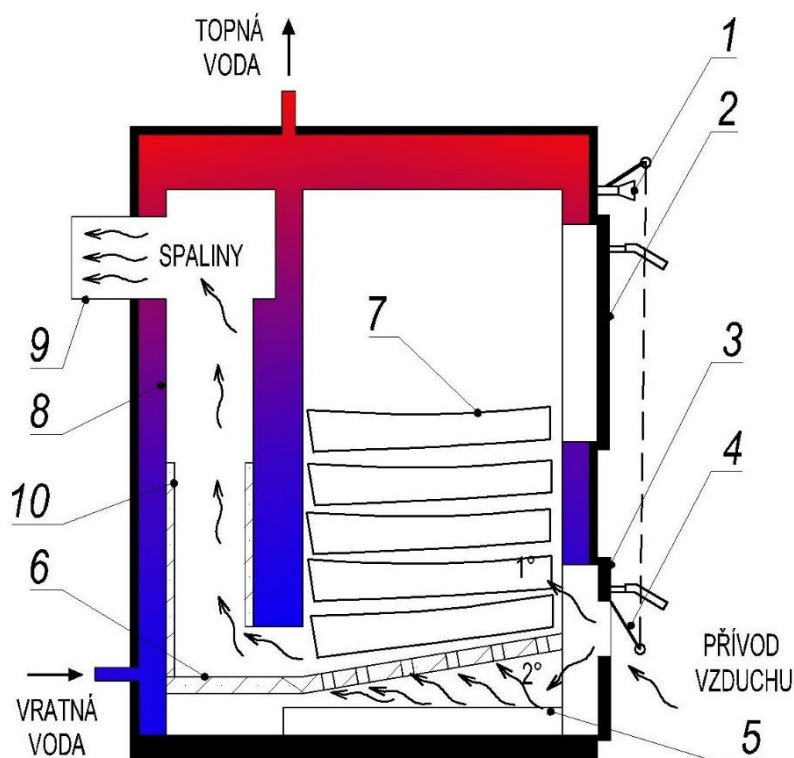
kde:

- 1 termostatický regulátor přívodu spalovacího vzduchu,
- 2 horní dvířka,
- 3 dolní dvířka,
- 4 dvířka pro přívod spalovacího vzduchu (dusívka),
- 5 popelník,
- 6 vodou chlazený rošt,
- 7 palivo ve spalovací komoře,
- 8 těleso kotle (chlazeno vodou),
- 9 napojení kouřovodu.

1.7.2 Kotle odhořivací

U tohoto typu vrstva paliva postupně odhořívá na vodou nechlazeném roštu a spaliny neprocházejí násypkou. Jsou určeny především pro spalování dřeva a hnědého uhlí. Splňují požadavky 2. emisní třídy a po drobných úpravách i 3. třídy [5].

Na obr. 1.5 je zobrazen řez odhořivacím kotlem. Regulace přívodu vzduchu se provádí opět termostaticky jako u kotle prohořivacího. Zlepšení parametrů se dosáhne především zařazením žáruvzdorné vyzdívky (šamot, keramika, ozn. 10) do prostor spalovací komory a nechlazeného roštu (6). Plynná hořlavina, uvolněná z paliva, dosahuje vyšších teplot a v dostatečném prostoru uvolní více tepla. Odhořivací kotle se vyrábí z kotlové ocele nebo litiny.



Obr. 1.5 odhořivací kotel na pevná paliva

kde:

- 1 termostatický regulátor přívodu spalovacího vzduchu,
- 2 horní dvířka,
- 3 dolní dvířka,
- 4 dvířka pro přívod spalovacího vzduchu,
- 5 popelník,
- 6 nechlazený rošt,
- 7 palivo v násypce,
- 8 těleso kotle (chlazeno vodou),
- 9 připojení kouřovodu,
- 10 šamotová vyzdívka v prostoru spalovací komory.

1.7.3 Kotle zplynovací

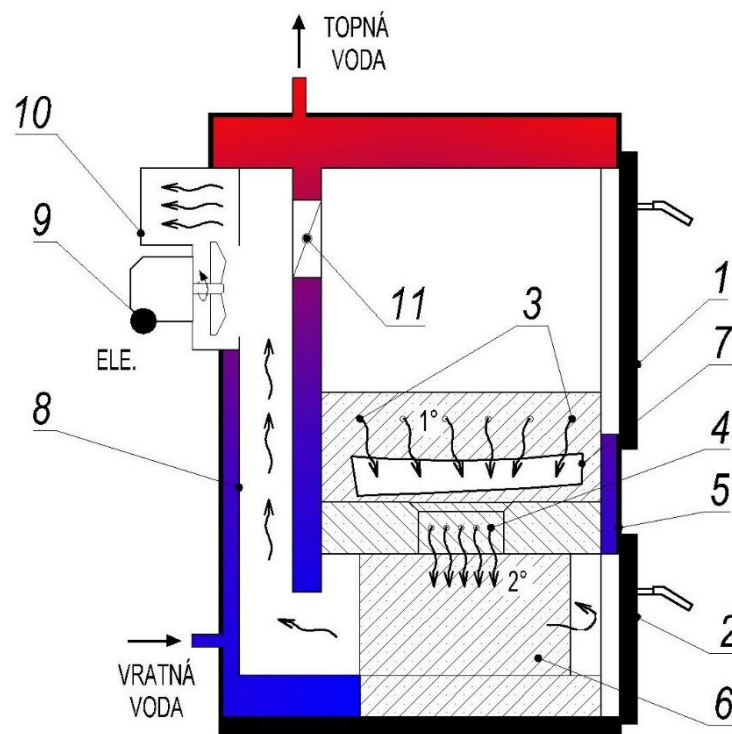
Jedná se o kotel s ruční dodávkou paliva. Je speciálním typem kotle odhořivacího a využívá se především pro paliva s vyšším podílem prchavé hořlaviny. Účinnost spalování dosahuje i nad 90 % a v mnoha případech se jedná o zařízení splňující požadavky 5. emisní třídy.

Na obr. 1.6 je řez zplynovacím kotlem na dřevo. Konstrukce těchto kotlů se dle výrobce liší. Tato konstrukce částečně odpovídá typu ATMOS Dokogen, (názorný 3D řez viz obr. 1.7). Primární vzduch je přiváděn k palivu otvory v prostoru násypky (3) nad zplynovací tryskou (4). Zde dochází ke zplynění paliva a k částečnému uvolnění tepla. Do zplynovací trysky se přivádí sekundární vzduch pro dohoření prchavé hořlaviny. Vzduch vstupuje do spalovacího prostoru

předeřtý od teplosměnných ploch kotle. Pro dohoření plamene se za tryskou nachází ve spalovací komoře žáruvzdorná vyzdívka (6), mimo jiné zastupuje funkci popelníku. Spaliny poté vstupují o vysoké teplotě do teplosměnné části, kterou tvoří například trubkový výměník (8). Výměníková plocha musí být konstruována tak, aby se příliš nezanášela a byla snadno čistitelná.

Kvůli značné tlakové ztrátě při průchodu spalin kotlem se používá spalinový ventilátor (9). Jeho využití má výhodu také v lepší regulaci procesu spalování. Kotel se však stává závislým na elektrické energii. K dispozici jsou i typy zplynovacích kotlů bez ventilátoru (například Viadrus).

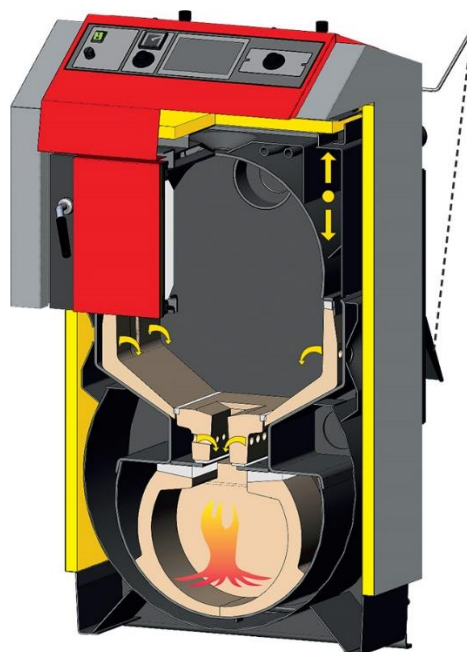
Pro snadnější zátop se manuálně otevírá zatápěcí klapka (11). Kotel poté pracuje v režimu prohořívacího kotle s nižší tlakovou ztrátou při průtoku spalin a palivo se rychleji rozhoří.



Obr. 1.6 zplynovací kotel na pevná paliva

kde:

- 1 horní dvířka,
- 2 dolní dvířka,
- 3 přívodní otvory primárního vzduchu,
- 4 zplynovací tryska s otvory pro přívod sekundárního vzduchu,
- 5 těleso kotle (chlazeno vodou),
- 6 žáruvzdorná vyzdívka,
- 7 palivo v násypce obložené žáruvzdornou vyzdívkou,
- 8 teplosměnná část kotle – může být i trubkový výměník,
- 9 spalinový ventilátor,
- 10 připojení kouřovodu,
- 11 zátopová klapka.



Obr. 1.7 řez zplynovacím kotlem ATMOS Dokogen [10]

Pro výrobu zplynovacích kotlů se používá kotlová ocel a u některých typů také litina. Konstrukce kotle je složitější, což může být u litiny kvůli horší tvárnosti problémem. Nevýhodou mohou být větší rozměry a váha kotle, obzvláště pro rekonstrukce s horší přístupovou cestou do kotelny. Oproti předchozím typům se musí počítat s vyššími požizovacími nároky.

1.7.4 Automatické kotle na pevná paliva

Nejmodernější kotle na pevná paliva, které pracují se samočinnou dodávkou paliva. Při správných provozních podmínkách a vhodném palivu dosahují nejvyšších účinností a nejnižších hodnot koncentrací znečišťujících látek. Na rozdíl od zplynovacích kotlů nejsou určeny pro spalování kusového dřeva ani uhlí s větší a nepravidelnou zrnitostí.

Samočinná dodávka paliva má výhody v kontrole nad spalovacím procesem. Čím více se do kotle jednorázově vloží paliva, tím více energie se spotřebuje na jeho ohřev a odpar vlhkosti. Proto automatický kotel kontinuálně nebo periodicky doplňuje palivo a tomuto jevu předchází.

Paliva používané pro automatické kotle:

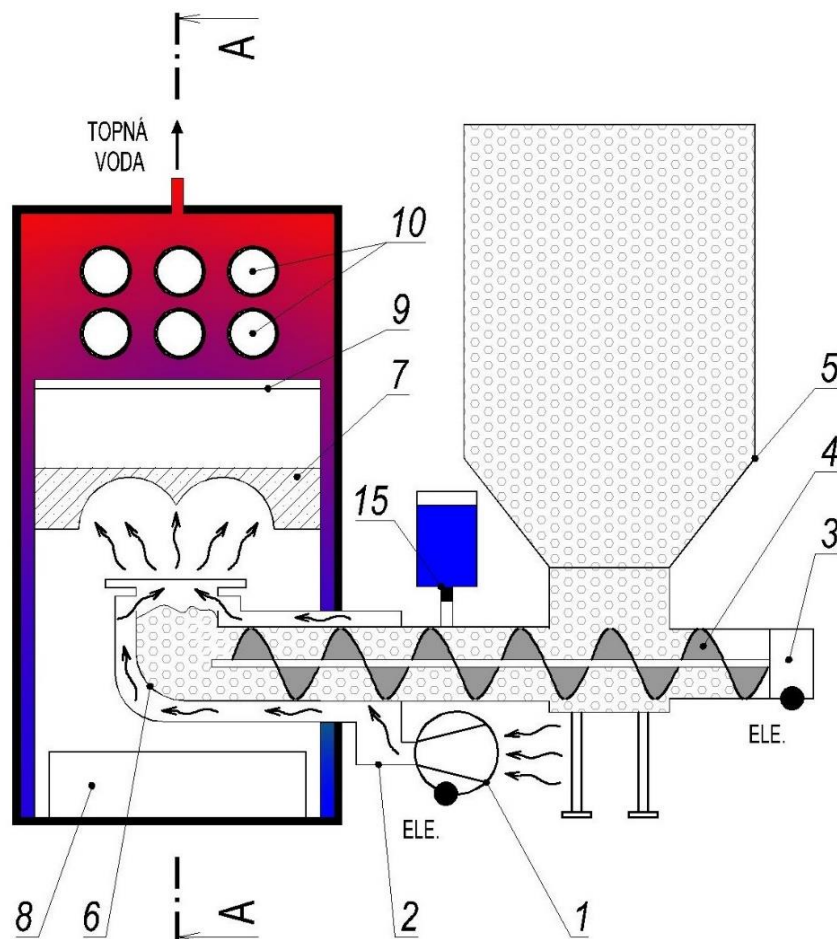
- dřevní pelety,
- bylinné pelety,
- černé nebo hnědé uhlí menší zrnitosti.

Na obr. 1.8, respektive obr. 1.9, je vyzobrazen schématický řez autmatickým kotlem (podle [5]). Palivo se ukládá do zásobníku (pozice č.5), který se nachází v blízkosti kotle a je dimenzovaný dle výkonu a dispozice kotelny. Do kotle se dopravuje šnekovým podavačem (4) palivo, šnek se pohání elektromotorem (3). Tok paliva ústí v hořáku (6), kam je souběžně přiváděn kanálem (2) spalovací vzduch

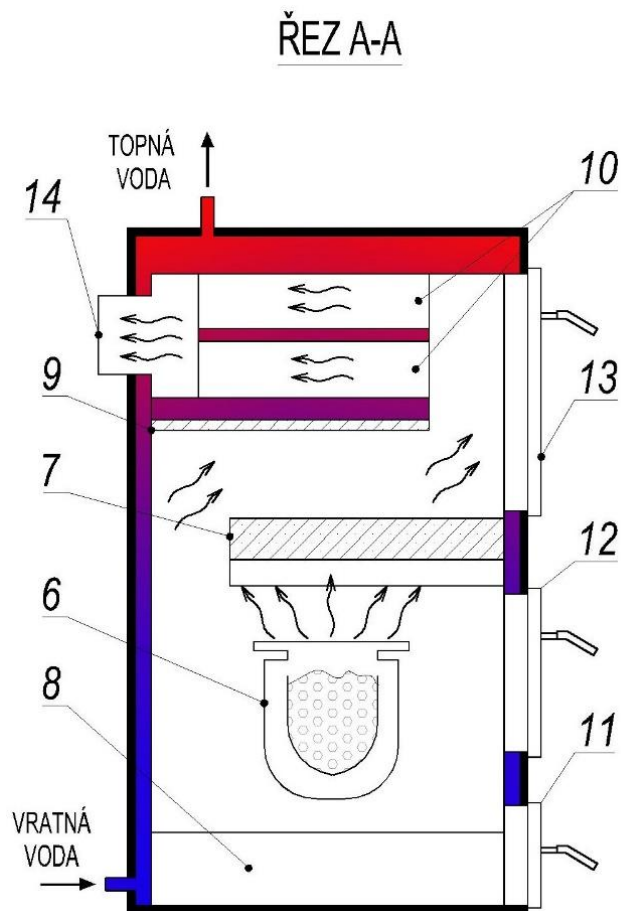
ventilátorem (1) s řízenými otáčkami. Řízení výkonu může probíhat změnou hmotnostního toku paliva i změnou otáček ventilátoru.

Pro různá paliva se používají odlišné hořáky, uzpůsobené pro dané složení. Nad hořákovou hlavou se nachází také žáruvzdorná vyzdívka z keramiky (7), která ohraničuje spalovací prostor. V následujícím tahu kotle je dohořivací prostor s další keramickou vyzdívkou (9). Plamen o vysoké teplotě předává teplo vodě v trubkovém výměníku (10).

Kvůli nebezpečí, které může hrozit při zpětném prošlehnutí plamene šnekovým dopravníkem, se dopravník vybavuje vodní nádrží s parafínovou zátkou (15). Ta se roztaví při vyšší teplotě a voda samospádem uhasí plamen. Kotel může být i bez bezpečnostní nádrže v případě, že je oddělen zásobník od dopravníku kotle vhodnou technologií dodávky paliva. To však vyžaduje dva oddělené dopravníky.



Obr. 1.8 automatický kotel na pevná paliva



Obr. 1.9 řez automatickým kotlem na pevná paliva

kde:

- 1 vzduchový ventilátor,
- 2 přívodní kanál pro spalovací vzduch,
- 3 elektromotor pro pohon dopravníku,
- 4 šnekový dopravník paliva,
- 5 zásobník paliva,
- 6 hořák,
- 7 žáruvzdorná vyzdívka ohraničující spalovací prostor hořáku,
- 8 popelník,
- 9 žáruvzdorná vyzdívka nad dohořivacím prostorem,
- 10 teplosměnné plochy – trubkový výměník,
- 11 dolní dvířka,
- 12 střední dvířka,
- 13 vrchní dvířka,
- 14 napojení na kouřovod,
- 15 bezpečnostní nádrž s parafínovou zátkou.

1.8 Bezpečnost kotlů na pevná paliva

Jednotlivé kotle se dělí také podle bezpečnosti [7]:

- Kotle pro neodpojitelnou soustavu (s ruční dodávkou a bez ventilátoru),
- kotle pro částečně odpojitelnou soustavu (zplynovací s ventilátorem),
- kotle pro rychle odpojitelnou soustavu (automatické).

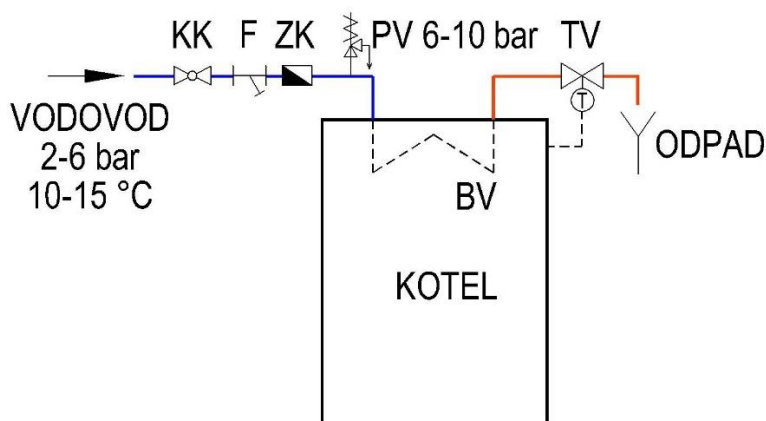
Odpojitelnost od soustavy vyjadřuje schopnost kotle přerušit spalovací proces v kritickém stavu, aby nedošlo k překročení havarijní teploty 110 °C. K takovému stavu dochází především v případě výpadku elektrické energie, kdy není zajištěna cirkulace topné vody. V případě samotížných soustav (funkčních) bez oběhového čerpadla dochází k samovolnému vychlazení na základě rozdílu hustot topné a vratné vody.

1.8.1 Kotle pro neodpojitelnou soustavu

Sem spadají zařízení, která pracují s ručním přikládáním paliva a přirozeným přívodem spalovacího vzduchu. Kotel i přes uzavřenou dusívku (přednastavení) při větším komínovém tahu přisává netěsnostmi vzduch a spalování probíhá až do úplného vyhoření paliva. Proto musí být učiněna určitá opatření, která přehřátí vody zabrání:

- Připojení kotle k samotížné soustavě, která je funkční i bez oběhového čerpadla,
- záložní zdroj elektrické energie oběhového čerpadla (například baterie),
- soustava s dochlazovací nádrží a zónovým ventilem, který otevírá při výpadku el. proudu a propouští vodu z nádrže do kotle,
- tzv. dochlazovací smyčka.

Dochlazovací smyčka – pojistný výměník, který musí mít každý kotel s ruční dodávkou paliva a uzavřenou otopnou soustavou [7]. Na obr. 1.10 je schéma zapojení bezpečnostního výměníku kotle, který využívá výrobce ATMOS. Bezpečnostní výměník (označeno BV) je připojen na vodovodní řad (v případě studny nutný záložní zdroj elektrické energie čerpadla). Při překročení teploty 95 °C v kotli termostatický ventil (TV) uvolňuje vstup studené vodě a ohřátá voda BV je odvedena do odpadu. V případě, že je osazena zpětná klapka (ZK), je nutné kvůli poklesu tlaku v řadu před klapku osadit pojistný ventil 6-10 bar nebo expanzní membránovou nádobu o objemu alespoň 4 l [10].



Obr. 1.10 dochlazovací smyčka zplynovacích kotlů ATMOS

kde:

KK	kulový kohout
F	filtr
ZK	zpětná klapka
PV	pojistný ventil
BV	bezpečnostní výměník kotle
Tk	havarijní termostat kotle
TV	termostatický ventil

1.8.2 Kotle pro částečně odpojitelnou soustavu

Zplynovací kotle s ventilátorem pro snížení výkonu mohou při vysoké provozní teplotě odstavit chod ventilátoru. Pokud teplota stále roste, musí být kotel vychlazen některým ze způsobů, uvedených v 1.8.1. Dle [7] musí být i tyto kotle vybaveny bezpečnostním výměníkem.

1.8.3 Kotle pro rychle odpojitelnou soustavu

Do této skupiny patří pouze kotle automatické. Při dosažení nejvyšší možné provozní teploty topné vody provozní termostat (často 90 °C) kotel samovolně snižuje otáčky ventilátoru a omezuje dodávku paliva. Odstavení soustavy tedy probíhá rychle a bez nebezpečného růstu teploty. Provozní termostat je jištěný termostatem havarijním (95 °C), kdy dojde k úplnému odstavení a kotel poté musí být znovu manuálně obsluhou spuštěn [5]. Tato zařízení tedy mohou pracovat bez vychlazovací smyčky a náhradního zdroje elektrické energie.

2 Návrh otopné soustavy a ohřevu teplé vody

V následující části je proveden návrh otopné soustavy pro řešený objekt.

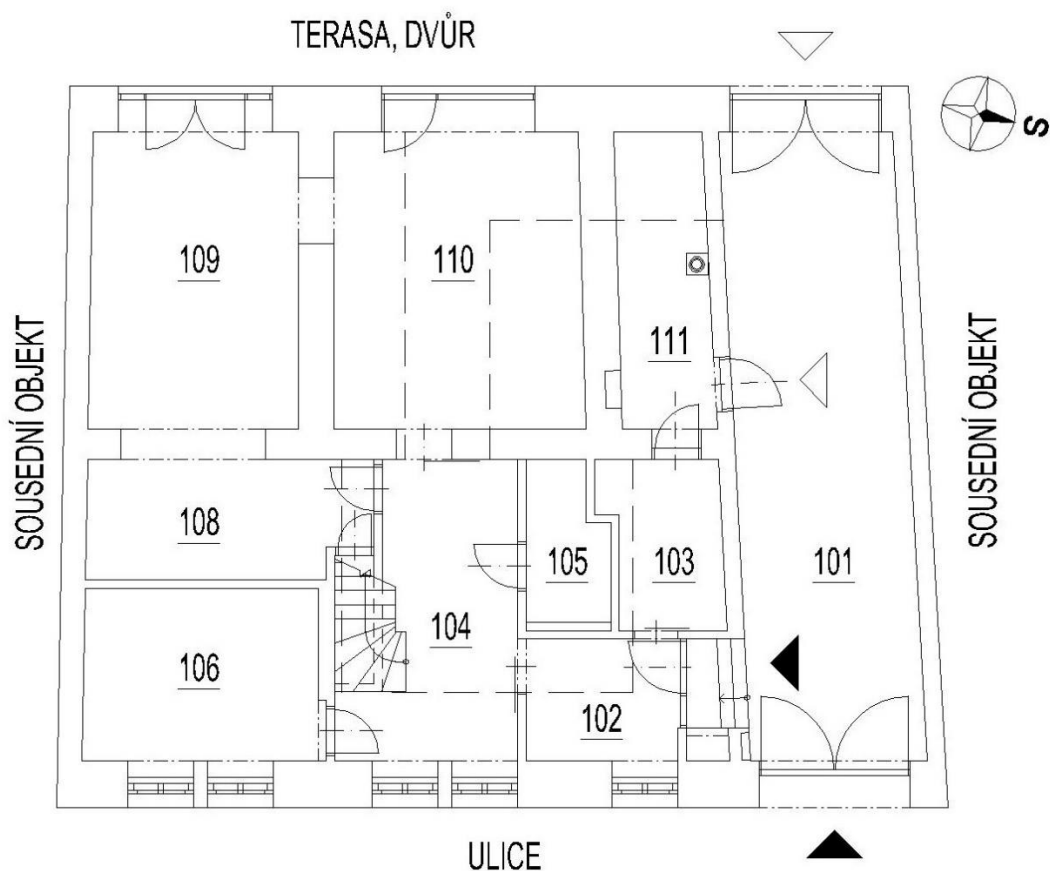
2.1 Charakteristika řešeného objektu

Jedná se o rekonstrukci rodinného domu se dvěma nadzemními a jedním podzemním podlažím. Podzemní prostor nebude využit pro obytné účely a není nutné jej vytápět. Původní dům byl jednopodlažní, při rekonstrukci přibýlo druhé nadzemní podlaží (dále jen 2.NP). První nadzemní podlaží (1.NP) využívá stávající nosné cihlové zdivo. Podlahy a vnitřní příčky budou nově vybudovány. Původní dokumentace nebyla zachována. Stavební výkresy zahrnuté v dokumentaci pro stavební povolení viz příloha 1 (dokumentaci pro stavební povolení vypracoval Ing. arch. Štěpán Hirsch).

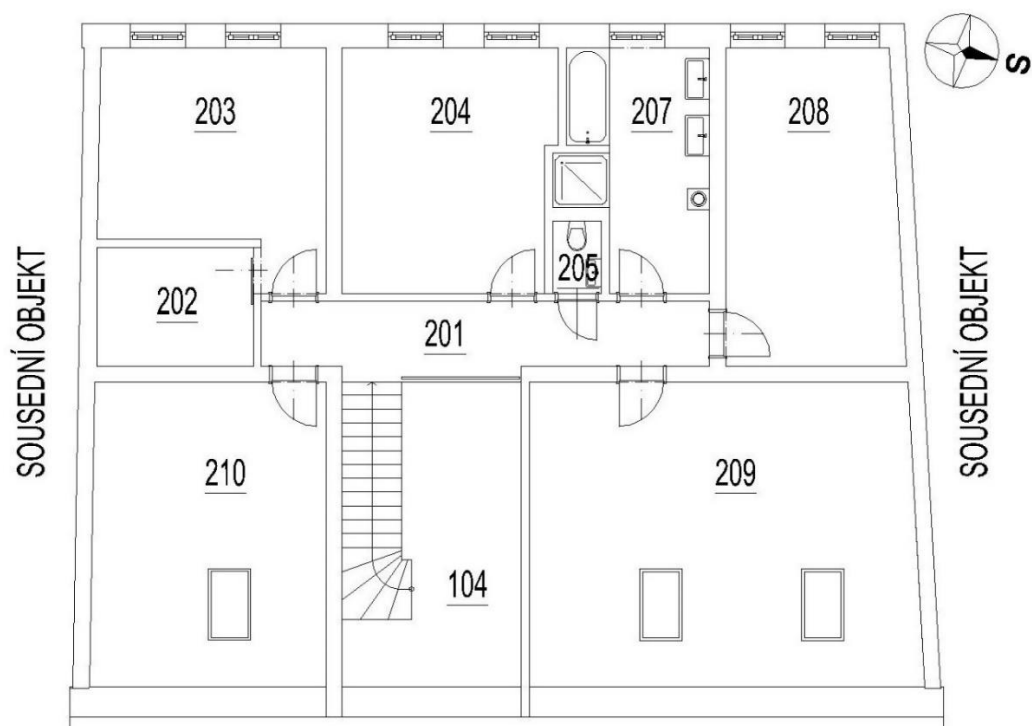
Schématický náčrt obou nadzemních pater je znázorněn na obr. 2.1 a obr. 2.2. V tab. 2.1 jsou uvedeny názvy místností a jejich rozměrové parametry.

kde v tabulce jednotlivé symboly znamenají:

S_i	m^2	užitná plocha místnosti
V_i	m^3	objem místnosti



Obr. 2.1 půdorys 1.NP řešeného objektu



Obr. 2.2 půdorys 2.NP řešeného objektu

Tab. 2.1 tabulka místností řešeného objektu

Číslo místnosti	Označení místnosti	S_i	V_i
		m ²	m ³
102	zádveř	6,16	17,00
103	tech.místnost	6,37	17,58
104	hala	14,00	56,00
105	koupelna	4,34	11,98
106	pokoj pro hosty	12,70	35,05
108	kuchyň	10,85	29,95
109	jídlna	20,28	55,97
110	obývací pokoj	24,40	67,34
111	kotelna	9,00	24,84
203	pokoj	16,28	40,70
204	pokoj	17,51	43,78
205	WC	1,21	3,03
207	koupelna	10,70	26,75
208	pokoj	18,85	47,13
209	půda	40,80	102,00
210	půda	23,37	58,43

2.2 Požadavky investora

Pro vytápění a ohřev teplé vody byly investorem vzneseny následující požadavky:

- Kombinace vytápění pevnými palivy (kusové dřevo) a zemním plynem,
- kombinace podlahového vytápění (1.NP a koupelna v 2.NP) a otopných těles,
- umístění technologie vytápění a ohřevu teplé vody v rámci místností 111 a 103,
- využití fotovoltaických panelů pro ohřev teplé vody,
- automaticnost chodu systému vytápění,
- příprava podkrovních prostor (209 a 210) pro pozdější využití.

2.3 Výpočet tepelného výkonu

Výpočet byl proveden dle ČSN EN 12831-1 [11] výpočtovou metodou po místnostech.

2.3.1 Externí okrajové podmínky výpočtu

Byly uvažovány následující externí okrajové podmínky uvedené v tab. 2.2:

Tab. 2.2 referenční okrajové podmínky výpočtu

	Referenční místo	Místo realizace
	Blasko	nezveřejněno
Nadmořská výška	273 m.n.m.	540 m.n.m.
Výpočtová venkovní teplota t_e	-15 °C	
Délka otopného období	241 dní	
Průměrná teplota otopného období t_{me}	3,7 °C	

2.3.2 Postup výpočtu tepelného výkonu

Celková návrhová tepelná ztráta vytápěných prostor se stanoví jako součet tepelné ztráty prostupem a větráním:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{T,i} + \dot{Q}_{V,i} \quad 2.1$$

kde:

\dot{Q}_i	(W)	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru,
$\dot{Q}_{T,i}$	(W)	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla,
$\dot{Q}_{V,i}$	(W)	návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru.

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla $\dot{Q}_{T,i}$ se vypočítá podle rovnice:

$$\dot{Q}_{T,i} = \dot{Q}_{T,ie} + \dot{Q}_{T,iue} + \dot{Q}_{T,ig} + \dot{Q}_{T,ij} \quad 2.2$$

kde:

$\dot{Q}_{T,ie}$	(W)	tepelná ztráta prostupem z vytápěného prostoru do vnějšího prostředí pláštěm budovy,
$\dot{Q}_{T,iue}$	(W)	tepelná ztráta prostupem do venkovního prostředí nevytápěným prostorem,
$\dot{Q}_{T,ig}$	(W)	tepelná ztráta prostupem do zeminy,
$\dot{Q}_{T,ij}$	(W)	tepelná ztráta prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru vytápěného na výrazně jinou teplotu.

Návrhová tepelná ztráta větráním se stanoví dle následující rovnice:

$$\dot{Q}_{V,i} = 0,34 \cdot n_i \cdot V_i \cdot (t_i - t_e) \quad 2.3$$

kde:

n_i	(h ⁻¹)	intenzita výměny venkovního vzduchu,
V_i	(m ³)	objem místnosti,
t_e	(°C)	výpočtová venkovní teplota,
t_i	(°C)	výpočtová vnitřní teplota místnosti.

V místnostech, kde je uvažováno podtlakové větrání (kuchyň a koupelny) byla stanovena vyšší intenzita n_i . Protože se podtlakem přisává vzduch z jiných místností (chodba, jídelna), byla vypočtena ztráta větráním podle následující rovnice:

$$\dot{Q}_{V,i} = 0,34 \cdot n_i \cdot V_i \cdot (t_i - 20) \quad 2.4$$

Na úkor toho byla zvolena intenzita větrání v místnostech 109 a 104, aby byla zajištěna funkce podtlakového větrání. Pro větrání koupelny v 2.NP, kde se nachází okno, byl výpočet upraven pro střední teplotu mezi chodbou a vnějškem:

$$\dot{Q}_{V,207} = 0,34 \cdot 1,5 \cdot V_{207} \cdot \left(t_i - \frac{20 - t_e}{2} \right) \quad 2.5$$

Při výpočtu nejsou uvažovány přerušovaně vytápěné prostory, protože se jedná o trvale osídlený rodinný objekt. Zátopový tepelný výkon nebude ve výpočtu uvažován. Celková tepelná ztráta vytápěného prostoru se tedy rovná celkovému návrhovému tepelnému výkonu.

2.3.3 Tepelně technické vlastnosti použitých materiálů

Pro výpočet tepelného výkonu byly navrženy hodnoty podle tab. 2.3 (rozměry konstrukcí viz příloha 1). Při volbě součinitele tepelné vodivosti λ původních konstrukcí, byla pro bezpečnost návrhu zvolena vyšší z uvedených hodnoty v [12]. Pro nově stavěné konstrukce byly použity hodnoty z technických listů výrobce a [12].

Tab. 2.3 tepelně technické vlastnosti použitých materiálů

Popis materiálu	λ_j	c	ρ
	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
anhydritový potěr - Cemix 090	1,2	1570	2000
beton hutný	1,3	1020	2300
beton z keramzitu	0,4	880	1000
dřevo - tepelný tok kolmo k vláknům	0,18	2510	400
podlahová izolace Isover EPS100	0,037	1270	20
pórobetonové tvárnice Ytong Klasik	0,14	1000	500
pórobetonové tvárnice Ytong Standard	0,11	1000	400
původní zdivo - plná cihla	0,85	960	1400
skelná vlna Isover Domo plus	0,038	840	13
strop Ytong Klasik	0,14	1000	500
systémová deska Gabotherm 30-2	0,037	1270	20
štěrk	0,65	750	1650
tepelněizolační tvárnice Ytong Lambda	0,08	1000	300
železobeton	1,58	1020	2500

kde:

λ_j ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) součinitel tepelné vodivosti materiálu,
 c ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) měrná tepelná kapacita materiálu,
 ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) hustota materiálu.

Pro konstrukce, kde po celé délce konstrukce není souvislá skladba (například krovní konstrukce) byl součinitel tepelné vodivosti λ_j vypočten jako průměr z těchto hodnot vážený půdorysnou délkou úseku – například šířka krokve a délka nepřerušeno kusu mezi krokvěni izolace.

Při známé hodnotě součinitele λ_j jednotlivých vrstev konstrukce, se dopočte součinitel prostupu tepla U_k podle vztahu pro 1D prostup tepla rovinnou stěnou:

$$U_k = \frac{1}{R_i + \sum_j \left(\frac{d_j}{\lambda_j} \right) + R_e} \quad 2.6$$

kde:

U_k ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) součinitel prostupu tepla konstrukce,
 R_i ($\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$) odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce,
 λ_j ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) součinitel tepelné vodivosti j-té vrstvy konstrukce,
 d_j (m) tloušťka j-té vrstvy konstrukce,
 R_e ($\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$) odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce.

Odpory R_i a R_e lze vypočítat z kritériálních rovnic přestupu tepla v mezní vrstvě, pro zjednodušení jsou uváděny jako konstanty. Hodnoty odpovídají

extrémním povětrnostním podmínkám pro vnitřní nebo vnější stranu konstrukce. Jednotlivé konstanty použité ve výpočtu obsahuje následující tab. 2.4.

Tab. 2.4 tepelný odpor při přestupu tepla mezi vzduchem a stavební částí

Popis	R_e, R_i
	$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (vodorovný tepelný tok)	0,13
odpor při přestupu tepla na vnější straně (vodorovný tepelný tok)	0,04
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (tepelný tok směrem nahoru)	0,1
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně (tepelný tok směrem dolů)	0,17

Vlastnosti všech konstrukcí použitých ve výpočtu viz příloha 2.

2.3.4 Teplotní okrajové podmínky výpočtu

V rámci výpočtu byly zvoleny zjednodušující teplotní podmínky pro nevytápěné místnosti. Hodnota uvedených teplot byla volena pro bezpečnost návrhu nižší, než je ve skutečnosti očekávaná. Jejich hodnoty jsou obsaženy v tab. 2.5.

Tab. 2.5 výpočtové teploty nevytápěných prostor

Nevytápěný prostor	t_i
	°C
sklepní prostory	-5
průjezd - č. 101	-5
kotelna - č. 111	15
WC - č. 205	20
podkroví nad 2.NP	-15
sousední budovy	10

Kotelna byla zvolena za nevytápěnou z důvodu, že je očekávaný vysoký teplotní zisk od technologie vytápění (kotel, akumulární nádrže, rozdělovač sběrač, kouřovod). V případě WC v 2.NP se jedná o malou místnost bez přímo ochlazovaných konstrukcí, vytápění bude probíhat ziskem z okolních místností.

Zateplení stropu nad 2.NP bude provedeno pokládkou na stropní systém Ytong. V místnostech 209 a 210 byla mezi krovy vložena minerální izolace o tloušťce shodné s tloušťkou krokve.

U sousedních budov se jedná o radnici a komerční prostory. Zde se očekávají teplotní útlumy, proto se počítá s teplotou 10 °C.

2.3.5 Vzorový výpočet tepelného výkonu vytápěné místnosti

V tab. 2.6 je uveden výpočet tepelného výkonu pro obývací pokoj (číslo místnosti 110, dále jen č. m.). Kompletní výpočet všech vytápěných místností v domě viz příloha 2.

Tab. 2.6 výpočet tepelného výkonu pro místnost číslo 110

Číslo	110			t_i	22	°C	V_i	71,95	m^3
Název	Obývací pokoj			A_i	26,07	m^2	n_i	0,3	hod^{-1}
Kód konstr.	Typ	X	Y	n_{otv}	S_k	U_K	ΔU	f	\dot{Q}
		m	m	1	m^2	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$		1	W
SO1	A	4,45	2,76	1	6,40	0,85	0,20	1,00	249,83
DB1	A	2,80	2,10	0	5,88	1,20	0,40	1,00	348,10
SN3 (109)	D	5,40	2,76	1	12,38	0,98		0,03	12,09
DN (110)	D	1,20	2,10	0	2,52	2,30		0,03	5,80
SN2 (108)	D	1,05	2,76	0	2,90	1,10		0,03	3,19
SN3 (111)	D	5,40	2,76	0	14,90	0,98		0,19	101,81
SN2 (104)	D	4,60	2,76	1	10,60	1,10		0,05	23,36
DN (104)	D	1,00	2,10	0	2,10	2,30		0,05	9,66
SN2 (105)	D	1,10	2,76	0	3,04	1,10		-0,05	-6,69
P3	B	1,00	10,96	0	10,96	0,46	0,05	0,73	151,09
P4	C	1,00	15,11	0	15,11	0,28		0,72	112,26
STR1 (201)	D	1,00	5,20	0	5,20	0,43		0,05	4,42
<i>Tepelná ztráta prostupem $\dot{Q}_{i,T}$</i>									1014,92
<i>Tepelná ztráta větráním $\dot{Q}_{i,V}$ - pro $\Delta t = (22 - (-15)) = 37 K$</i>									271,55
<i>Celková tepelná ztráta místnosti \dot{Q}_i</i>									1286,47

kde:

t_i	(°C)	vnitřní výpočtová teplota v místnosti,
V_i	(m^3)	objem vzduchu v místnosti,
S_i	(m^2)	plocha místnosti,
n_i	(h^{-1})	intenzita výměny vzduchu v místnosti,
X	(m)	1. rozměr konstrukce (v případě zadání plochy $X = 1$),
Y	(m)	2. rozměr konstrukce (v příp. zadání plochy $Y = S_k m^2$),
n_{otv}	(1)	počet otvorů v konstrukci (otvor samotný roven 0),
S_k	(m^2)	výpočtová plocha konstrukce,
U_K	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	součinitel prostupu tepla konstrukce,
ΔU	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	korekční součinitel přestupu tepla konstrukce, závisící na druhu stavební části – dle přílohy D.4.1 uvedené v [11],
f	(1)	teplotní redukční činitel, závisící na druhu stavební části – určeno podle sloupce <i>Typ</i> ,
\dot{Q}	(W)	tepelná ztráta konstrukce.

V rámci tab. 2.6 je v prvním sloupci (název *Kód konstr.*) charakterizována počítaná konstrukce. Pro konstrukce sousedící s jinou místností, budovou je zapsáno číslo místnosti v závorce. Význam použitých kódů konstrukcí:

SO	stěna ochlazovaná,
SN	stěna neochlazovaná,
STR	stropní konstrukce,
P	podlaha (na zemině nebo nad sklepením v 1.NP),
SCH	střecha,
DO	dveře ochlazované (typ VPO Protivanov Veka 82 MD),
DN	dveře neochlazované,
DB	dveře balkónové (typ VPO Protivanov Veka 82 MD),
OT	okno s trojsklem (typ VPO Protivanov Veka 82 MD),
OS	střešní okno.

Sloupec *Typ* přiřazuje konstrukci rovnici výpočtu tepelné ztráty:

A	tepelná ztráta prostupem z vytápěného prostředí do venkovního prostředí pláštěm budovy,
B	tepelná ztráta prostupem z vytápěného prostředí do venkovního nevytápěnou místností,
C	tepelná ztráta prostupem do přilehlé zeminy,
D	tepelná ztráta prostupem z vytápěného prostoru do sousedního vytápěného na výrazně jinou teplotu.

Jednotlivé výpočty byly provedeny dle následujících rovnic:

$$\begin{aligned}
 A \quad \dot{Q}_A &= \dot{Q}_{T,ie} = S_K \cdot (U_K + \Delta U) \cdot (t_i - t_e) \\
 B \quad \dot{Q}_B &= \dot{Q}_{T,iue} = S_K \cdot (U_K + \Delta U) \cdot (t_i - t_e) \cdot f_t \\
 C \quad \dot{Q}_C &= \dot{Q}_{T,ig} = S_K \cdot U_{K,eq} \cdot (t_i - t_e) \cdot f_C \\
 D \quad \dot{Q}_D &= \dot{Q}_{T,ij} = S_K \cdot U_K \cdot (t_i - t_e) \cdot f_t
 \end{aligned}$$

kde jednotlivé teplotní redukční činitele (v tab. 2.6 ozn. f) se vypočítají podle:

$$f_t = \frac{t_i - t_u}{t_i - t_e} \quad 2.7$$

$$f_C = \frac{t_i - t_{m,e}}{t_i - t_e} \cdot f_{g1} \quad 2.8$$

Záporná hodnota činitele f značí tepelný zisk z vedlejší místnosti.

kde:

f_t	(1)	teplotní redukční činitel podle teploty za konstrukcí,
f_C	(1)	teplotní redukční činitel pro přilehlou zeminu,
t_i	(°C)	vnitřní výpočtová teplota v místnosti,
t_e	(°C)	výpočtová venkovní teplota,
t_u	(°C)	výpočtová teplota v místnosti, budově za konstrukcí,
$t_{m,e}$	(°C)	průměrná venkovní teplota pro otopné období trvající 241 dnů, $t_{m,e} = 3,7$ °C pro Blansko,

f_{g1} (1) korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty, ve výpočtech použito $f_{g1} = 1,45$.

Hodnota ekvivalentního součinitele prostupu tepla $U_{k,eq}$ pro konstrukce na zemině byla stanovena podle charakteristického parametru budovy B' a hodnoty U_k :

$$B' = \frac{S_g}{0,5 \cdot P} \quad 2.9$$

kde:

B' (m) charakteristický parametr budovy,
 S_g (m²) plocha budovy na zemině,
 P (m) celkový obvod budovy.

Pro řešený objekt tedy:

$$B' = \frac{207,19}{0,5 \cdot 57,80} = 7,17 \text{ m} \quad 2.10$$

Podle návrhových tabulek uvedených v [11] byla pro podlahovou desku na zemině stanovena hodnota $U_{k,eq}$:

Tab. 2.7 hodnoty ekvivalentního součinitele prostupu tepla $U_{k,eq}$

Kód konstrukce	Popis	U_k (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	$U_{k,eq}$ (W·m ⁻² ·K ⁻¹)
P1	podlaha na zemině v 1.NP (kromě 110)	0,26	0,17
P4	podlaha na zemině v místnosti 110	0,56	0,28

2.3.6 Vypočítané hodnoty tepelného výkonu

V následující tab. 2.8 jsou uvedeny výsledky výpočtu tepelného výkonu.

Tab. 2.8 výpočtový tepelný výkon řešeného objektu

Číslo	Název	t_i	n_i	$\dot{Q}_{T,i}$	$\dot{Q}_{V,i}$	\dot{Q}_i
		°C	h ⁻¹	W	W	W
1.NP						
101	průjezd	-5		NEVYTÁPĚNO		
102	zádveří	18	0,3	446,68	57,22	503,91
103	technická místnost	18	0,3	165,78	59,17	224,96
104, 201	hala se schodištěm	20	0,3	787,40	319,62	1107,02
105	koupelna	24	1,5	142,53	24,44	166,96
106	pokoj pro hosty	20	0,3	636,75	125,14	761,89
108	kuchyň	21	1,5	155,08	16,31	171,40
109	jídlna	21	0,5	798,35	384,44	1182,80
110	obývací pokoj	22	0,3	1014,92	271,55	1286,47
111	kotelna	15		NEVYTÁPĚNO		
2.NP						
202,203	ložnice se šatnou	22	0,3	720,76	217,95	938,71
204	pokoj	22	0,3	441,60	165,77	607,37
205	WC	20		NEVYTÁPĚNO		
207	koupelna	24	1,5	488,82	301,26	790,09
208	dětský pokoj	22	0,3	1020,73	177,76	1198,49
209	půda	20	0,3	1253,41	290,38	1543,79
210	půda	20	0,3	647,73	170,32	818,06

CELKOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA BUDOVY (kW)

11,30

kde:

t_i	(°C)	vnitřní výpočtová teplota v místnosti,
n_i	(h ⁻¹)	intenzita výměny vzduchu v místnosti,
$\dot{Q}_{T,i}$	(W)	tepelná ztráta prostupem,
$\dot{Q}_{V,i}$	(W)	tepelná ztráta větráním,
\dot{Q}_i	(W)	celkový návrhový tepelný výkon místnosti.

Oproti doporučeným hodnotám teploty t_i uvedených v příslušné normě, byla zvolena pro frekventovaněji užívané obytné místnosti vyšší teplota, kvůli vyššímu tepelnému komfortu. Naopak bylo počítáno s nižší intenzitou větrání kvůli přirozenému větrání okny, kdy není zajištěno kontinuální větrání (především v noci, kdy je tepelná ztráta nejvyšší).

Tepelný výkon místností 104 a 201 byl sloučen, prostory nejsou nijak konstrukčně odděleny. V případě ložnice se šatnou (202, 203) nebyla při výpočtu uvažována příčka oddělující tyto místnosti. Dokumentace pro stavební povolení obsahuje také šatnu pro místnost 208, která nebude realizována.

Dle požadavků investora stanovených v rámci kapitoly 2.2, byla teplota v podkrovních místnostech 209 a 210 stanovena na 20 °C. U těchto prostor není očekáváno zpočátku využití. Pro vytápění se uvažují otopná tělesa, která budou pouze temperovat prostor. Místnosti, které mají styčnou plochu s těmito půdními prostory, budou mít mírně předimenzované otopné plochy.

2.4 Volba otopného systému

1.NP bude vytápěno kombinací otopných těles (dále zkratka OT) a podlahových ploch (zkratka PV). Pro zajištění tepelného komfortu bude v místnostech s kombinovaným vytápěním zvolen podíl výkonu OT na celkovém přibližně 40 % Q_i [13]. Důvodem je vyšší setrvačnost PV, otopná tělesa umožní vyšší „pružnost“ soustavy.

Pouze v rámci kuchyně bude 100% pokrytí otopnou podlahovou plochou. Tato místnost není konstrukčně oddělena jídelny, kde se otopné těleso nachází.

V koupelnách je uvažováno s kombinací podlahového vytápění a trubkových těles, vhodných pro sušení ručníků. Pro účel sušení bylo trubkové těleso navrženo také do technické místnosti 103.

V koupelně 207 bude smyčka podlahového vytápění napojena na výstup vody z otopného tělesa osazeného v této místnosti. Tepelný výkon bude navržen pro 100% pokrytí otopný tělesem a podlaha bude temperována otopným hadem. Teplota vzduchu v místnosti bude regulována termostatickou hlaví otopného tělesa.

V rámci tab. 2.9 jsou uvedeny navržené hodnoty tepelných výkonů pro jednotlivé otopné plochy.

Nejprve bude provedena kontrola na vhodnost podlahových konstrukcí pro vytápění. Při kladném stanovisku bude dimenzován tepelný výkon podlahy tak, aby přibližně odpovídal stanovenému podílu. Poté budou pro pokrytí zbývajících výkonů navržena otopná tělesa.

Pro regulaci teploty topné vody do jednotlivých okruhů (podlahy a tělesa) bude sloužit trojcestný směšovací ventil se servopohonem, řízen dle ekvitermní křivky. Regulace tepelného výkonu podlah bude zajištěno samoregulační schopností podlahové plochy (snížení výkonu za podmínky zvýšení teploty vzduchu). Konečné seřízení otopného výkonu systému bude probíhat především za pomoci termostatických hlav na tělesech.

Tab. 2.9 předběžný uvažovaný podíl otopných okruhů na vytápění

Číslo m.	Název	\dot{Q}_i	Způsob vytápění	i_{PV}	i_{OT}	$\dot{Q}_{i,PV}$	$\dot{Q}_{i,OT}$
		W				W	W
102	zádveří	503,9	PV, OT	0%	100%	0,0	503,9
103	tech. místnost	225,0	PV, OT	0%	100%	0,0	225,0
104	hala se schod.	1107,0	PV, OT	60%	40%	664,2	442,8
105	koupelna	167,0	PV, OT	60%	40%	100,2	66,8
106	pokoj pro hosty	761,9	OT	0%	100%	0,0	761,9
108	kuchyň	171,4	PV	100%	0%	171,4	0,0
109	jídelna	1182,8	PV, OT	60%	40%	709,7	473,1
110	obývací pokoj	1286,5	PV, OT	60%	40%	771,9	514,6
203	ložnice	938,7	OT	0%	100%	0,0	938,7
204	pokoj	607,4	OT	0%	100%	0,0	607,4
207	koupelna	790,1	OT, PVt	0%	100%	0,0	790,1
208	dětský pokoj	1198,5	OT	0%	100%	0,0	1198,5
209	půda	1543,8	OT	0%	100%	0,0	1543,8
210	půda	818,1	OT	0%	100%	0,0	818,1
CELKEM						2417,3	8884,6

kde:

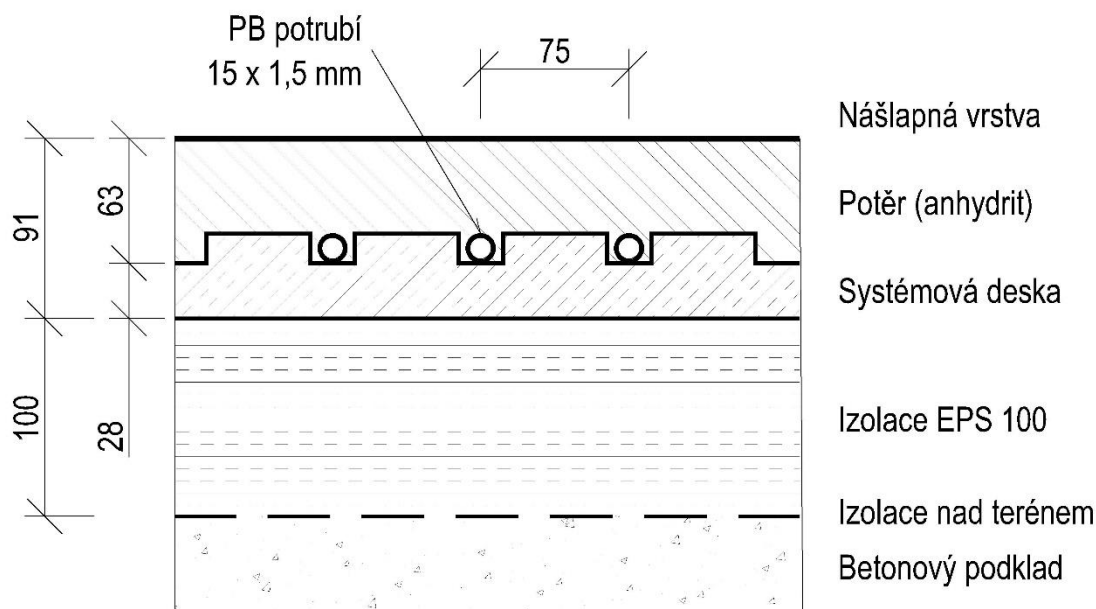
\dot{Q}_i	(W)	celkový tepelný výkon místnosti,
i_{PV}	(1)	podíl na celkovém výkonu podlahovým vytápěním,
i_{OT}	(1)	podíl na celkovém výkonu vytápění otopnými tělesy,
$\dot{Q}_{i,PV}$	(W)	potřebný tepelný výkon podlahové plochy,
$\dot{Q}_{i,OT}$	(W)	potřebný tepelný výkon otopných těles,
PV		podlahové vytápění,
OT		otopná tělesa,
PVt		podlahové vytápění – temperování podlahy.

2.5 Návrh podlahového vytápění

Pro vytápění se použije mokrý systém podlahového vytápění. Následující část je věnována jeho návrhu.

2.5.1 Skladba podlahy

Na betonový podklad se nejprve položí izolace stavebního objektu (pro podlahy nad terénem). Na ni následuje podlahová izolace – polystyren typu EPS 100. Doporučená tloušťka izolace nad terénem nebo venkovním prostorem je minimálně 50 mm a nad částečně vytápěnými nebo nevytápěnými prostory minimálně 20 mm [14]. Roznášecí vrstva podlah bude tvořena anhydritovým topným potěrem, v koupelnách bude opatřen ještě hydroizolačním nátěrem. Obr. 2.3 popisuje skladbu podlahy použité v 1.NP, pro místnosti s podlahovým vytápěním (kromě místnosti 110, kde je možná tloušťka izolace pouze 20 mm – odpovídá reálnému stavu).



Obr. 2.3 podlahová konstrukce s vytápěním

Systém samotného vytápění tvoří systémová deska Gabotherm 30-2 a plastové trubky 15 × 1,5 mm z polybutenu (dále jen PB) s kyslíkovou bariérou. Bariéra slouží pro zamezení vniku kyslíku do potrubí, který zapříčiňuje korozi ocelových komponent v systému vytápění a jeho zavzdušnění.

Topný potěr při nahřívání a chladnutí soustavy dilataje a pro zabránění jeho namáhání musí být vytvořena patřičná opatření:

- Obvodová dilatace – vložení dilatačního pásu mezi potěr a okolní konstrukce ve styku s potěrem,
- plošná dilatace – jedná se o rozdělení rozlehlé nebo atypicky tvarované podlahové plochy dilatačním pásem.

Požadovaná opatření se liší dle typu potěru a dodavatele. Pro podlahové plochy řešeného potěru bude použit anhydritový potěr Cemix, výrobce uvádí tyto požadavky [15]:

- Tloušťka dilatačních pásů pro podlahy s vytápěním alespoň 10 mm,
- pás musí být stlačitelný minimálně 5 mm v celé výšce potěrové vrstvy,
- pro místnosti s poměrem stran 1:3 a užší nebo tvarované do netypických tvarů je nutná plošná dilatace,
- pro plochy do 200 m² o vhodném geometrickém tvaru není plošná dilatace vyžadována,
- oddělení dilatačních zón ve dveřním prostupu a při přechodu mezi vytápěnou a nevytápěnou podlahou.

2.5.2 Posouzení vhodnosti použití podlahového vytápění

Před návrhem otopných podlahových ploch bude nejprve posouzena jejich vhodnost pro vytápění. To lze posoudit poměrem tepelných toků:

$$i_p = \frac{\dot{q}'}{\dot{q}} \quad 2.11$$

kde:

i_p	(1)	poměr tepelných toků otopné podlahové plochy,
\dot{q}'	(W·m ⁻²)	měrný tepelný tok směrem dolů,
\dot{q}	(W·m ⁻²)	měrný tepelný tok směrem nahoru (užitečný).

V případě, že je hodnota i_p nižší než 15 %, lze považovat konstrukci za vhodnou pro použití podlahového vytápění [16]. Jednotlivé měrné tepelné toky se vypočítají dle následujících rovnic:

$$\dot{q} = \alpha_p \cdot (t_p - t_i) \quad 2.12$$

$$\dot{q}' = \alpha'_p \cdot \frac{\Lambda_a}{\Lambda_b} (t_p - t_i) + \Lambda_b (t_i - t'_i) \quad 2.13$$

kde:

α_p	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	celkový součinitel přestupu tepla na povrchu podlahy,
t_i	(°C)	vnitřní výpočtová teplota místnosti,
t_p	(°C)	povrchová teplota podlahy,
α'_p	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	celkový součinitel přestupu tepla na spodní straně podlahy – použita hodnota $\alpha'_p = 8 \text{ W·m}^{-1}·\text{K}^{-1}$ dle [16],
Λ_a	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	tepelná propustnost vrstev nad potrubím,
Λ_b	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	tepelná propustnost vrstev pod potrubím,
t'_i	(°C)	teplota pod konstrukcí.

Kvůli hygienickým požadavkům na maximální povrchovou teplotu podlahy má konvekce menší podíl na vytápění. Dle účelu jsou stanoveny nejvyšší dovolené hodnoty teploty povrchu podlahy [16]:

- Pro obytné místnosti maximálně $t_p = 27$ až 28 °C (dle [14] $t_p = 29$ °C),
- místnosti s příležitostným výskytem člověka 30 až 32 °C,
- koupelny 32 až 34 °C.

Při výpočtu podlahového vytápění bylo pro jednotlivé podlahy uvažováno následujících hodnot teploty t'_i :

- $t'_i = 0 \text{ °C}$ pro podlahy nad sklepními prostory (vyšší teplota oproti -5 °C ve výpočtu otopného výkonu, kvůli zahřátí prostoru tepelným tokem dolů),
- $t'_i = 3 \text{ °C}$ pro podlahy na zemině,
- $t'_i = 15 \text{ °C}$ pro stropní konstrukci mezi kotelnou (č. m. 111) a koupelnou (207).

Přestup tepla z podlahy probíhá sáláním a konvekcí:

$$\alpha_p = \alpha_{sp} + \alpha_{kp} \quad 2.14$$

kde:

α_{sp} ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) součinitel přestupu tepla sáláním na povrchu podlahy,
 α_{kp} ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) součinitel přestupu tepla konvekcí na povrchu podlahy.

Součinitel přestupu tepla sáláním se stanoví dle [17]:

$$\alpha_{sp} = \frac{1}{\frac{1}{C_p} + \frac{S_p}{S_c} \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{5,7} \right)} \frac{(273 + t_p)^4 - (273 + t_c)^4}{10^8 (t_p - t_c)} \quad 2.15$$

kde:

S_c (m^2) plocha nevytápěných okolních ploch,
 S_p (m^2) otopná plocha,
 C_s, C_p ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$) součinitel sálání ploch S_c a S_p ,
 t_c ($^{\circ}\text{C}$) střední radiační teplota okolních nevytápěných ploch.

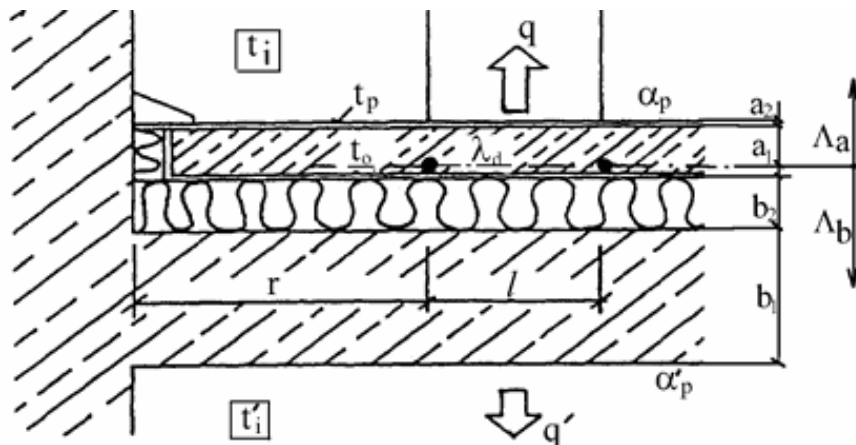
Pro určení součinitele přestupu tepla sáláním α_{sp} byly stanoveny následující okrajové podmínky:

- Poměr podlahové plochy vůči nevytápěným plochám se v místnostech liší, pro zjednodušení je použita přibližná hodnota $S_p/S_c = 2/7$,
- pro většinu nekovových materiálů platí: $C_p = C_c = 5,25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$,
- střední radiační teplota okolních ploch je srovnatelná s teplotou v místnosti, platí tedy $t_c \cong t_i$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí se vypočte rovnicí podle Kollmara:

$$\alpha_{kp} = 2 \cdot (t_p - t_i)^{0,33} \quad 2.16$$

Na obr. 2.4 je zobrazen řez podlahovou konstrukcí s vytápěním. Pro výpočet tepelné propustnosti λ_a se použijí vrstvy nad osou trubek (tloušťka vrstvy označena a_1, a_2) a pro λ_b vrstvy pod osou trubek (označeno b).



Obr. 2.4 řez podlahovou konstrukcí s vytápěním [18]

Jednotlivé tepelné propustnosti se vypočítají podle následujících rovnic:

$$\Lambda_a = \frac{1}{\sum_i^n \frac{a_i}{\lambda_{a,i}} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad 2.17$$

$$\Lambda_b = \frac{1}{\sum_j^n \frac{b_j}{\lambda_{b,j}} + \frac{1}{\alpha'_p}} \quad 2.18$$

kde:

- | | | |
|-----------------|-----------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| a_i | (m) | tloušťka i -té vrstvy nad úrovní osy trubek, |
| $\lambda_{a,i}$ | ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) | součinitel tepelné vodivosti i -té vrstvy nad úrovní osy trubek, |
| b_j | (m) | tloušťka j -té vrstvy pod úrovní osy trubek, |
| $\lambda_{b,j}$ | ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) | součinitel tepelné vodivosti j -té vrstvy pod úrovní osy trubek. |

Při výpočtu byly zohledněny následující nášlapné vrstvy [16]:

- PVC o tepelném odporu $R = 0,01 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ pro všechny místnosti s výjimkou koupelny 105 a 207,
- keramická dlažba o tepelném odporu $R = 0,02 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ v koupelnách 105 a 207.

Ostatní vrstvy voleny dle výpočtu tepelného výkonu (viz příloha 2).

Pro posouzení vhodnosti podlahového vytápění parametrem i_p , byly zvoleny povrchové teploty podlahy, respektující hygienické požadavky. Při dalších výpočtech bude povrchová teplota sloužit jako vstupní parametr výpočtu a její výsledná hodnota se může mírně lišit (nebude však vyšší než hygienický požadavek). Tab. 2.10 posuzuje vhodnost použití vytápění pro jednotlivé otopné plochy, zvolené pro tyto účely.

Tab. 2.10 posouzení vhodnosti použití podlahového vytápění

Číslo místnosti		104	105	108	109	110	207
t_i	(°C)	20	24	21	21	22	24
$\dot{Q}_{i,PV}$	(W)	664,2	100,2	171,4	709,7	771,9	0,0
t_p	(°C)	28,0	32,0	27,0	27,0	28,0	31,0
α_{sp}	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	5,4	5,6	5,4	5,4	5,4	5,6
α_{kp}	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	4,0	4,0	3,6	3,6	3,6	3,8
α_p	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	9,4	9,6	9,0	9,0	9,0	9,4
Λ_a	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	6,1	5,9	5,9	5,9	5,9	5,9
Λ_b	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,2
\dot{q}	(W·m ⁻²)	74,8	76,6	54,0	54,0	54,3	65,6
\dot{q}'	(W·m ⁻²)	6,6	7,0	5,7	5,7	12,5	2,9
i_p	(%)	8,86%	9,14%	10,50%	10,50%	23,07%	4,38%
Vhodnost použití		ANO	ANO	ANO	ANO	NE	ANO

Dle tab. 2.10 nevyhovuje požadavkům na otopnou plochu místnost 110. Jedná se o podlahu zčásti na zemině a zčásti nad vchodem do sklepení, tedy teplota pod podlahou je určitým průměrem teploty zeminy a teploty ve sklepení (dosazeno i ve výpočtu). Poměr i_p dosahuje hodnoty 15 % až při uvažování teploty pod konstrukcí cca $t'_i = 10$ °C, s čímž není možné po celý rok počítat. Kvůli vysokému (ztrátovému) tepelnému toku dolů, podlahová plocha v místnosti 110 nebude vytápěna a tepelný výkon bude pokryt pouze otopnými tělesy³.

2.5.3 Tepelně technický výpočet

Pro následující výpočty je nezbytná hodnota charakteristického čísla podlahy m_p :

$$m_p = \sqrt{\frac{2 \cdot (\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 \cdot d_{PV} \cdot \lambda_d}} \quad 2.19$$

kde:

m_p (m⁻¹) charakteristické číslo podlahy,
 d (m) vnější průměr trubky podlahového topení,
 λ_d (W·m⁻¹·K⁻¹) součinitel tepelné vodivosti vrstvy, ve které jsou trubky zalité – pro anhydrit $\lambda_d = 1,2$ W·m⁻¹·K⁻¹.

³ Skladba podlahy pro výpočet tepelného výkonu se nezmění. Systémová deska je vyplněna polystyrenovou izolací o podobných vlastnostech jako má podlahová izolace EPS 100, kterou bude nahrazena. Konečná tloušťka podlahového polystyrenu v rámci místnosti 110 bude 50 mm.

Všechny podlahové plochy mají okrajovou podmínku, že $t_i \neq t'_i$, pro výpočet střední teploty otopné vody t_m byl použit vztah podle [17]:

$$t_m = \frac{\alpha_p}{\Lambda_a \cdot M} \cdot \left[(t_p - t_i) + \frac{\Lambda_b}{\Lambda_a + \Lambda_b} \cdot (1 - M) \cdot (t_i - t'_i) \right] + t_i \quad 2.20$$

kde součinitel M je zkrácenou formou pro výraz:

$$M = \frac{tgh\left(m_p \cdot \frac{l_R}{2}\right)}{m_p \cdot \frac{l_R}{2}} \quad 2.21$$

kde:

t_m	(°C)	střední teplota otopné vody podlahové plochy,
α_p	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	celkový součinitel přestupu tepla na povrchu podlahy,
Λ_a	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	tepelná propustnost vrstev nad potrubím,
Λ_b	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	tepelná propustnost vrstev pod potrubím,
t_p	(°C)	povrchová teplota podlahy,
t_i	(°C)	vnitřní výpočtová teplota místnosti,
t'_i	(°C)	teplota pod konstrukcí,
m_p	(m ⁻¹)	charakteristické číslo podlahy,
l_R	(m)	rozteč potrubí otopného hadu.

Pro rozvod potrubí je použita systémová deska Gabotherm 30-2, s minimální roztečí 75 mm.

Pro návrh otopné plochy je důležitý užitečný tepelný výkon \dot{Q}_u :

$$\dot{Q}_u = \dot{q} \cdot (S_p - S_n) + \dot{Q}_o \quad 2.22$$

kde:

\dot{Q}_u	(W)	užitečný tepelný výkon podlahové plochy,
\dot{q}	(W·m ⁻²)	měrný tepelný výkon podlahové plochy směrem nahoru,
S_p	(m ²)	otopná plocha – vytyčena krajními trubkami,
S_n	(m ²)	plocha zacloněná nábytkem na soklu,
\dot{Q}_o	(W)	tepelný výkon okrajové plochy.

Přesná plocha nábytku není známá. Velikosti ploch byly tedy stanoveny odhadem, dle účelu místnosti. Otopný had bude rozvinut i pod kuchyňskou linkou. Zajistí se tak rovnoměrné prohřátí podlahové plochy kuchyně a zabránění vzniku kondenzace za linkou, výkon nebude považován za užitečný pro vytápění.

Krajní trubky otopného hadu předávají výkon \dot{Q}_o topnému potěru mezi krajní trubkou a přilehlou konstrukcí, oddělenou obvodovým dilatačním pásem. Okrajová plocha poté předává topný výkon do prostoru. Vypočítá se podle [16]:

$$\dot{Q}_o = (\dot{q} + \dot{q}') \cdot O_p \cdot \frac{0,448 \cdot l_R}{\operatorname{tgh}\left(m \cdot \frac{l_R}{2}\right)} \quad 2.23$$

kde:

O_p (m) obvod otopné plochy vymezený krajní trubkou⁴.

K otopnému hadu vede také přípojovací potrubí, které se zpravidla neizoluje. Vytápí tedy místnosti, přes které přípojka prochází. Přípojky jsou vedeny místnostmi s otopnými tělesy (kromě kuchyně, kudy vede přípojka pro jídelnu). Na tepelný zisk podlahové přípojky bude reagovat termostatická hlavice otopného tělesa snížením průtoku (tedy i výkonu) tělesem. Výkon přípojek bude zjednodušeně zohledněn pouze pro otopný příkon podlahové plochy, k užitečnému výkonu přičten nebude.

Užitečný výkon podlahové plochy \dot{Q}_u by měl odpovídat předpokladu:

$$\dot{Q}_u \approx \dot{Q}_{i,PV} \quad 2.24$$

kde:

\dot{Q}_u (W) užitečný tepelný výkon podlahové plochy,
 $\dot{Q}_{i,PV}$ (W) potřebný otopný výkon podlahové plochy.

Při návrhu bylo postupováno iteračně. Jako vstupní proměnná byla použita povrchová teplota t_p a rozteč trubek l . Snahou výpočtu bylo dosáhnout takové střední teploty otopné vody t_m , aby byla pro všechny smyčky přibližně stejná a zároveň byl pokryt požadovaný výkon. Limitní hodnotu teploty topné vody podlahové plochy t_1 byla teplota 45 °C, která z bezpečnostních důvodů nesmí být v mokřém systému překročena. Hodnoty tepelně technického výpočtu jsou uvedeny v tab. 2.11.

kde použité veličiny:

t_i	(°C)	návrhová teplota vzduchu v místnosti,
$\dot{Q}_{i,PV}$	(W)	požadovaný tepelný výkon podlahové plochy,
t_p	(°C)	střední povrchová teplota podlahy,
α_p	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	součinitel přestupu tepla podlahy,
Λ_a	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	tepelná propustnost vrstev nad potrubím,
Λ_b	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	tepelná propustnost vrstev pod potrubím,
m_p	(m ⁻¹)	charakteristické číslo podlahy,
\dot{q}	(W·m ⁻²)	měrný tepelný tok směrem nahoru (užitečný),
\dot{q}'	(W·m ⁻²)	měrný tepelný tok směrem dolů,
l_R	(m)	rozteč potrubí otopného hada,
t_m	(°C)	střední teplota otopné vody podlahové plochy.
S_p	(m ²)	otopná plocha – vymezena krajními trubkami,

⁴ Obvod O_p je součtem všech vzdáleností, kdy se krajní trubka otopného hada nachází vedle nevytápěné konstrukce oddělené dilatačním pásem. V případě, že krajní trubka je v souběhu s přípojkou nebo jinou smyčkou, tak tato vzdálenost nebyla započtena.

O_p	(m)	obvod otopné plochy vymezený krajní trubkou,
$\Delta\dot{Q}_p$	(W)	výkonová diference (rozdíl výkonů $\dot{Q}_{i,pv} - \dot{Q}_u$),
n_{sp}	(1)	zvolený počet smyček v místnosti.

Tab. 2.11 tepelně technický výpočet podlahových ploch

Číslo místnosti		104	105	108	109
t_i	(°C)	20	24	21	21
$\dot{Q}_{i,pv}$	(W)	664,2	100,2	171,4	709,7
t_p	(°C)	27,5	29,0	26,0	26,0
α_p	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	9,26	8,92	8,76	8,76
Λ_a	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	6,02	5,69	5,81	5,81
Λ_b	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	0,22	0,20	0,22	0,22
m_p	(m ⁻¹)	8,38	8,14	8,23	8,23
\dot{q}	(W·m ⁻²)	69,4	44,6	43,8	43,8
\dot{q}'	(W·m ⁻²)	6,5	6,3	5,4	5,4
l_R	(m)	0,15	0,15	0,30	0,30
t_m	(°C)	33,15	32,95	32,49	32,49
S_p	(m ²)	8,1	1,8	7,36	17,6
O_p	(m)	10,6	5,4	8,3	14,7
S_n	(m ²)	2	0,5	4	5
\dot{Q}_o	(W)	97,08	33,88	64,99	115,10
\dot{Q}_u	(W)	520,55	91,86	212,08	666,68
	$\dot{Q}_u/\dot{Q}_{i,pv}$	78,4%	91,7%	123,7%	93,9%
$\Delta\dot{Q}_p$	(W)	+143,66	+8,32	-40,68	+43,00
n_s	(1)	2	1	1	2

Hodnota $\Delta\dot{Q}_p$ z tab. 2.11 bude při návrhu otopných těles přičtena k hodnotě $\dot{Q}_{i,OT}$, která byla zvolena v kapitole 2.4. V rámci místnosti 104 se i přes nižší navržený výkon dá očekávat zvýšení výkonu vlivem přípojek.

2.5.4 Výpočet otopného příkonu a průtoku smyčkou

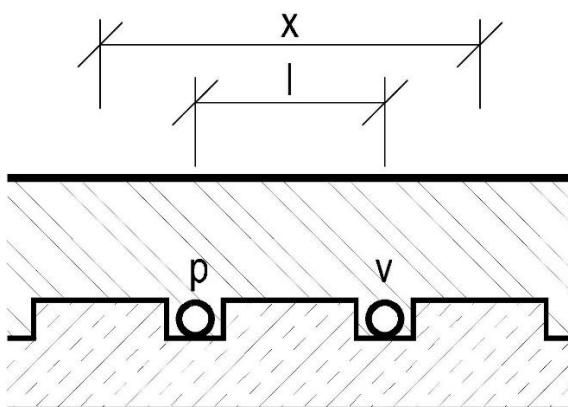
Pro hydraulické vyvážení rozdělovače, sběrače PV je důležitou veličinou potřebný tepelný příkon dodaný topné vodě:

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{Q}_u + q' \cdot S_p + \dot{Q}_j \quad 2.25$$

kde:

\dot{Q}_{pc}	(W)	celkový tepelný příkon dodaný smyčce,
\dot{Q}_u	(W)	užitečný tepelný výkon podlahové plochy,
S_p	(m ²)	otopná plocha – vymezena krajními trubkami,
q'	(W·m ⁻²)	měrný tepelný výkon podlahové plochy směrem dolů,
\dot{Q}_j	(W)	tepelný výkon přípojky mezi rozdělovačem a otopným hadem.

Přesný výpočet výkonu smyčky \dot{Q}_j musí být stanovený podle poznatků z předcházející kapitoly 2.5.3. Kvůli náročnosti bude výpočet zjednodušen. Protože se jedná o menší plochu, budou zanedbány výkony směrem dolů a do okrajové plochy. Plocha bude stanovena jako součin délky přípojky a šířky plochy přípojky – viz vzdálenost x na obr. 2.5. Pro použitou systémovou desku se jedná vždy o přičtení vzdálenosti 75 mm k rozteči přípojky. Označení trubky p a v charakterizuje přívod, respektive vrat smyčky.



Obr. 2.5 šířka plochy přípojky

Pro výpočet tepelného výkonu přípojky byla vytvořena tab. 2.12 s určitými předpoklady:

- Skladba podlahy P1 na zemině, s PVC krytinou,
- součinitel přestupu tepla podlahy $\alpha_p = 9 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,
- zanedbání výkonu směrem dolů \dot{q} a do okrajové plochy \dot{Q}_o ,
- střední teploty otopné vody t_m byla stanovena jako průměrná hodnota středních teplot vypočtených pro smyčky v tab. 2.11.

Výpočet vychází z rovnice 2.20, avšak jako neznámá byla tentokrát vyjádřena povrchová teplota t_p , ze které byl následně určen měrný výkon q_j :

Tab. 2.12 měrný tepelný výkon přípojek podlahového vytápění

l_R	(mm)	75			225			300		
t_i	(°C)	18	20	21	18	20	21	18	20	21
t_p	(°C)	27,4	28,1	28,5	25,5	26,4	26,9	24,4	25,5	26,0
q_j	(W·m ⁻²)	84,4	72,9	67,2	67,2	57,8	53,1	57,5	49,3	45,2

Výkon přípojky \dot{Q}_j je poté:

$$\dot{Q}_j = x \cdot L_p \cdot \dot{q}_j \quad 2.26$$

kde:

\dot{Q}_j	(W)	tepelný výkon přípojky,
x	(m)	šířka topné plochy přípojky viz obr. 2.5,
L_p	(m)	délka přípojky (přívod a vrat),
\dot{q}_j	(W·m ⁻²)	měrný tepelný výkon přípojky zvolený z tab. 2.12.

Vratné potrubí z koupelny 105 bude meandrovitě rozvinuto v rámci místnosti 102 pro teplotu podlahy u vstupních dveří. Pro tento případ se obtížně stanoví výkon přípojky, kvůli odlišné střední teplotě t_m , a proto bude pro výkon přípojky započtena pouze délka přívodního potrubí⁵ do koupelny a rozteč 300 mm. Nezapočítání tohoto výkonu do otopného příkonu smyčky způsobí větší vychlazení vody za koupelnou – tedy vyšší teplotní spád smyčky. Výkon vratného potrubí nebude započítán do návrhového výkonu místnosti 102, na zvýšení teploty bude reagovat termostatická hlavice otopného tělesa.

Pro výpočet hmotnostního a objemového průtoku smyčkou se nejprve stanoví teplotní spád smyčky Δt :

$$\Delta t = 2 \cdot (t_1 - t_m) \quad 2.27$$

kde:

Δt	(K)	teplotní spád,
t_1	(°C)	teplota přívodní topné vody,
t_m	(°C)	střední teplota otopné vody.

Teplota topné vody t_1 byla zvolena tak, aby teplotní spád žádné smyčky nebyl nižší, než 5 K, a zároveň vyšší než 10 K. Teplota topné vody byla zvolena $t_1 = 36$ °C. Hmotnostní průtok ve smyčce \dot{m} se vypočítá z rovnice:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{pc}}{\Delta t \cdot c_p} \cdot 3600 \quad 2.28$$

kde:

\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok smyčkou,
\dot{Q}_{pc}	(W)	celkový tepelný příkon podlahové plochy,
c_p	(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	měrná tepelná kapacita topné vody; ve výpočtech použita hodnota $c_p = 4180$ J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹ .

Smyčky budou připojeny na rozdělovač, sběrač podlahového vytápění Giacomini R553D, který je osazen informačními průtokoměry pro přesnější nastavení. Objemový průtok na stupnici je uveden v l·h⁻¹, výpočet průtoku se provede podle:

⁵ V hydraulickém výpočtu délkové a místní ztráty bude zohledněna celá délka přípojky.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \frac{1000}{60} \quad 2.29$$

kde:

\dot{V}	(l·min ⁻¹)	objemový průtok smyčkou,
\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok smyčkou,
ρ	(kg·m ⁻³)	hustota vody.

Pro výpočet hustoty vody bylo v práci využito vztahu [17]:

$$\rho = 1003,7 - 0,17265 \cdot t_m - 0,0028136 \cdot t_m^2 \quad 2.30$$

kde:

t_m	(°C)	střední teplota otopné vody.
-------	------	------------------------------

V rámci řešeného objektu budou všechny smyčky, až na smyčku v místnosti 207 a vrat z koupelny 105, rozvinuty ve tvaru plošné spirály. Tento způsob vinutí se vyznačuje konstantní povrchovou teplotou t_p po celé podlahové ploše S_p . Tento typ smyčky byl zvolen kvůli současnému použití s otopnými tělesy, která eliminují chladné sálání od okenních ploch. Maximální doporučená délka smyčky podlahového vytápění je 100 až 120 m včetně přípojky [19]. Přibližný výpočet délky smyčky byl proveden podle:

$$L_s = \frac{S_p}{l_R} \quad 2.31$$

kde:

L_s	(m)	délka potrubí otopného hadu v místnosti,
S_p	(m ²)	otopná plocha – vymezena krajními trubkami,
l_R	(m)	rozteč potrubí v otopném hadu.

Výsledek výpočtu může být proti skutečnosti mírně odlišný. Přesnou délku smyčky je složité stanovit, kvůli atypickým tvarům místností nebo očekávaným drobným změnám při realizaci.

2.5.5 Hydraulické vyvážení rozdělovače podlahového vytápění

Pro hydraulické vyvážení rozdělovače, sběrače podlahového vytápění musí být splněna následující podmínka:

$$\Delta p_r = \Delta p_{p,i} \quad 2.32$$

kde:

Δp_r	(Pa)	celková tlaková ztráta referenční větve s nejvyšším odporem,
$\Delta p_{p,i}$	(Pa)	celková tlaková ztráta i -té smyčky podlahového vytápění.

Celková tlaková ztráta smyčky $\Delta p_{p,i}$ byla určena podle vztahu:

$$\Delta p_{p,i} = \Delta p_{l,i} + \Delta p_{m,i} + \Delta p_{R\dot{s}} \quad 2.33$$

kde:

$\Delta p_{l,i}$	(Pa)	tlaková ztráta třením i -té smyčky,
$\Delta p_{m,i}$	(Pa)	místní tlaková ztráta i -té smyčky,
$\Delta p_{R\dot{s}}$	(Pa)	tlaková ztráta regulačního šroubení na sběrači.

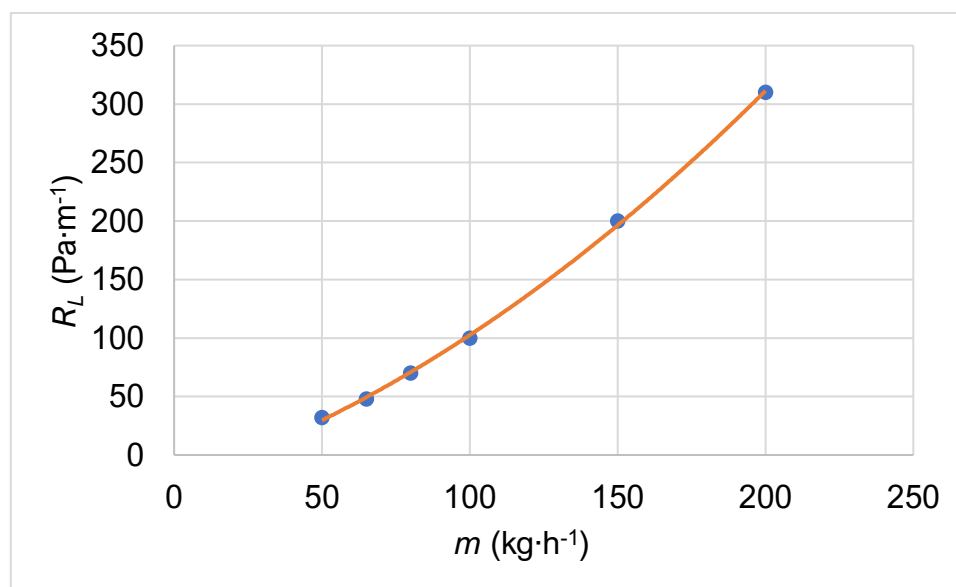
Tlaková ztráta třením $\Delta p_{l,i}$ závisí na délce a odporu potrubí:

$$\Delta p_{l,i} = R_L \cdot L \quad 2.34$$

kde:

R_L	(Pa·m ⁻¹)	měrný tlakový odpor při proudění v potrubí,
L	(m)	celková délka smyčky.

Výrobce PB trubek Gabotherm uvádí pro potrubí různých světlostí návrhový diagram měrného odporu R_L v závislosti na hmotnostním průtoku \dot{m} . Pro trubku HR-PB Hetta DD 15 × 1,5 mm bylo z diagramu vybráno několik hodnot odporu R_L při různém průtoku \dot{m} [14]. Tyto body byly proloženy křivkou ve tvaru polynomu (viz obr. 2.6).



Obr. 2.6 odpor při proudění trubkou HR-PB Hetta DD 15 × 1,5 mm

Tvar polynomu je následující:

$$R_L = 0,0042 \cdot \dot{m}^2 + 0,8243 \cdot \dot{m} - 22,06 \quad 2.35$$

kde

\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok smyčkou.
-----------	-----------------------	----------------------------

Místní tlaková ztráta smyčky $\Delta p_{m,i}$ má na celkové ztrátě nižší podíl. Tvoří ji ohyby otopného hadu a přípojky s vysokým poměrem poloměru ohybu ku vnějším průměru potrubí:

$$\Delta p_{m,i} = (\xi_s + \xi_J) \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad 2.36$$

kde:

$\Delta p_{m,i}$	(Pa)	místní tlaková ztráta i -té smyčky,
ξ_s	(1)	součet součinitelů místních odporů v otopném hadu,
ξ_J	(1)	součet součinitelů místních odporů v přípojce smyčky,
w	($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	rychlost proudění v potrubí.
ρ	($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	hustota vody.

Pro potrubí vedené v systémové desce Gabotherm 30-2 je poloměr 90° ohybu 150 mm a pro 180° ohyb 225 mm. Pro tyto ohyby dle diagramu uvedeném v [20]:

- 90° ohyb s poměrem $R_{pol}/D = 15$ nabývá součinitel hodnoty $\xi_{90} = 0,45$,
- 180° ohyb s poměrem $R_{pol}/D = 10$ je součinitel roven $\xi_{180} = 0,87$.

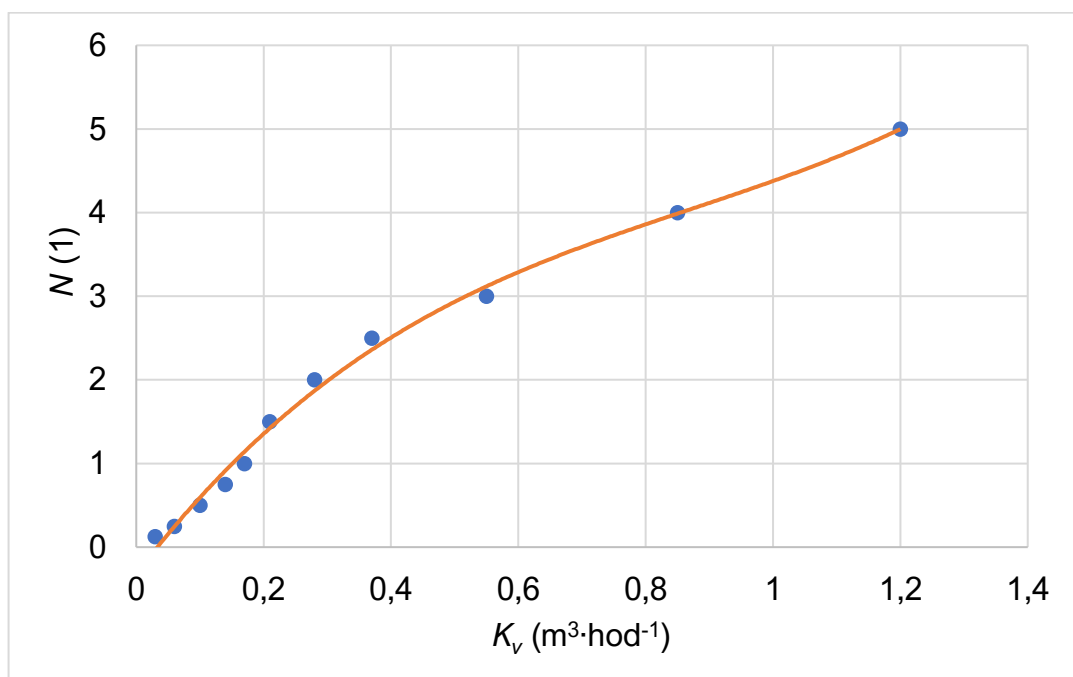
Součet místních odporů pro plošnou spirálu se stanoví dle [19] následovně:

$$\xi_s = (n_r - 1) \cdot \xi_{90} \quad 2.37$$

kde:

n_r	(1)	počet řad trubek,
ξ_{90}	(1)	součinitel místního odporu 90° ohybu.

Pro hydraulické vyvážení systému má každá smyčka rozdělovače podlahového vytápění Giacomini R553D na sběrači regulační šroubení. Závislost hodnoty průtokového součinitele K_v na přednastavení šroubení $N_{R\check{S}}$ je vykreslena na obr. 2.7. Výrobce udává K_v hodnoty pro různé nastavení (modré body) [21].



Obr. 2.7 závislost k_v hodnoty na zdvihu regulačního šroubení rozdělovače, sběrače podlahového vytápění Giacomini R553D

Body byly proloženy polynomem pro následný výpočet přednastavení⁶:

$$N_{R\check{s}} = 3,2698 \cdot K_v^3 - 8,5204 \cdot K_v^2 + 9,9478 \cdot K_v - 0,3198 \quad 2.38$$

kde:

$N_{R\check{s}}$	(1)	přednastavení regulačního šroubení,
K_v	(m ³ ·h ⁻¹)	průtokový součinitel.

Smyčka s nejvyšší tlakovou ztrátou (referenční) byla nastavena na nejvyšší hodnotu přednastavení. V tomto případě $N_{R\check{s}} = 5$ ($K_{vs} = 1,2$ m³·h⁻¹). Tlaková ztráta referenční smyčky Δp_r se následně vypočítá podle:

$$\Delta p_r = \Delta p_{max} + 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}}{K_{vs} \cdot \rho} \right)^2 \quad 2.39$$

kde:

Δp_r	(Pa)	celková tlaková ztráta referenční smyčky,
\dot{V}	(m ³ ·h ⁻¹)	objemový průtok smyčkou,
Δp_{max}	(Pa)	tlaková ztráta ref. smyčky bez ztráty na šroubení,
K_{vs}	(m ³ ·h ⁻¹)	průtokový součinitel při plném otevření šroubení,
ρ	(kg·m ⁻³)	hustota vody.

Pro hydraulické vyvážení rozdělovače musí být tlaková ztráta všech smyček stejná. Pro všechny ostatní smyčky platí, že na šroubení musí být seškrácena tlaková diference $\Delta p_{d,i}$:

$$\Delta p_{d,i} = \Delta p_r - \Delta p_i \quad 2.40$$

kde:

$\Delta p_{d,i}$	(Pa)	tlaková diference i -té smyčky vůči referenční,
Δp_r	(Pa)	celková tlaková ztráta referenční smyčky,
Δp_i	(Pa)	tlaková ztráta i -té smyčky bez ztráty na šroubení.

Pro zjištění hodnoty přednastavení na šroubení $N_{R\check{s}}$ se nejprve stanoví hodnota průtokového součinitele K_{vi} :

$$K_{vi,R\check{s}} = \frac{10 \cdot \dot{V}_i}{(\Delta p_{d,i} \cdot 10^{-3})^{0,5}} \quad 2.41$$

kde:

$K_{vi,R\check{s}}$	(m ³ ·h ⁻¹)	průtokový součinitel pro vyvážení i -té smyčky,
\dot{V}_i	(m ³ ·h ⁻¹)	objemový průtok i -tou smyčkou.

Hodnota potřebného přednastavení šroubení $N_{R\check{s}}$ pro vyvážení smyčky se poté vypočítá podle rovnice 2.39.

⁶ Proložený polynom stanovuje hodnotu přednastavení s mírnou nepřesností. Protože jsou od výrobce v návrhovém diagramu uvedeny charakteristiky jen pro některé hodnoty přednastavení, očekává se chyba i při odečtu. Proloženým polynomem byl výpočet zautomatizován pro software excel a nemusí být stále znova odečítána hodnota při změnách parametrů.

2.5.6 Hydraulický výpočet referenční smyčky

Na obr. 2.8 je zobrazeno přehledové schéma smyček PV v 1.NP. Smyčka s nejvyšší tlakovou ztrátou byla označena za referenční. V tomto případě se jedná o smyčku 109-2. Plocha se smyčkou 109-1 se neliší, má však delší přípojku.

Jedná se o rozdělení plochy S_p v místnosti 109 na dvě části, a tedy i výkonu. Vliv nábytku na obou částech podlahy se uvažuje stejný $S_{N1} = S_{N2} = 2,5 \text{ m}^2$. Užitečný výkon Q_u v místnosti 109 je tedy rozdělen na dvě části:

$$Q_{u,109-1} = \frac{Q_{u,109}}{2} \quad 2.42$$

$$Q_{u,109-1} = \frac{668,68}{2} = 333,34 \text{ W} \quad 2.43$$

Přípojka má celkem 28,2 m (přívod i vrat). V každé místnosti, kudy přípojka prochází, je rozdílná hodnota teploty vzduchu t_i a celkový výkon přípojky je součtem výkonu z každé místnosti:

$$\dot{Q}_j = (x \cdot L_p \cdot \dot{q}_j)_{102} + (x \cdot L_p \cdot \dot{q}_j)_{104} + \sum (x \cdot L_p \cdot \dot{q}_j)_{108} \quad 2.44$$

V místnostech 102 a 104 je přípojka vedena v rozteči 75 mm. V místnosti 108 se úsek přípojky 2 m před smyčkou rozšíří na rozteč 225 mm. Měrné výkony \dot{q}_j byly voleny podle tab. 2.12. Nejprve pro přípojku na rozmezí kuchyně a jídelny platí:

$$\sum (x \cdot L_p \cdot \dot{q}_j)_{108} = (0,15 \cdot 3,5 \cdot 67,2) + (0,3 \cdot 2 \cdot 53,1) \quad 2.45$$

$$\sum (x \cdot L_p \cdot \dot{q}_j)_{108} = 67,14 \text{ W} \quad 2.46$$

Celý výkon přípojky \dot{Q}_j je poté:

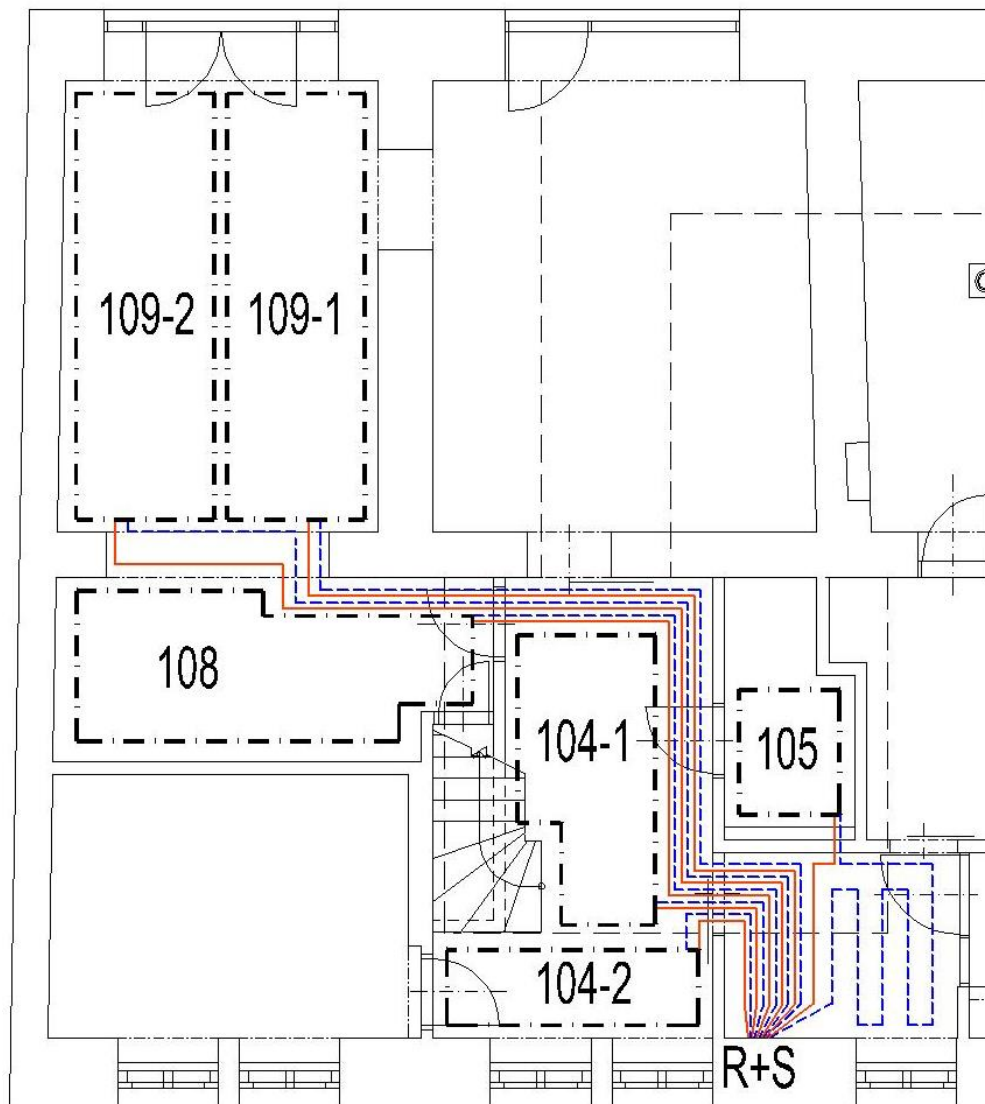
$$\dot{Q}_j = (0,15 \cdot 2,8 \cdot 84,4)_{102} + (0,15 \cdot 5,8 \cdot 72,9)_{104} + (67,14)_{108} \quad 2.47$$

$$\dot{Q}_j = 166,01 \text{ W} \quad 2.48$$

Celkový tepelný příkon \dot{Q}_{pc} smyčky 109-2 je tedy poté:

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{Q}_u + q' \cdot S_p + \dot{Q}_j \quad 2.49$$

$$\dot{Q}_{pc} = 333,34 + 5,40 \cdot 8,80 + 166,01 = 546,85 \text{ W} \quad 2.50$$



Obr. 2.8 přehledové schéma smyček PV

Ze známého příkonu \dot{Q}_{pc} , se vypočítá průtok smyčkou \dot{m} :

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{pc}}{(2 \cdot (t_1 - t_M)) \cdot c_p} \cdot 3600 \quad 2.51$$

$$\dot{m} = \frac{546,88}{(2 \cdot (36 - 32,49)) \cdot 4180} \cdot 3600 \quad 2.52$$

$$\dot{m} = 67,09 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad 2.53$$

Přibližná délka smyčky se stanoví dle vztahu 2.31, kdy rozteč l je 300 mm:

$$L_s = \frac{S_p}{l} \quad 2.54$$

$$L_s = \frac{8,80}{0,30} = 29,33 \text{ m} \quad 2.55$$

Odpor při průtoku potrubím Gabotherm PB 15 × 1,5 mm:

$$R_L = 0,0042 \cdot \dot{m}^2 + 0,8243 \cdot \dot{m} - 22,06 \quad 2.56$$

$$R_L = 0,0042 \cdot 67,04^2 + 0,8243 \cdot 67,04 - 22,06 \quad 2.57$$

$$R_L = 52,08 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1} \quad 2.58$$

Tlaková ztráta třením v potrubí byla stanovena pro celou délku potrubí:

$$\Delta p_{l,109-2} = R_L \cdot (L_p + L_s) \quad 2.59$$

$$\Delta p_{l,109-2} = 52,08 \cdot (28,2 + 29,33) = 2996,2 \text{ Pa} \quad 2.60$$

Hodnota součinitele místního odporu pro 14 řad⁷ otopného hada:

$$\xi_s = (n_r - 1) \cdot \xi_{90} \quad 2.61$$

$$\xi_s = (14 - 1) \cdot 0,45 = 5,85 \quad 2.62$$

Pro přípojku je započítán i 90° ohyb k rozdělovači, sběrači a pro přípojku platí:

$$\xi_s = 14 \cdot \xi_{90} = 6,3 \quad 2.63$$

Výsledná místní ztráta byla vypočtena z rovnice 2.36:

$$\Delta p_{m,109-2} = (\xi_s + \xi_j) \cdot \frac{8 \cdot \dot{m}^2}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot \rho \cdot 3600^2} \quad 2.64$$

$$\Delta p_{m,109-2} = (5,85 + 11,7) \cdot \frac{8 \cdot 67,04^2}{\pi^2 \cdot 0,012^4 \cdot 995,12 \cdot 3600^2} \quad 2.65$$

$$\Delta p_{m,109-2} = 165,51 \text{ Pa} \quad 2.66$$

kde rychlost proudění w byla určena z rovnice kontinuity. Z výsledku $\Delta p_{m,109-2}$ je patrný nízký podíl místní ztráty na celkové.

Součet uvedených složek tlakové ztráty Δp_{max} byl doplněn o ztrátu na plně otevřeném regulačním šroubení. Referenční tlaková ztráta dosahuje hodnoty:

$$\Delta p_r = \Delta p_{max} + 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}}{k_{vs} \cdot \rho} \right)^2 \quad 2.67$$

$$\Delta p_r = (2996,2 + 165,51) + 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 67,04}{1,2 \cdot 995,15} \right)^2 \quad 2.68$$

$$\Delta p_r = 3476,87 \text{ Pa} \quad 2.69$$

Ostatní smyčky tedy musí být na regulačním šroubení sběrače přiškrceny natolik, aby se dorovnaly hodnotě 3476,87 Pa. Pro přesné nastavení požadovaných průtoků se využije průtokoměru, který má každá smyčka na rozdělovači.

⁷ Počet řad odpovídá u spirály počtu rovných úseků otopného hadu.

2.5.7 Výsledky výpočtu podlahového vytápění

V tab. 2.13 se nachází shrnutí výpočtu hydraulického vyvážení. Výsledkem je hodnota přednastavení regulačního šroubení na sběrači PV. Po provedení montáže a napuštění systému se hodnota doladí na požadovanou hodnotu průtoku pomocí informačních průtokoměrů.

kde význam použitých veličin:

S_p	(m ²)	otopná plocha – vymezena krajními trubkami,
O_p	(m)	obvod otopné plochy vymezený krajní trubkou,
S_n	(m ²)	plocha zacloněná nábytkem na soklu,
\dot{Q}_j	(W)	tepelný výkon přípojky mezi rozdělovačem (sběračem) a otopným hadem,
\dot{Q}_{pc}	(W)	celkový tepelný příkon podlahové plochy,
\dot{Q}_u	(W)	užitečný tepelný výkon podlahové plochy,
Δt	(K)	teplotní spád,
\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok smyčkou,
ρ	(kg·m ⁻³)	hustota vody,
\dot{V}_l	(l·min ⁻¹)	objemový průtok smyčkou,
L_p	(m)	délka přípojky (součet přívodu a vratu),
L_p	(m)	délka otopného hada v místnosti,
L	(m)	celková délka smyčky,
ξ_s	(1)	součet součinitelů místního odporu otop. hada,
ξ_p	(1)	součet součinitelů místního odporu přípojky,
ξ	(1)	celkový součinitel místního odporu,
w	(m·s ⁻¹)	rychlost proudění v potrubí,
R_L	(Pa·m ⁻¹)	měrný tlakový odpor při proudění potrubím,
Δp_l	(Pa)	tlaková ztráta třením,
Δp_m	(Pa)	místní tlaková ztráta,
Δp_d	(Pa)	tlaková diference i -té smyčky vůči referenční,
Δp_c	(Pa)	celková tlaková ztráta smyčky,
$K_{v,R\dot{S}}$	(m ³ ·h ⁻¹)	průtokový součinitel na regulačním šroubení,
$N_{R\dot{S}}$	(1)	hodnota přednastavení na regulačním šroubení.

Tab. 2.13 hydraulické vyvážení rozdělovače podlahového vytápění

Ozn. smyčky		104-1	104-2	105	108	109-1	109-2
S_p	(m ²)	5,08	2,70	1,80	7,36	8,80	8,80
O_p	(m)	4,10	6,10	5,40	8,30	7,35	7,35
S_n	(m ²)	2,00	0,00	0,50	4,00	2,50	2,50
\dot{Q}_j	(W)	25,32	18,99	69,20	95,11	129,66	166,04
\dot{Q}_{pc}	(W)	309,70	279,84	172,31	346,91	510,50	546,88
\dot{Q}_u	(W)	251,37	243,31	91,86	212,08	333,34	333,34
Δt	(K)	5,71	5,71	6,10	7,03	7,03	7,03
\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	46,72	42,22	24,33	42,52	62,58	67,04
ρ	(kg·m ⁻³)	994,89	994,89	994,96	995,12	995,12	995,12
\dot{V}	(l·h ⁻¹)	0,78	0,71	0,41	0,71	1,05	1,12
L_p	(m)	4,00	3,00	15,00	16,60	23,20	28,20
L_s	(m)	33,87	18,00	12,00	24,53	29,33	29,33
L	(m)	37,87	21,00	27,00	41,13	52,53	57,53
ξ_s	(1)	9,00	4,50	6,30	4,50	5,85	5,85
ξ_p	(1)	3,02	6,53	6,05	3,92	4,50	6,30
ξ	(1)	12,02	11,03	12,35	28,42	10,35	12,15
w	(m·s ⁻¹)	0,12	0,10	0,06	0,10	0,15	0,17
R_L	(Pa·m ⁻¹)	25,62	20,23	0,48	20,59	45,97	52,07
Δp_l	Pa	970,32	424,80	13,07	846,82	2414,84	2995,87
Δp_m	Pa	79,55	59,60	22,16	155,76	122,84	165,49
Δp_d	Pa	2426,64	2992,11	3441,27	2473,93	938,82	0
Δp_c	Pa	3476,50	3476,50	3476,50	3476,50	3476,50	3476,50
$K_{v,R\dot{S}}$	(m ³ ·h ⁻¹)	0,30	0,25	0,13	0,27	0,65	1,20
$N_{R\dot{S}}$	(mm)	2,0	1,7	0,9	1,8	3,4	5,0

2.6 Návrh otopných těles

2.6.1 Koncepce řešení

Pro obytné místnosti budou použita otopná tělesa Korado Ventil Kompakt s integrovanou ventilovou vložkou. V rámci technické místnosti a obou koupelen se osadí trubkové otopné těleso Korado Koralux s termostatickým ventilem Heimeier V-exakt II v úhlovém provedení.

2.6.2 Výpočet teplotního spádu otopných těles

Návrh těles je limitovaný výškou parapetu a pro 1.NP i délkou okna. Pro tělesa v 1.NP nemůže být proveden bilanční návrh pro kompenzaci chladných padajících proudů od oken dle [22]. Tento způsob návrhu vyžaduje podmínku:

$$L_{OT} \geq L_{ok} \quad 2.70$$

kde:

L_{OT}	(m)	délka otopného tělesa,
L_{ok}	(m)	délka okna.

Tuto podmínku splňují pouze OT v 2.NP. Otopné těleso eliminuje chladný proud vzduchu od přilehlého okna. Pro návrh se nejprve stanoví teplota okna:

$$t_{ok} = t_i \cdot \left(1 - \frac{U_{ok}}{\alpha_{i,ok}}\right) + t_e \cdot \frac{U_{ok}}{\alpha_{i,ok}} \quad 2.71$$

kde:

t_{ok}	(°C)	teplota okna,
t_i	(°C)	výpočtová teplota vzduchu v místnosti,
U_{ok}	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	součinitel prostupu tepla okna (pro řešený objekt $U_{ok} = 1,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),
$\alpha_{i,ok}$	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně okna ($\alpha_{i,ok} = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$),
t_e	(°C)	teplota vnějšího prostředí.

Bude zaveden předpoklad, že délka těles odpovídá přibližně rozměru délky okna $L_{OT} = L_{ok} \cong 1 \text{ m}$. Pro návrh střední teploty otopného tělesa se použije následující podmínka:

$$t_{OT} \geq t_i \cdot \left(1 + \frac{H_{ok}}{H_{OT}}\right) - t_{OK} \cdot \frac{H_{ok}}{H_{OT}} \quad 2.72$$

kde:

t_{OT}	(°C)	střední teplota otopného tělesa,
H_{ok}	(m)	výška okna,
H_{OT}	(m)	výška otopného tělesa.

Ze střední teploty otopného tělesa t_{OT} se poté stanoví teplotní spád Δt .

Pro řešený objekt lze tento výpočet provést pro místnosti 203, 204 a 208, kde se nachází shodně dvě okna o stejných rozměrech a návrhové teplotě $t_i = 22 \text{ °C}$. Teplota okna je zde při návrhových podmínkách podle rovnice 2.71:

$$t_{ok} = 22 \cdot \left(1 - \frac{1,10}{8}\right) + (-15) \cdot \frac{1,10}{8} = 16,91 \text{ °C} \quad 2.73$$

Na základě vypočtené teploty okna se vypočítá minimální střední teplota otopného tělesa t_{OT} :

$$t_{OT} \geq 22 \cdot \left(1 + \frac{1,75}{0,30}\right) - 16,91 \cdot \frac{1,75}{0,30} = 51,69 \text{ °C} \rightarrow 57,5 \text{ °C} \quad 2.74$$

Zvolena byla vyšší střední teplota $t_{OT} = 57,5 \text{ °C}$ a teplotní diference $\Delta t = 15 \text{ K}$, spád je tedy 65/50 °C.

2.6.3 Návrh výkonu otopných těles

Pro návrh výkonu v řešeném objektu musí platit:

$$\sum \dot{Q}_{OT} \geq (\dot{Q}_{i,OT} + \Delta \dot{Q}_p) \quad 2.75$$

kde:

\dot{Q}_{OT}	(W)	výkon otopného tělesa,
$\dot{Q}_{i,OT}$	(W)	potřebný tepelný výkon otopných těles,
$\Delta \dot{Q}_p$	(W)	přebytek (nedostatek) tepelného výkonu podlahové plochy v místnosti oproti navrženému v tab. 2.9.

Výrobce otopných těles (Korado) uvádí hodnoty jmenovitých tepelných výkonů \dot{Q}_N pro různé teplotní spády a teploty vzduchu v místnosti t_i . Jako jmenovitý teplotní spád z katalogu [23] byl zvolen spád 70/55 °C a teplota vzduchu $t_i = 20 \text{ °C}$. Pro volbu tělesa se použije výpočet⁸:

$$\dot{Q}_N = \frac{\dot{Q}_{i,OT} + \Delta \dot{Q}_p}{f_{\Delta t} \cdot f_p} \quad 2.76$$

kde:

\dot{Q}_N	(W)	jmenovitý výkon otopného tělesa,
$f_{\Delta t}$	(1)	opravný součinitel na teplotní rozdíl,
f_p	(1)	opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru.

▪ Opravný součinitel na teplotní rozdíl $f_{\Delta t}$

Opravný součinitel na teplotní rozdíl $f_{\Delta t}$ se používá pro přepočítání výkonu na jiný teplotní rozdíl. Nadcházející výpočet závisí na teplotním podílovém součiniteli c :

$$c_{OT} = \frac{t_2 - t_i}{t_1 - t_i} \quad 2.77$$

⁸ Ve skutečnosti výpočet podle rovnice 2.76 ovlivňuje více opravných součinitelů. Pro OT použitá v řešeném objektu nemají na výkon žádný vliv.

kde:

c_{OT}	(1)	teplotní součinitel otopného tělesa,
t_2	(°C)	teplota vratné vody,
t_i	(°C)	výpočtová teplota vzduchu v místnosti,
t_1	(°C)	teplota topné vody.

Pro použitý teplotní spád a nejnižší hodnotu výpočtové teploty $t_i = 18$ °C je teplotní podílový součinitel roven:

$$c_{OT} = \frac{50 - 18}{65 - 18} = 0,68 \quad 2.78$$

Hodnota ve výpočtu otopných těles nebude vyšší než $c_{OT} = 0,68$, při vyšších teplotách vzduchu t_i má součinitel klesající tendenci. Pro hodnotu součinitele $c_{OT} < 0,70$ platí:

$$f_{\Delta t} = f_{\Delta t,ln} = \left(\frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{ln,N}} \right)^{n_{ex}} \quad 2.79$$

kde:

$f_{\Delta t,ln}$	(1)	logaritmický opravný součinitel na teplotní rozdíl,
Δt_{ln}	(K)	logaritmický teplotní rozdíl,
$\Delta t_{ln,N}$	(K)	logaritmický teplotní rozdíl pro jmenovité parametry (udáno výrobcem),
n_{ex}	(1)	teplotní exponent otopného tělesa.

Logaritmický teplotní rozdíl se vypočítá podle:

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_i}{t_2 - t_i}} \quad 2.80$$

Výpočet $\Delta t_{ln,N}$ byl proveden obdobně, jen pro jmenovité hodnoty udané výrobcem.

▪ Opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru f_p

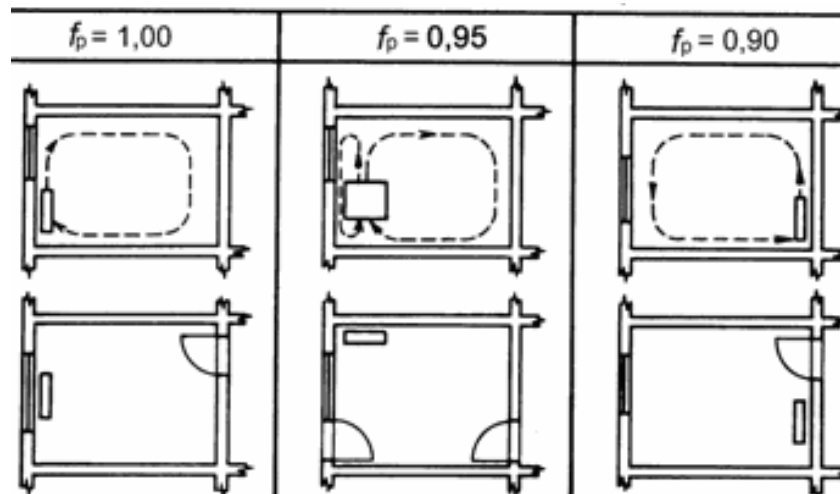
V rámci objektu je výška parapetu oken cca 500 mm, což limituje návrh výšky otopných těles. Výška mezi tělesem a parapetem, respektive podlahou má vliv na snížení výkonu tělesa. Dle [22] musí být horní hrana tělesa alespoň 150 mm pod parapetem, aby nebylo třeba zavádět opravný součinitel na umístění tělesa f_p . Mezi spodní hranou tělesa a podlahou je doporučeno alespoň 100 mm kvůli úklidu. Dle DIN 4703 části 3 je minimální výška tělesa nad podlahou 70 mm.

Pro otopná tělesa v 1.NP, kde je výška parapetu 530 mm, bude těleso osazeno dle požadavků na obr. 2.9. Tělesa se zde umísťují do okenní niky. Délka tělesa byla volena tak, aby byl na straně zachován prostor 150 mm pro termostatickou hlavici a odvzdušnění tělesa. Ve 2.NP je výška parapetu 500 mm, zde těleso o výšce 300 mm bude 120 mm pod parapetem, a proto bude při návrhu zohledněn opravný součinitel $f_p = 0,95$ (dle [22]) pro místnosti 203, 204 a 208.

Obr. 2.9 znázorňuje také způsob vedení připojovacího potrubí k tělesu, které bude uloženo v podlahové izolaci. Připojení k tělesu bude řešeno přes drážku ve zdi k rohovému šroubení (RŠ), aby trubky nenarušily roznášecí anhydritovou vrstvu podlahy. Dále se posuzuje, v jaké poloze se těleso nachází vůči oknu. Hodnoty opravných součinitelů znázorňuje obr. 2.10.



Obr. 2.9 detail připojení deskového tělesa v 1.NP



Obr. 2.10 opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru [24]

2.6.5 Vzorový výpočet výkonu otopného tělesa

Vzorový výpočet bude proveden pro místnost ložnice 203. Musí být splněna podmínka podle rovnice 2.75:

$$\sum \dot{Q}_{OT} \geq (\dot{Q}_{i,OT} + \Delta\dot{Q}_p) \quad 2.81$$

$$\sum \dot{Q}_{OT} \geq (938,71 + 0) \quad 2.82$$

V místnosti se nachází dvě okna, proto budou navržena dvě otopná tělesa o šířce $H_{OT} = 300$ mm. Nejprve se stanoví opravný součinitel na teplotní rozdíl $f_{\Delta t,ln}$:

$$f_{\Delta t,ln} = \left(\frac{\Delta t_{ln}}{\Delta t_{ln,N}} \right)^{n_{ex}} \quad 2.83$$

kde:

$$\Delta t_{ln} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_i}{t_2 - t_i}} \quad 2.84$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{65 - 50}{\ln \frac{65 - 22}{50 - 22}} = 34,97 \text{ K} \quad 2.85$$

Jmenovitý logaritmický teplotní rozdíl pro teplotní spád 70/55 °C a teplotu vzduchu $t_i = 20$ °C:

$$\Delta t_{ln,N} = 42,06 \text{ K} \quad 2.86$$

Pro jednotlivé typy těles se podle počtu desek a konvektivních plechů nebo šířky stanoví teplotní koeficienty otopného tělesa n_{ex} . U deskových OT se pohybují v rozsahu cca 1,26 až 1,33 a u trubkových 1,20 až 1,30 [22]. Nepatrný rozdíl mezi horní a dolní mezí může ve výsledku znamenat nevýznamný výkonový rozdíl, proto je zvolena přibližná střední hodnota $n_{ex} = 1,30$ pro desková tělesa a $n_{ex} = 1,25$ pro trubková. Výsledný koeficient $f_{\Delta t,ln}$ nabývá hodnoty:

$$f_{\Delta t,ln} = \left(\frac{34,97}{42,06} \right)^{1,3} = 0,79 \quad 2.87$$

Opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru f_p redukuje výkon vlivem nižší výšky mezi horní hranou tělesa a parapetem dle [22]:

$$f_p = 0,95 \quad 2.88$$

Požadovaný výkon tělesa \dot{Q}_N je tedy dle rovnice 2.76:

$$\dot{Q}_N = \frac{\dot{Q}_{i,OT} + \Delta\dot{Q}_p}{f_{\Delta t,ln} \cdot f_p} \quad 2.89$$

$$\dot{Q}_N = \frac{938,71}{0,79 \cdot 0,95} = 1250,78 \text{ W} \quad 2.90$$

Z katalogu byl vybrán typ deskového tělesa Ventil Kompakt 21 (dvě topné desky a jeden konvektivní plech) o výšce $H_{OT} = 300$ mm. V místnosti se nachází dvě okna, byla zvolena tato tělesa z katalogu [23]:

- VK – 030100-60 o délce $L_{OT1} = 1000$ mm a výkonu $\dot{Q}_{N,sk1} = 601$ W,
- VK – 030110-60 o délce $L_{OT2} = 1100$ mm a výkonu $\dot{Q}_{N,sk2} = 661$ W.

Jmenovitý výkon navrženého otopného tělesa $\dot{Q}_{N,sk}$ se dle upravené rovnice 2.76 přepočte na skutečný výkon otopného tělesa \dot{Q}_{OT} :

$$\dot{Q}_{OT} = \dot{Q}_{N,sk} \cdot f_{\Delta t,ln} \cdot f_p \quad 2.91$$

Skutečné výkony navržených otopných těles jsou poté:

$$\dot{Q}_{OT1} = 601 \cdot 0,79 \cdot 0,95 = 451,05 \text{ W} \quad 2.92$$

$$\dot{Q}_{OT2} = 661 \cdot 0,79 \cdot 0,95 = 496,08 \text{ W} \quad 2.93$$

Pro součet vypočítaných výkonů platí:

$$\sum \dot{Q}_{OT} \geq (\dot{Q}_{i,OT} + \Delta\dot{Q}_p) \quad 2.94$$

$$(451,05 + 496,08) \geq (938,71 + 0) \quad 2.95$$

$$947,13 \text{ W} \geq 938,71 \text{ W} \quad 2.96$$

Návrhový výkon otopných těles pokrývá tepelnou ztrátu, zvolená OT vyhovují.

2.6.6 Navržená otopná tělesa

V tab. 2.14 je uveden přehled navržených otopných těles pro řešený objekt. Význam použitých veličin:

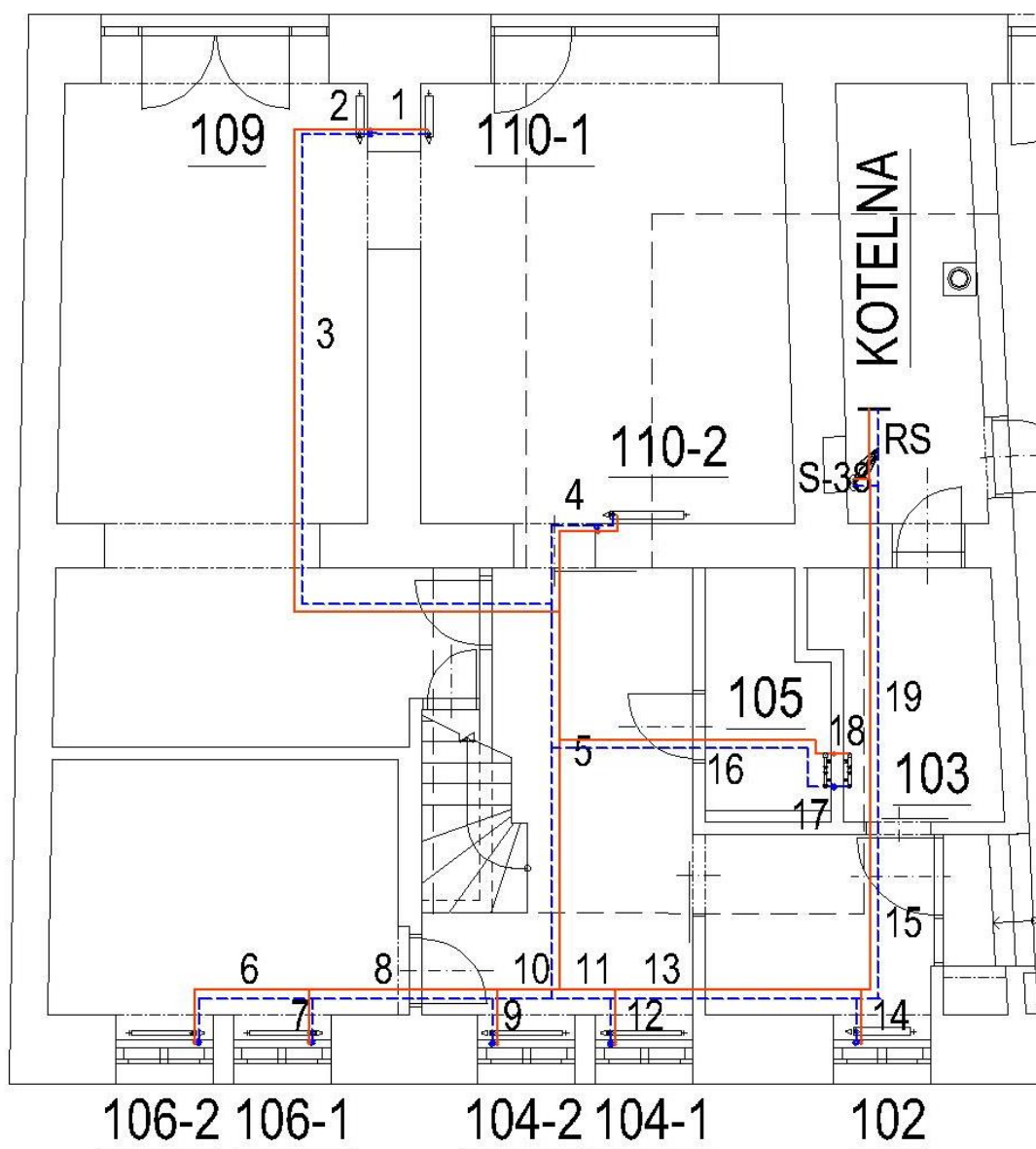
H_{OT}	(m)	výška otopného tělesa,
L_{OT}	(m)	délka otopného tělesa,
$f_{\Delta t,ln}$	(1)	opravný součinitel na teplotní rozdíl,
f_p	(1)	opravný součinitel na umístění v prostoru,
$\dot{Q}_{N,sk}$	(W)	jmenovitý tepelný výkon navrženého tělesa pro teplotní spád 70/55 °C a teplotu vzduchu 20 °C,
\dot{Q}_{OT}	(W)	skutečný výkon navrženého tělesa,
VK		deskové těleso ventil kompakt s pravým připojením,
VKL		deskové těleso ventil kompakt s levým připojením,
KLC		trubkové těleso typu classic,
KLMM		trubkové těleso typu max se středním připojením,

Tab. 2.14 přehled navržených otopných těles

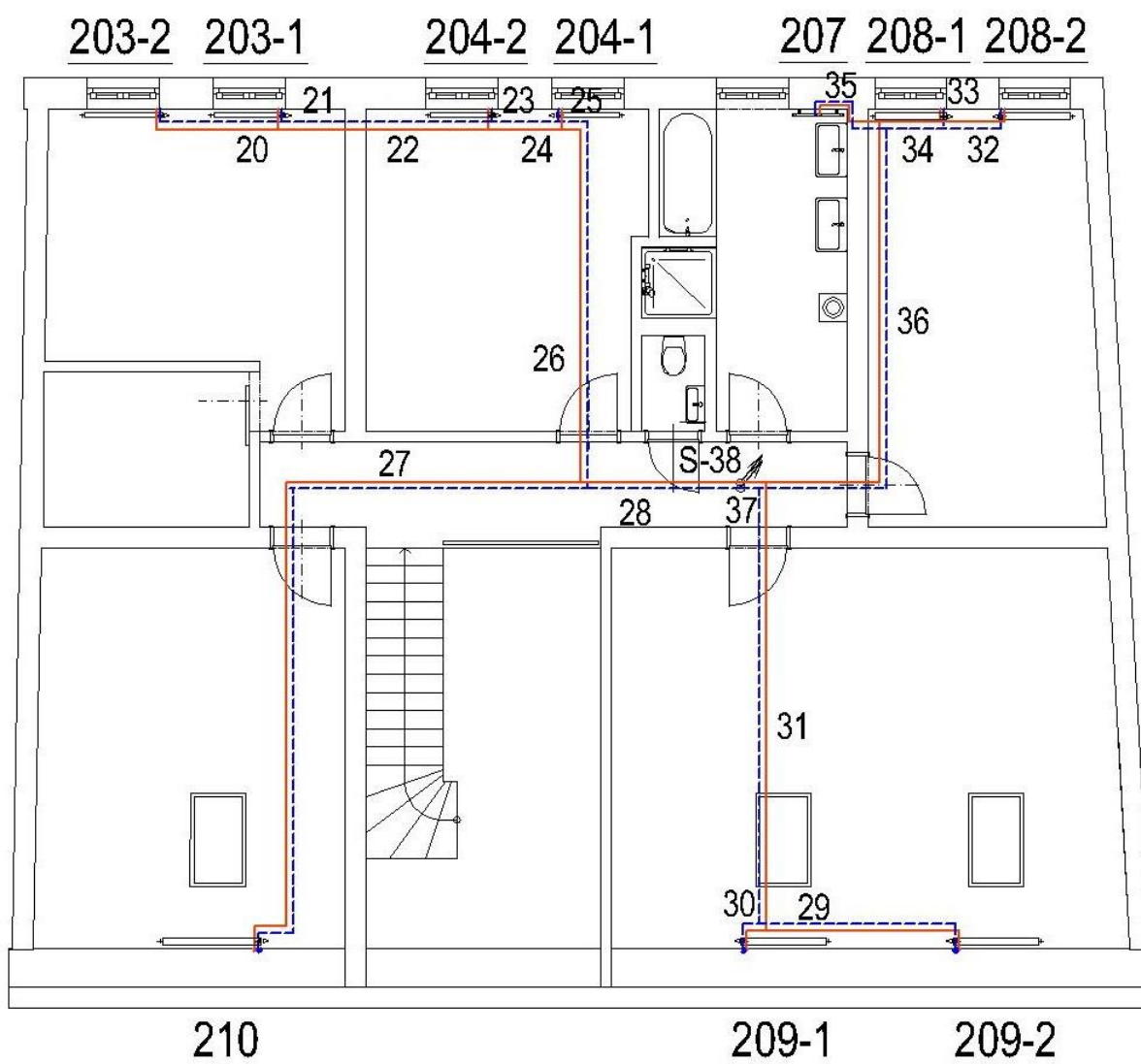
Ozn. OT	Typ OT	H_{OT}	L_{OT}	$f_{\Delta t}$	f_p	$\dot{Q}_{N,sk}$	\dot{Q}_{OT}
		(mm)	(mm)	(1)	(1)	(W)	(W)
102	VK 22	300	700	0,91	1,00	545	494,44
103	KLC	900	450	0,91	1,00	272	246,77
104-1	VK 11	300	900	0,85	1,00	399	337,74
104-2	VK 11	300	900	0,85	1,00	399	337,74
105	KLC	700	450	0,73	1,00	209	152,09
106-1	VKL 21	300	800	0,85	1,00	481	407,16
106-2	VKL 21	300	800	0,85	1,00	481	407,16
109	VK 22	600	500	0,82	0,95	676	524,31
110-1	VK 22	600	500	0,79	0,95	676	505,17
110-2	VK 22	600	900	0,79	0,90	1216	860,88
203-1	VK 21	300	1000	0,79	0,95	601	449,12
203-2	VK 21	300	1100	0,79	0,95	661	493,96
204-1	VK 11	300	900	0,79	0,95	399	298,17
204-2	VKL 11	300	900	0,79	0,95	399	298,17
207 ⁹	KLMM	1820	750	0,64	1,00	1190	765,53
208-1	VK 22	300	1000	0,79	0,95	778	581,39
208-2	VK 22	300	1000	0,79	0,95	778	581,39
209-1	VK 22	300	1200	0,85	1,00	934	790,61
209-2	VKL 22	300	1200	0,85	1,00	934	790,61
210	VKL 22	300	1400	0,85	1,00	1090	922,66

Na následujících stranách jsou uvedena přehledová schémata vytápění otopnými tělesy pro 1.NP (obr. 2.11) a pro 2.NP (obr. 2.12). Jednotlivá OT jsou popsána velkým písmem s podtržením a úseky potrubí mají číselné označení menšího písma bez podtržení.

⁹ Výstup vody z trubkového tělesa v koupelně (207) bude napojen přes omezovač vstupní teploty RTL na smyčku podlahového vytápění pro teplotu podlahy. Kvůli omezení v podobě vstupní teploty do podlahy 45 °C, je tohle těleso navrženo na teplotní spád 65/45 °C.



Obr. 2.11 přehledové schéma vytápění otopnými tělesy v 1.NP



Obr. 2.12 přehledové schéma vytápění otopnými tělesy v 2.NP

2.6.7 Hydraulický výpočet soustavy s otopnými tělesy

Pro výpočet byly určeny následující předpoklady:

- Dvoutrubková protiproudá soustava s potrubím z mědi (drsnost potrubí $k = 0,02$ mm),
- stejná dimenze a délka přívodního a zpětného potrubí úseku,
- potrubí je vedeno nad vrstvou betonu v podlahové izolaci EPS 100 (kromě kotelny),
- pro individuální regulaci těles jsou využity termostatické ventily s hlavicemi,
- připojení otopných těles přes rohové šroubení dle obr. 2.9,
- maximální rychlost proudění v potrubí $w = 0,5$ m·s⁻¹ s výjimkou úseku v kotelně.

Výpočet průtoku tělesem vychází z 1. termodynamického zákona:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{OT}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 3600 \quad 2.97$$

kde:

\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok otopným tělesem,
\dot{Q}_{OT}	(W)	skutečný výkon navrženého tělesa,
c	(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	měrná tepelná kapacita topné vody $c = 4180$ J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹ ,
t_1	(°C)	teplota topné vody $t_1 = 65$ °C,
t_2	(°C)	teplota vratné vody $t_2 = 50$ °C, pro těleso 207 $t_2 = 45$ °C.

Dimenze vnitřního průměru potrubí D_i se navrhne iteračně dle následující podmínky, přičemž jsou do výpočtu dosazovány unifikované rozměry vnitřního průměru pro měděné potrubí:

$$w_i = \frac{4 \cdot \dot{m}}{3600 \cdot \rho_m \cdot \pi \cdot D_i^2} \leq 0,5 \quad 2.98$$

kde:

w_i	(m·s ⁻¹)	rychlost proudění v i -tém úseku,
\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok otopným tělesem,
ρ_m	(kg·m ⁻³)	střední hustota vody pro $t_{OT} = 57,5$ °C,
D_i	(m)	vnitřní průměr měděného potrubí i -tého úseku.

Pro vyvážení otopné soustavy musí platit stejné tlakové poměry pro všechna tělesa:

$$\Delta p_r = \Delta p_{OT,j} \quad 2.99$$

kde:

Δp_r	(Pa)	celková tlaková ztráta referenční větve s nejvyšším odporem,
$\Delta p_{OT,j}$	(Pa)	celková tlaková ztráta větve j -tého tělesa.

Celková tlaková ztráta větve tělesa $\Delta p_{OT,i}$ se skládá z dílčích složek:

$$\Delta p_{OT,j} = \sum_i \Delta p_{l,i} + \sum_i \Delta p_{m,i} + \Delta p_{TP} + \Delta p_{R\dot{S}} + \Delta p_{TV} \quad 2.100$$

kde:

$\Delta p_{l,i}$	(Pa)	tlaková ztráta třením i -tého potrubního úseku,
$\Delta p_{m,i}$	(Pa)	místní tlaková ztráta i -tého potrubního úseku,
Δp_{TP}	(Pa)	tlaková ztráta otopného hadu na vratu z tělesa,
$\Delta p_{R\dot{S}}$	(Pa)	tlaková ztráta regulačního šroubení na vratu z OT,
Δp_{TV}	(Pa)	tlaková ztráta termostatického ventilu.

Pro každý úsek (popsáno na obr. 2.11 a obr. 2.12) se vypočítá tlaková ztráta třením $\Delta p_{l,i}$ a místními odpory $\Delta p_{m,i}$:

$$\Delta p_{l,i} = \lambda_i \cdot \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{w_i^2}{2} \cdot \rho_m \quad 2.101$$

$$\Delta p_{m,i} = \sum \xi_i \cdot \frac{w_i^2}{2} \cdot \rho_m \quad 2.102$$

kde:

λ_i	(1)	součinitel tření v i -tém potrubním úseku,
L_i	(m)	součet délky přívodního a zpětného potrubí i -tého úseku,
$\sum \xi_i$	(1)	součet součinitelů místního odporu v úseku.

Pro výpočet součinitele tření byl použit vztah dle Churchilla [25]:

$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{\left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(A+B)^3}}} \quad 2.103$$

kde jednotlivé koeficienty se vypočítají podle:

$$A = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{D_i}} \right) \right]^{16} \quad 2.104$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad 2.105$$

kde:

Re	(1)	Reynoldsovo číslo,
k	(m)	drsnot potrubí (pro měď $k = 0,02$ mm),
D_i	(m)	vnitřní průměr potrubí.

Reynoldsovo číslo Re se vyjádří rovnicí:

$$Re = \frac{w_i \cdot D_i}{\nu} \quad 2.106$$

kde:

w (1) rychlost proudění v potrubí,
 D_i (m) vnitřní průměr potrubí,
 ν (m²·s⁻¹) kinematická viskozita vody.

Pro výpočet kinematické viskozity bylo podle [26] využito vztahu:

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{0,000221 \cdot t_{ot}^2 + 0,0337 \cdot t_{ot} + 1} \quad 2.107$$

kde:

t_{ot} (°C) střední teplota otopné vody 57,5 °C.

Suma součinitelů místního odporu $\sum \xi_i$ je ekvivalentní počtu kolen a typu napojení na další úsek (typ T-kusu). Obchozy¹⁰ potrubí nejsou při výpočtu uvažovány. Byly použity následující hodnoty ξ dle [20], viz tab. 2.15:

Tab. 2.15 hodnoty součinitele místního odporu ξ

Druh odporu	DN	ξ
Koleno	10-15	2
	20-25	1,5
	32-40	1
Napojení na rozdělovač, sběrač nebo nádobu		1,5

Hodnoty součinitelů ξ pro T-kusy byly určovány na základě poměru hmotnostních průtoků a poměru vnitřního průměru přímého průchodu ku průměru odbočky. Hodnoty ξ byly dimenzovány dle výpočtových tabulek uvedených v [27].

Tlaková ztráta otopného hadu na vratu z tělesa Δp_{TP} se týká pouze trubkového tělesa 207. Výpočet temperované podlahové plochy je názorně popsán v kapitole 2.7. Nyní bude hodnota Δp_{TP} považována za známou:

$$\Delta p_{tp} = 1128,00 \text{ Pa} \quad 2.108$$

Teplota vody ochlazená v otopném hadu bude dosahovat přibližně 40 °C a po smíšení s vratnou vodou z ostatních otopných těles to může znamenat mírné zvýšení hustoty vody. Hustota ρ ovlivňuje většinu hydraulických výpočtu, avšak změna v uvedeném případě bude zanedbatelná. Proto byla pro výpočet zvolena

¹⁰ Jejich montáž je však pro křížící se potrubí v podlaze nezbytná, a to kvůli zamezení namáhání potrubí.

konstantní střední teplota otopné vody t_m 57,5 °C. To stejné platí pro kinematickou viskozitu ν .

Tlaková ztráta přípojovacího radiátorového šroubení $\Delta p_{R\delta}$ závisí na typu tělesa a použitém šroubení. Použitá šroubení, respektive termostatické ventily jsou dle typu tělesa uvedeny v tab. 2.16.

Tab. 2.16 přípojovací armatury otopných těles (výrobce IMI Heimeier)

Typ OT	šroubení – přívod	šroubení – vrat
Desková OT	Regutec DN 15	Regulux DN 15
Trubková OT	V-exakt II DN15	Regulux DN 15

Desková OT Ventil kompakt mají integrovaný termostatický ventil, proto je na přívod osazeno uzavírací šroubení Regutec DN 15 v rohovém provedení. Plně otevřené uzavírací šroubení nemá značný odpor při průtoku, a proto tlaková ztráta tohoto prvku bude při výpočtu zanedbána. Pro regulaci tlakového spádu bude sloužit regulační šroubení na výtoku z tělesa typu Regulux DN 15 v rohovém provedení pro oba typy těles.

Termostatický ventil je armatura, která slouží ke kvantitativní regulaci průtoku otopným tělesem. Důležitým parametrem ventilu je pásmo proporcionality. To charakterizuje rozsah regulované veličiny t_i (teplota v místnosti), při které dojde k maximální změně akční veličiny, kterou se rozumí zdvih kuželky ventilu [20]. Pro řešený objekt byly navrženy termostatické ventily s pásmem proporcionality 2 K. To znamená, že například v místnosti s navrženou teplotou $t_i = 20$ °C dojde ke zvýšení teploty v místnosti o 2 K a ventil s termostatickou hlavicí (ta je pro funkci nezbytná) zareaguje uzavřením přívodu vody do otopného tělesa.

Termostatické ventily se dají přednastavit na určitou hodnotu tlakové difference, která nezávisí na samočinném pohybu kuželky. Nízká hodnota přednastavení snižuje pásmo proporcionality – průtok je seškracen před kuželkou natolik, že s vyšším zdvihem průtok vzroste jen nepatrně [28]. Proto bude návrh proveden tak, aby hodnota přednastavení nebyla příliš nízká (optimálně 3 a více) a tlakový spád pro vyvážení bude seškracen co nejvíce na regulačním šroubení Regulux DN 15 až za otopným tělesem. Předřazené uzavírací šroubení nebude pro regulaci využito.

V otopném tělese se vyskytují velmi nízké rychlosti proudění a není v nich kladen vysoký odpor při proudění. Tlaková ztráta otopného tělesa je vůči termostatickému ventilu nízká, a proto bude zanedbána.

Pro snadnější vyvážení otopné soustavy pomocí softwaru excel, byly nejprve stanoveny hydraulické charakteristiky termostatických ventilů a šroubení podle postupu uvedeného pro regulační šroubení sběrače podlahového vytápění v kapitole 2.5.5. Hodnoty průtokového součinitele K_v , v závislosti na přednastavení pro pásmo proporcionality 2 K, byly převzaty z technických listů výrobců IMI Hydronic (dostupné na [29]) a Korado [23] a proloženy křivkou ve tvaru polynomu:

$$K_{v,R\dot{S}} = -0,0155 N_{R\dot{S}}^3 + 0,1068 N_{R\dot{S}}^2 + 0,1252 N_{R\dot{S}} + 0,0929 \quad 2.109$$

$$N_{VK} = -10,376 K_{v,VK}^3 + 12,797 K_{v,VK}^2 - 6,7107 K_{v,VK} + 0,0271 \quad 2.110$$

$$N_{VE} = 32,512 K_{v,VE}^3 - 40,85 K_{v,VE}^2 - 24,734 K_{v,VE} + 0,0187 \quad 2.111$$

kde:

$K_{v,R\dot{S}}$	$(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	průtokový součinitel regulačního šroubení Regulux,
$N_{R\dot{S}}$	(1)	hodnota přednastavení regulačního šroubení Regulux,
$K_{v,VK}$	$(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	průtokový součinitel termostatického ventilu tělesa Ventil Kompakt,
N_{VK}	(1)	hodnota přednastavení termostatického ventilu tělesa Ventil Kompakt,
$K_{v,VE}$	$(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	průtokový součinitel přednastavení ventilu V-exact II,
N_{VE}	(1)	hodnota přednastavení ventilu V-exact II.

Při vyvažování otopné soustavy byla nejprve nastavena hodnota plně otevřeného regulačního šroubení pro všechna tělesa. Do rovnice 2.110 nebo 2.111 byla dosazena hodnota průtokového součinitele K_v , který odpovídá návrhovému průtoku tělesem \dot{m} a tlakové diferenci vůči větvi referenčního tělesa. Výstupem výpočtu je hodnota přednastavení termostatického ventilu N_{VK} , respektive N_{VE} , kterou lze poměrně přesně nastavit speciálním klíčem. V případě, že je číslo přednastavení příliš nízké, tak byl ve výpočtu ručně snížena hodnota přednastavení regulačního šroubení $N_{R\dot{S}}$ (hodnota 0 až 4)¹¹. To má za následek zvýšení přednastavení termostatického ventilu a zachování vyššího pásma proporcionality.

2.6.8 Hydraulický výpočet referenčního tělesa

Pro výpočet bylo zvoleno otopné těleso, které bylo při vyvažování stanoveno jako referenční (těleso 109). Hmotnostní průtok tělesem 109:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{OT}}{4180 \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 3600 \quad 2.112$$

$$\dot{m} = \frac{524,31}{4180 \cdot (65 - 50)} \cdot 3600 = 30,10 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad 2.113$$

Pro připojení tělesa bylo zvoleno měděné potrubí $15 \times 1 \text{ mm}$ ($D_i = 13 \text{ mm}$). I když by rychlostní podmínka dle rovnice 2.98 vyhovovala menšímu průřezu potrubí, tak byla zvolena nejmenší dimenze $15 \times 1 \text{ mm}$, kvůli nejnižší ceně. Rychlost proudění poté w_{109} :

$$w_{109} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{3600 \cdot \rho_m \cdot \pi \cdot D_{109}^2} \leq 0,5 \quad 2.114$$

¹¹ Při nastavení 0 otáček na regulačním šroubení je armatura stále průtočná. Šroubení je však možné i plně uzavřít pomocí imbusového klíče.

$$w_i = \frac{4 \cdot 30,10}{3600 \cdot 984,47 \cdot \pi \cdot 0,013^2} = 0,06 \leq 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad 2.115$$

Reynoldsovo číslo určí charakter proudění v potrubí:

$$Re = \frac{w \cdot D_i}{\nu} \quad 2.116$$

$$Re = \frac{0,06 \cdot 0,013}{4,88 \cdot 10^{-7}} = 1598,36 \quad 2.117$$

Jedná se laminární proudění, kdy nedochází ke křížení proudnic. Výpočet dle Churchilla je jednotný pro laminární i turbulentní proudění, výsledná hodnota součinitele tření λ se určí podle 2.103.

Tlaková ztráta třením pro větev tělesa 109 se stanoví jako součet dílčích tlakových ztrát jednotlivých úseků $\Delta p_{l,i}$:

$$\sum_i \Delta p_{l,i} = \Delta p_{l,2} + \Delta p_{l,3} + \Delta p_{l,5a} + \Delta p_{l,5b} + \Delta p_{l,11} + \Delta p_{l,13} + \Delta p_{l,15} + \Delta p_{l,RS} \quad 2.118$$

$$\sum_i \Delta p_{l,i} = 2,33 + 536,86 + 258,26 + 679,67 + 297,31 + 1623,13 + 2256,87 + 1471,26 = 7125,69 \text{ Pa} \quad 2.119$$

Pro stanovení součtu součinitelů místního odporu $\sum \xi_i$ v úseku byl stanoven počet kolen příslušné dimenze a přiřazena hodnota součinitele dle tab. 2.15 Pro pravouhlý T-kus typu protiproudé odbočky rozdělující průtok do úseků 1 a 2 byla stanovena poměrová čísla hmotnostních průtoků a průměrů potrubí (číselný spodní index značí číslo úseku):

$$\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_s} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} \quad 2.120$$

$$\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_s} = \frac{30,10}{30,10 + 29} = 0,51$$

$$\frac{D_0}{D_s} = \frac{D_2}{D_3} = \frac{13}{13} = 1$$

Na základě těchto vypočítaných hodnot byl zvolen součinitel ξ z návrhových tabulek uvedených v [27] pro T-kus¹² na přívodním i vratném potrubí:

- Rozdělovací odbočka přívodního T-kusu pro úsek č. 2 $\xi_{2p} = 4,3$
- spojovací odbočka vratného T-kusu pro úsek č. 2 $\xi_{2v} = 4,9$

¹² Součinitel ξ je pro T-kus přičten vždy na začátku daného úseku (bráno z pohledu přívodu topné vody) pro přívod i vrat. Při necelých hodnotách poměrových čísel byl součinitel dopočten interpolací.

V rámci úseku č.2 nebudou žádná kolena, pro tento úsek tedy platí:

$$\sum \xi_2 = 0 + 4,3 + 4,9 = 9,2 \quad 2.121$$

Stejným způsobem byl součinitel místního odporu stanoven pro každý úsek. Celková místní ztráta větve tělesa 109 je poté:

$$\sum_i \Delta p_{m,i} = \Delta p_{m,2} + \Delta p_{m,3} + \Delta p_{m,5a} + \Delta p_{m,5b} + \Delta p_{m,11} + \Delta p_{m,13} + \Delta p_{m,15} + \Delta p_{m,RS} \quad 2.122$$

$$\sum_i \Delta p_{m,i} = 18,55 + 104,14 + 15,72 + 122,97 + 34,74 + 73,31 + 1237,28 + 595,2 = 2201,91 \text{ Pa} \quad 2.123$$

Místní tlaková ztráta úseku k rozdělovači, sběrači $\Delta p_{m,RS}$ nezahrnuje osazené armatury. Pro výpočet hydraulického vyvážení soustavy to nemá žádný vliv (přírůstek stejné tlakové ztráty pro všechny větve). Tlaková diference armatur rozdělovací stanice bude započtena až pro výpočet čerpadla okruhu.

Pro referenční otopné těleso zůstává regulační šroubení a termostatický ventil plně otevřen. Tlaková ztráta regulačního šroubení $\Delta p_{RŠ}$ je poté pro plně otevřenou armaturu s průtokovým součinitelem $K_{vs} = 1,31 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$:

$$\Delta p_{RŠ} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot K_{vs}} \right)^2 \quad 2.124$$

$$\Delta p_{RŠ} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 30,10}{984,47 \cdot 1,31} \right)^2 = 54,47 \text{ Pa} \quad 2.125$$

Tlaková ztráta na termostatickém ventilu otopného tělesa VK Δp_{TV} při výpočtovém průtoku, kde pro pásmo proporcionality 2 K je $K_{vs} = 0,75 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$:

$$\Delta p_{TV} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot K_{vs}} \right)^2 \quad 2.126$$

$$\Delta p_{TV} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 30,10}{994,47 \cdot 0,75} \right)^2 \quad 2.127$$

$$\Delta p_{TV} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 30,10}{994,47 \cdot 0,75} \right)^2 = 166,86 \text{ Pa} \quad 2.128$$

Ztráta referenční větve je poté:

$$\Delta p_r = \Delta p_{OT,109} = \sum_i \Delta p_{l,i} + \sum_i \Delta p_{m,i} + \Delta p_{TP} + \Delta p_{RŠ} + \Delta p_{TV} \quad 2.129$$

$$\Delta p_r = 7125,69 + 2201,91 + 0 + 54,45 + 166,24 \quad 2.130$$

$$\Delta p_r = 9548,29 \text{ Pa}$$

2.6.9 Hydraulické vyvážení soustavy s otopnými tělesy

V tab. 2.17 jsou uvedeny výsledky hydraulického výpočtu soustavy s otopnými tělesy. Uvedení (T) ve sloupci *číslo tělesa* značí, že se jedná o trubkové těleso s ventilem V-exact II v úhlovém provedení.

Tab. 2.17 hydraulické vyvážení soustavy s otopnými tělesy

Číslo tělesa	\dot{m} (kg·h ⁻¹)	$\Delta p_l + \Delta p_m$ (Pa)	$N_{R\dot{s}}$ (1)	$\Delta p_{R\dot{s}}$ (Pa)	$K_{v,TV}$ (1)	Δp_{TV} (Pa)	N_{TV} (1)	Δp_{OT} (Pa)
102	28,39	5684,54	0,4	3298,07	0,38	565,67	4,0	9548,28
103 (T)	22,90	8472,74	0,8	842,21	0,48	233,32	6,1	9548,28
104-1	19,39	7325,03	0,3	1989,47	0,41	233,78	4,3	9548,28
104-2	19,39	7818,22	0,4	1533,31	0,44	196,75	4,7	9548,28
105 (T)	8,73	8476,96	0,0	911,64	0,22	159,67	3,8	9548,28
106-1	23,38	7898,53	0,6	1366,72	0,45	283,03	4,7	9548,28
106-2	23,38	7917,51	0,6	1366,72	0,46	264,05	4,9	9548,28
109	30,10	9327,60	4,0	54,45	0,75	166,23	8,0	9548,28
110-1	29,00	9332,76	3,6	61,20	0,75	154,32	8,0	9548,28
110-2	49,43	8865,05	3,1	230,57	0,75	452,66	8,0	9548,28
203-1	28,36	5455,24	0,4	3279,72	0,32	813,32	3,2	9548,28
203-2	25,79	5422,73	0,3	3517,94	0,34	607,61	3,4	9548,28
204-1	17,12	5270,93	0,0	3503,95	0,20	773,40	1,7	9548,28
204-2	17,12	5185,27	0,0	3503,95	0,19	859,06	1,6	9548,28
207 (T)	32,97	5857,73	3,0	3222,78	0,49	467,77	6,1	9548,28
208-1	33,38	5421,98	0,5	3538,28	0,44	588,02	4,7	9548,28
208-2	33,38	5397,47	0,5	3538,28	0,43	612,53	4,6	9548,28
209-1	45,39	5045,93	0,8	3309,14	0,42	1193,21	4,4	9548,28
209-2	45,39	5111,15	0,8	3309,14	0,43	1128,00	4,6	9548,28
210	52,98	5114,66	1,0	3024,87	0,45	1408,74	4,8	9548,28

kde:

\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok otopným tělesem,
Δp_l	(Pa)	tlaková ztráta třením větve tělesa,
Δp_m	(Pa)	místní tlaková ztráta větve tělesa, pro těleso 207 byla přičtena také tlaková ztráta otopného hadu na vratu,
$N_{R\dot{s}}$	(1)	hodnota přednastavení regulačního šroubení Regulux,
$\Delta p_{R\dot{s}}$	(Pa)	tlaková ztráta regulačního šroubení,
$K_{v,TV}$	(m ³ ·h ⁻¹)	vypočítaný průtokový součinitel termost. ventilu,
Δp_{TV}	(Pa)	tlaková ztráta přednastavení termostatického ventilu,
N_{TV}	(1)	hodnota přednastavení termostatického ventilu,
Δp_{OT}	(Pa)	celková tlaková ztráta větve otopného tělesa.

Výsledkem výpočtu je hodnota přednastavení všech termostatických ventilů a regulačních šroubení. Při montáži otopných těles a potrubních rozvodů topenářská firma přednastaví patřičné hodnoty stanovené projektem. Při realizaci může dojít k určitým změnám v potrubní trase či poloze těles, a tak je při topné zkoušce třeba ověřit správnost vyvážení. V případě potřeby se hodnoty přednastavení upraví.

2.7 Temperované podlahové plochy

V rámci koupelny v 2.NP bude navržena podlahová plocha, napojená na vrat z trubkového otopného tělesa. Bude sloužit především pro zvýšení komfortu podlahy situované nad kotelnou.

2.7.1 Výpočet temperované podlahové plochy

Tepelný výkon podlahové plochy nebude započten do tepelného výkonu místnosti. Průtok otopným tělesem:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{OT,207}}{4180 \cdot (t_1 - t_2)} \cdot 3600 \quad 2.131$$

$$\dot{m} = \frac{763,53}{4180 \cdot (65 - 45)} \cdot 3600 = 32,97 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad 2.132$$

kde:

\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok otopným tělesem 207,
$\dot{Q}_{OT,207}$	(W)	tepelný výkon trubkového otopného tělesa 207,
t_1	(°C)	teplota topné vody 65 °C,
t_2	(°C)	teplota vratné vody 45 °C.

Teplota vratné vody 45 °C byla navržena pouze pro těleso 207, kvůli teplotě vody, vstupující do podlahy. Tato teplota nesmí být vyšší než 45 °C, kvůli vlastnostem roznášecí anhydritové vrstvy [16]. Aby tato teplota nebyla překročena, bude místo regulačního šroubení na vrat osazen RTL ventil [30]. Při překročení navržené teploty 45 °C o pásmo proporcionality termostatická hlavice ventil uzavře. Pro výpočet bylo využito následujících okrajových podmínek:

- RTL ventil v provedení s přesným nastavením (ventil V-exact II), instalace v podomítkové skříni,
- pásmo proporcionality 2 K,
- odhadovaná hodnota ochlazení vody v podlaze přibližně $\Delta t = 7,5 \text{ K}$,
- střední teplota v otop. hadu $t_m = 41,25 \text{ °C}$ ($\rho = 991,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$),
- otopný had rozvinut ve tvaru meandru – směrem od okna ke dveřím, v rozteči 300 mm délka hadu 31,2 m,
- pro podlahové vytápění použity PB trubky 15 × 1,5 mm a systémová deska Gabotherm 30-2,
- anhydritový topný potěr s hydroizolačním nátěrem.

Výpočet tlakové ztráty otopného hadu Δp_p byl stanoven na základě následující rovnice:

$$\Delta p_{TP} = R_L \cdot L + \xi \cdot \frac{8 \cdot \dot{m}^2}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot D^4 \cdot \rho} + \Delta p_{RTL} \quad 2.133$$

kde:

Δp_{TP}	(Pa)	tlaková ztráta otopného hada na vratu z tělesa,
R_L	(Pa·m ⁻¹)	měrná tlaková ztráta třením,
L	(m)	délka smyčky,
ξ	(1)	součet součinitelů místního odporu smyčky,
\dot{m}	(kg·h ⁻¹)	hmotnostní průtok otopným tělesem 207,
D	(mm)	vnitřní průměr potrubí,
ρ	(kg·m ⁻³)	hustota vody,
Δp_{RTL}	(Pa)	tlaková ztráta RTL ventilu.

Hodnota měrné ztráty R_L se stanoví dle rovnice 2.35:

$$R_L = 0,0042 \cdot \dot{m}^2 + 0,8243 \cdot \dot{m} - 22,06 \quad 2.134$$

$$R_L = 0,0042 \cdot 32,97^2 + 0,8243 \cdot 32,97 - 22,06 \quad 2.135$$

$$R_L = 9,68 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1} \quad 2.136$$

Pro meandrovitě kladené potrubí se vypočítá součinitel místního odporu smyčky ξ :

$$\xi = 2 \cdot (n_r - 1) \cdot \xi_{90} \quad 2.137$$

$$\xi = 2 \cdot (18 - 1) \cdot 0,45 = 15,3 \quad 2.138$$

Hodnota Δp_{RTL} odpovídá tlakové ztrátě při průtoku termostatickým ventilem V-exact II s přednastavením. Těleso 207 nemá regulační šroubení, a tak bylo pro seškrcení přebytečného spádu využito přednastavení ventilu. Při vyvažování byla způsobem jako u přednastavení regulačních šroubení iteračně navržena hodnota přednastavení $N_{RTL} = 4$, pro kterou je $K_v = 0,313 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$:

$$\Delta p_{RTL} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot K_v} \right)^2 \quad 2.139$$

$$\Delta p_{RTL} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 32,97}{991,79 \cdot 0,313} \right)^2 \quad 2.140$$

$$\Delta p_{RTL} = 1128,00 \text{ Pa} \quad 2.141$$

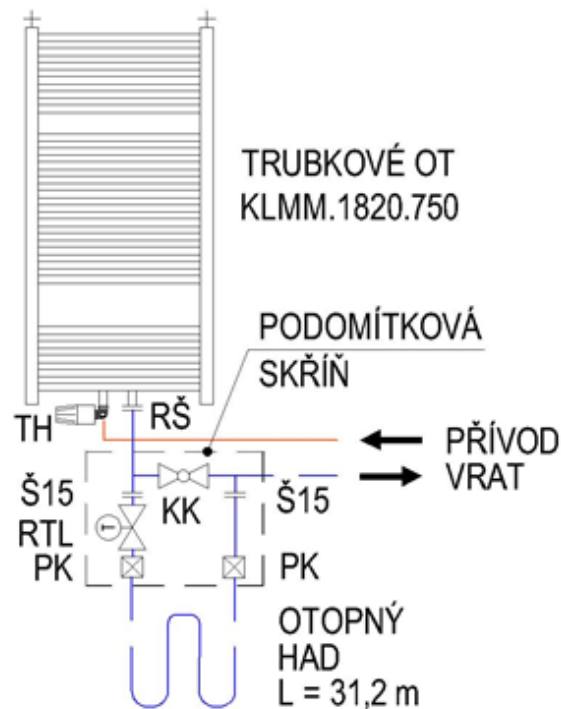
Celková tlaková ztráta otopného hadu Δp_p je poté:

$$\Delta p_p = 9,68 \cdot 31,2 + 15,3 \cdot \frac{8 \cdot 32,97^2}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot 0,012^4 \cdot 991,79} + 1128 \quad 2.142$$

$$\Delta p_p = 1480,59 \text{ Pa} \quad 2.143$$

2.7.2 Zapojení temperované podlahové plochy

Na obr. 2.13 je zobrazeno ideové schéma zapojení otopného tělesa 207 s navazující podlahovou plochou. Armatury budou instalovány v podomítkové skříni za OT. Součástí je také zkrat, který je osazen kulovým kohoutem (KK), který bude při požadavku odstavení podlahové plochy z provozu uzavřen.



Obr. 2.13 schéma zapojení tělesa 207 s otopnou plochou

kde:

- TH termostatický ventil V-exakt II s přímočinnou hlavicí,
- Š15 přímé šroubení DN 15,
- RŠ uzavírací rohové šroubení Regutec DN 15,
- RTL RTL ventil s hlavicí,
- PK přechodový kus – měď na PB – lisovací spojka na straně plastu,
- KK kulový kohout.

Teplota v místnosti t_i bude regulována termostatickým ventilem s hlavicí otopného tělesa. Při vzrůstu teploty o pásmo proporcionality 2 K, bude ventil uzavřen. Proto bude při návrhu výkonu zdroje tepla uvažováno pouze s výkonem otopného tělesa, protože při vzrůstu tepelného výkonu v místnosti bude omezen průtok a tím i výkon.

2.8 Ohřev teplé vody

2.8.1 Výpočet potřeby teplé vody

Teplá voda (dále jen TV) bude akumulována v nepřímotopném zásobníku s možností ohřevu fotovoltaickými (dále jen FV) panely. Protože se jedná o rodinný dům, návrh zásobníku bude proveden zjednodušeným výpočtem dle [31]:

$$V_{w,day} = V_{w,f,day} \cdot n_{osob} \quad 2.144$$

kde:

$V_{w,day}$	(l·den ⁻¹)	specifická spotřeba teplé vody za 1 den,
$V_{w,f,day}$	(l·den ⁻¹)	specifická spotřeba teplé vody osoby za 1 den,
n_{osob}	(1)	počet osob v objektu.

Teplou vodou se v tomto případě myslím 60 °C voda. Dle [31] je specifická spotřeba osoby v rodinném domě $V_{w,f,day}$:

$$V_{w,f,day} = 40 \text{ až } 50 \text{ l} \cdot \text{den}^{-1} \quad 2.145$$

Pro potřeby řešeného objektu, který bude obývat rodina o 4 členech je specifická spotřeba teplé vody na jeden den $V_{w,day}$:

$$V_{w,day} = 4 \cdot 50 = 200 \text{ l} \cdot \text{den}^{-1} \quad 2.146$$

Kvůli využití fotovoltaických panelů pro ohřev TV bude navržen objem zásobníku tak, aby při úplném nahlátí sluneční energií za 1 den pokryl při večerním odběru celou specifickou potřebu $V_{w,f,day}$. Platí tedy že:

$$V_Z = V_{w,f,day} \cdot 1 \text{ den} \quad 2.147$$

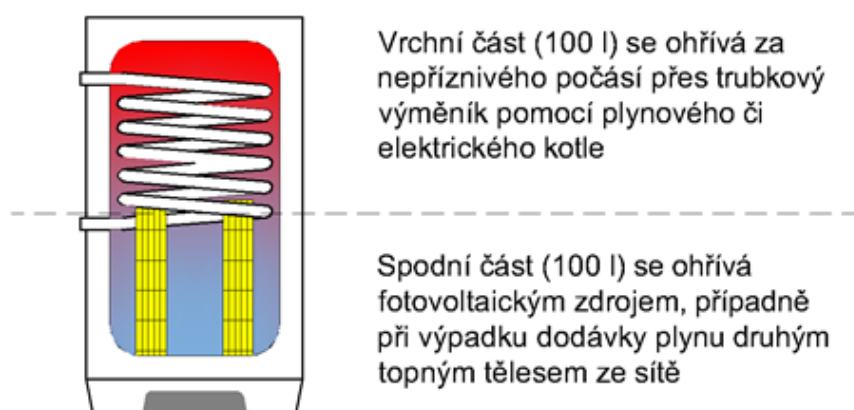
kde:

V_Z (l) navržený objem zásobníku TV.

Byl navržen zásobník o objemu 200 l.

2.8.2 Koncepce ohřevu teplé vody

Byl zvolen závěsný zásobník Dražice LX AC DC/ M+KW o objemu 200 l a maximální možné teplotě vody 75 °C. Princip funkce navrženého zásobníku TV popisuje obr. 2.14. Spodní část zásobníku se ohřívá stejnosměrným proudem z FV panelů, případně rezervním topným tělesem na střídavý proud ze sítě. Ve vrchní části slouží pro dohřev na požadovanou teplotu výměník vytápěný zdrojem. Díky principu stratifikace teplot v zásobníku může celý objem zásobníku nahlívat pouze FV, ale zdroj tepla kvůli výměníku ve vrchní části pokryje pouze vrchní část nádrže (cca 100 l).



Obr. 2.14 nepřímotopný zásobník teplé vody LX AC DC/ M+KW [32]

Z bezpečnostních důvodů bude na výstupní potrubí TV osazen termostatický směšovací ventil, nastavený na hodnotu 55 °C. Tím se předejde možnému opaření při přehřátí vody v zásobníku.

2.8.3 Návrh tepelného výkonu pro ohřev TV

Ohřev TV bude probíhat přednostně před vytápěním a bude pro něj poskytnut většinový výkon zdroje. Z důvodu použití vytápění otopnými tělesy v 2.NP, které mají nižší časovou setrvačnost, bude snaha vytápění přerušit jen krátce. Výpočet minimálního špičkového výkonu zdroje pro ohřev TV byl proveden podle [33]:

$$\dot{Q}_{TV,min} = \frac{V_o \cdot y \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t_d}{1000 \cdot \tau_a} \quad 2.148$$

kde:

$\dot{Q}_{TV,min}$	(W)	minimální navržený výkon zdroje tepla,
V_o	(m ³)	objem ohřívání vody,
y	(1)	korekční faktor odběru tepla ze zásobníku,
ρ	(kg·m ⁻³)	hustota vody v zásobníku,
c	(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	měrná tepelná kapacita vody,
Δt_d	(K)	spínací teplotní diference,
τ_a	(s)	doba ohřevu zásobníku.

Okrajové podmínky výpočtu:

- Objem ohřívání zdrojem bude podle obr. 2.14 $V_o = 100$ l,
- pro vertikální zásobník teplé vody a $\tau_a < 20$ minut platí $y = 0,94$,
- spínací diference zvolena $\Delta t_d = 10$ K, ohřev vody na teplotu 55 °C,
- doporučená minimální doba ohřevu pro těžké stavby dle [33] je: $\tau_a = 20$ min.

Navržený minimální výkon zdroje pro řešený objekt je tedy:

$$\dot{Q}_{TV,min} = \frac{100 \cdot 0,94 \cdot 1000 \cdot 4180 \cdot 10}{1000 \cdot (20 \cdot 60)} \quad 2.149$$

$$\dot{Q}_{TV,min} = 3274,03 \text{ W}$$

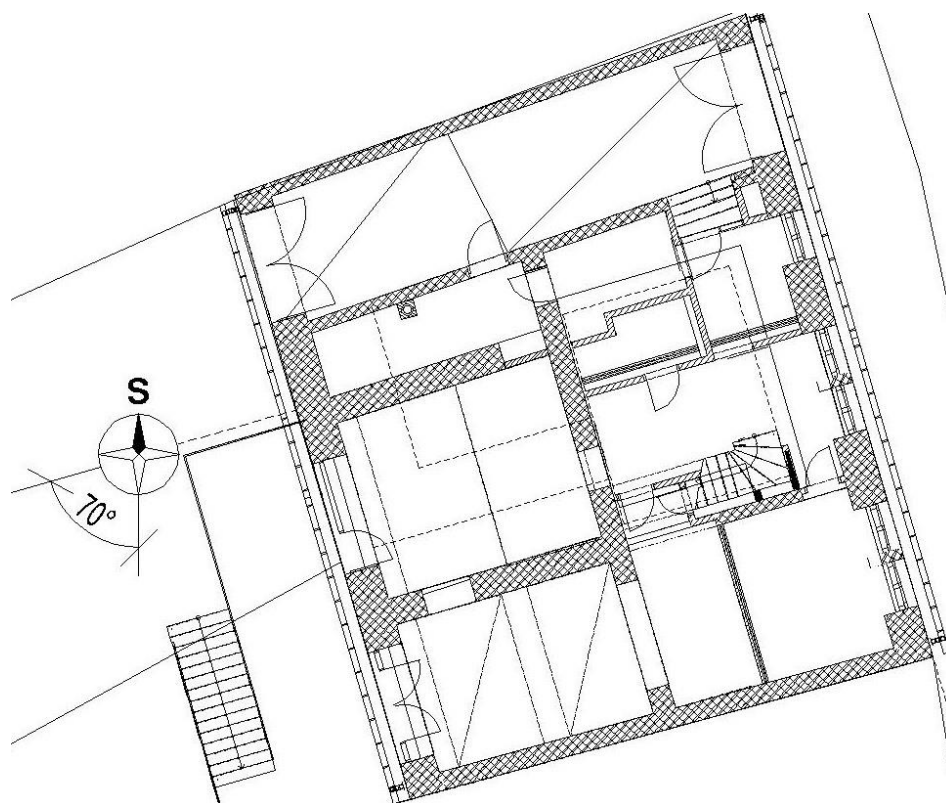
2.150

Požadovaný výkon zdroje pro ohřev vrchní části zásobníku o 10 K je 3,3 kW.

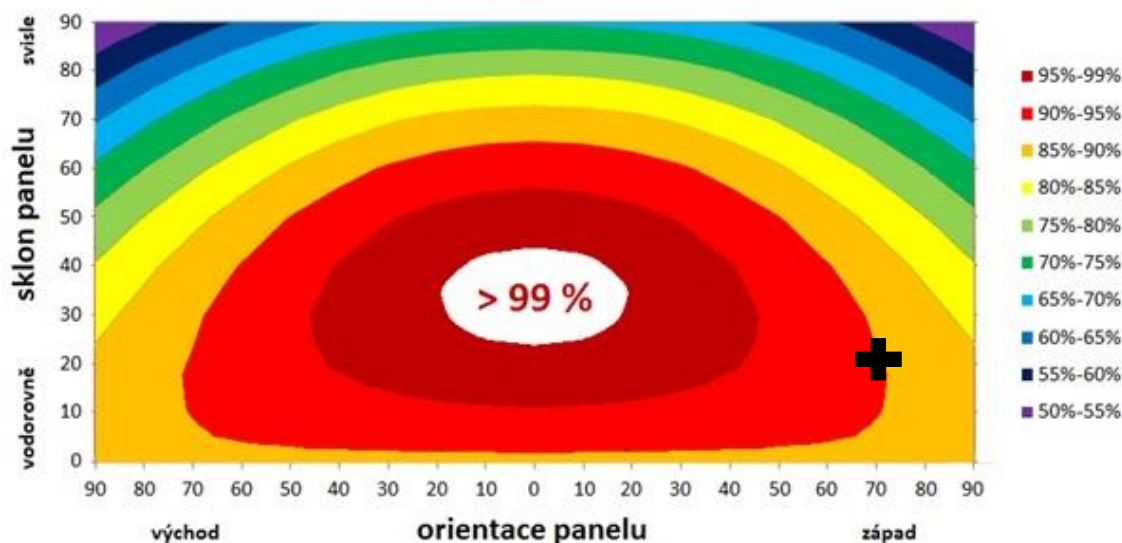
2.8.4 Návrh výkonu fotovoltaické elektrárny

Pro umístění fotovoltaických panelů se využije střecha směřovaná na jihozápad. Panely budou vůči jihu posunuty o 70° ve směru hod. ručiček (viz obr. 2.15). Střecha má sklon 14° vůči vodorovné ploše. Panely budou nastaveny tak, aby odpovídaly sklonu vůči vodorovné ploše 20° .

Celoroční výnos energie v závislosti na sklonu a orientaci panelu je vykreslen na obr. 2.16 [34]. Černý kříž v grafu značí polohu FV panelů řešeného objektu. Očekává se tedy menší množství energie dodané slunečním zářením, a to zhruba o 10 % až 15 % vůči optimálnímu. Na úkor toho bude muset být zvolena větší plocha fotovoltaických panelů.



Obr. 2.15 situační náčrt řešeného objektu



Obr. 2.16 výnos energie v závislosti na sklonu a orientaci panelu [34]

Pro stanovení přibližného výkonu FV panelů je důležitá znalost dopadající energie na plochu FV panelu.

Intenzita celkového slunečního záření \dot{I} se skládá ze dvou složek:

$$\dot{I} = \dot{I}_p + \dot{I}_D \quad 2.151$$

kde:

\dot{I}	(W·m ⁻²)	celková intenzita slunečního záření dopadajícího na plochu,
\dot{I}_p	(W·m ⁻²)	intenzita přímého slunečního záření dopadajícího na plochu,
\dot{I}_D	(W·m ⁻²)	intenzita difuzního slunečního záření dopadajícího na plochu.

▪ Přímé sluneční záření

Intenzita přímého slunečního záření závisí na úhlu dopadu na ozářenou plochu:

$$\dot{I}_p = \dot{I}_{pn} \cdot \cos \gamma \quad 2.152$$

kde:

\dot{I}_{pn}	(W·m ⁻²)	intenzita přímého slunečního záření dopadajícího na normálu vůči směru paprsku,
γ	(1°)	úhel dopadu slunečních paprsků na obecně orientovanou plochu.

Intenzitu přímého slunečního záření ovlivňuje průchod atmosférou, intenzitu dopadající na kolmou plochu \dot{I}_{pn} lze stanovit podle rovnice:

$$\dot{I}_{pn} = 1350 \cdot \exp \left[-0,1 z \left(\frac{16 - H_{nm}}{16 + H_{nm}} / \sin h \right)^{0,8} \right] \quad 2.153$$

kde:

z	(1)	součinitel znečištění atmosféry,
H_{nm}	(km n. m.)	nadmořská výška,
h	(1°)	výška slunce nad obzorem v obloukových stupních.

Pro řešení objekt byly ve výpočtu použity následující hodnoty:

- Součinitel znečištění atmosféry $z = 3$ odpovídající venkovské oblasti [35],
- nadmořská výška řešeného objektu $H = 0,54$ km n. m.

Výpočet výšky slunce nad obzorem h :

$$\sin h = \sin \delta \cdot \sin \varphi + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \tau \quad 2.154$$

kde:

δ	(1°)	sluneční deklinace,
φ	(1°)	zeměpisná šířka (pro ČR 50 °),
τ_s	(1°)	sluneční čas v obloukových stupních, počítaný od 12. hodiny odpoledne, platí že: 1 h = 15 °.

Sluneční deklinace δ závisí na dni v roce:

$$\delta = 23,5 \sin[(0,98 \cdot D_s + 29,7 \cdot M_s) - 109] \quad 2.155$$

kde:

D_s	(1)	číslo dne v měsíci,
M_s	(1)	číslo měsíce.

Úhel dopadu na obecně orientovanou plochu γ se vypočítá podle vztahu:

$$\cos \gamma = \sin h \cdot \cos \alpha + \cos h \cdot \sin \alpha \cdot \cos(A - A_s) \quad 2.156$$

kde:

α	(1°)	sklon osluněné plochy vůči vodorovné,
A	(1°)	sluneční azimut,
A_s	(1°)	azimutový úhel normály osluněné plochy.

Sluneční azimut je určen dle rovnice:

$$\sin A = \sin \tau \cdot \frac{\cos \delta}{\cos h} \quad 2.157$$

Azimutový úhel normály osluněné plochy A_s vyjadřuje natočení ozářené plochy vůči jihu podle směru hod. ručiček. Vynesený úhel 70 ° na obr. 2.15 odpovídá hodnotě A_s .

▪ Difuzní sluneční záření

Záření, které je po průchodu atmosférou rozptýleno odrazem od kapek a částic ve vzduchu, dopadá na povrch jako tzv. difuzní záření. Vypočítá se podle rovnice:

$$\dot{I}_D = \frac{1 - \cos \alpha}{2} + \frac{1 + \cos \alpha}{2} \cdot r \cdot (I_{ph} - I_{Dh}) \quad 2.158$$

kde:

r	(1°)	reflexní schopnost – tzv. albedo; $r = 0,2$,
-----	------	-----------------------------------------------

\dot{I}_{Ph}	(1°)	intenzita přímého slunečního záření dopadajícího na vodorovnou plochu,
\dot{I}_{Dh}	(1°)	intenzita difuzního slunečního záření dopadajícího na vodorovnou plochu.

Intenzity záření na vodorovnou plochu byly vypočteny podle následujících vztahů:

$$\dot{I}_{Ph} = \dot{I}_{Pn} \cdot \sin h \quad 2.159$$

$$\dot{I}_{Dh} = 0,33(1350 - \dot{I}_{Pn}) \cdot \sin h \quad 2.160$$

▪ Celkové sluneční záření

Střední hodnota intenzity slunečního záření během zvoleného dne se vypočítá podle uvedené rovnice:

$$\dot{I}_m = \frac{Q_{s,t}}{\tau_{s,t}} \quad 2.161$$

kde:

\dot{I}_m	(W·m ⁻²)	střední intenzita slunečního záření během dne,
$Q_{s,t}$	(W·h·m ⁻²)	teoretické množství dopadající energie na osluněnou plochu za den,
$\tau_{s,t}$	(h)	teoretická doba slunečního svitu.

Hodnota sluneční energie $Q_{s,t}$ byla vyhodnocena pro slunečné dny bez oblačnosti (ideální stav). Při výpočtu se uvažovalo s její konstantní hodnotou vždy po 1 hodinu slunečního času. Její hodnota po uplynutí dne se pak stanoví:

$$Q_{s,t} = \sum_i^{\tau_{s,t}} \dot{I}_i \quad 2.162$$

kde:

\dot{I}_i	(W·h·m ⁻²)	intenzita slunečního záření dopadající na plochu po dobu 1 h,
$\tau_{s,t}$	(h)	teoretická doba slunečního svitu.

Podle uvedeného postupu byly stanoveny hodnoty $Q_{s,t}$ a \dot{I}_m pro 21. den v každém měsíci. Výkon fotovoltaické elektrárny po dobu slunečního svitu \dot{Q}_{FV} se vypočítal podle rovnice:

$$\dot{Q}_{FV} = n_{FV} \cdot \dot{I}_m \cdot S_{FV} \cdot \eta_{FV} \quad 2.163$$

kde:

\dot{Q}_{FV}	(W)	průměrný výkon fotovoltaické elektrárny po dobu slunečního svitu,
n_{FV}	(1)	počet fotovoltaických panelů,
\dot{I}_m	(W·m ⁻²)	střední intenzita slunečního záření během dne,
S_{FV}	(m ²)	plocha fotovoltaické elektrárny,
η_{FV}	(1)	účinnost fotovoltaické elektrárny.

Účinnost fotovoltaických panelů η_{FV} se liší podle použitého typu. Pro řešený objekt bude využito panelů z multikrystalického křemíku, které se vyznačují dobrým poměrem cena/výkon. Jejich účinnost dosahuje cca 15 %. Při výpočtu byly zvoleny panely o ploše 1,6 m² a byly porovnány elektrárny se čtyřmi, šesti a osmi panely pro tyto podmínky:

- Azimutový úhel vůči jihu $A_s = 70^\circ$,
- sklon panelů $\alpha = 20^\circ$,
- výpočet vždy pro 21. den měsíce,
- nadmořská výška $H = 0,54$ km n. m. a zeměpisná šířka 50° ,
- součinitel znečištění atmosféry $z = 3$,
- přibližná účinnost panelu $\eta_{FV} = 15\%$.

Hodnoty pro výše uvedené podmínky a 3 různé počty panelů jsou uvedeny v tab. 2.18. Teoretická doba slunečního svitu pro 50° zeměpisné šířky byla převzata z [35].

Tab. 2.18 porovnání výkonu fotovoltaických elektráren

Číslo měsíce	Počet panelů ($n_{FV} \times m^2$)			$4 \times 1,6$	$6 \times 1,6$	$8 \times 1,6$
	$Q_{s,t}$	\dot{I}_m	$\tau_{s,t}$	\dot{Q}_{FV4}	\dot{Q}_{FV6}	\dot{Q}_{FV8}
	(W·h/m ²)	(W·m ⁻²)	(h)	(W)	(W)	(W)
12.	1142,73	145,57	7,85	139,75	209,62	279,49
1. a 11.	1591,01	192,617	8,26	184,91	277,37	369,82
2. a 10.	2940,80	290,592	10,12	278,97	418,45	557,94
3. a 9.	4954,34	412,862	12,00	396,35	594,52	792,69
4. a 8.	7001,39	503,697	13,90	483,55	725,32	967,10
5. a 7.	8519,66	542,654	15,70	520,95	781,42	1041,90
6.	9076,15	555,456	16,34	533,24	799,86	1066,48

kde:

\dot{I}_m	(W·m ⁻²)	střední intenzita slunečního záření během dne,
$Q_{s,t}$	(W·h·m ⁻²)	teoretické množství dopadající energie na osluněnou plochu za den,
$\tau_{s,t}$	(h)	teoretická doba slunečního svitu,
\dot{Q}_{FV4}	(W)	výkon fotovoltaické elektrárny se 4 panely,
\dot{Q}_{FV6}	(W)	výkon fotovoltaické elektrárny se 6 panely,
\dot{Q}_{FV8}	(W)	výkon fotovoltaické elektrárny s 8 panely.

Plocha fotovoltaické elektrárny byla navržena tak, aby po uplynutí 75 % doby slunečního svitu $\tau_{s,t}$ v ideální¹³ zářiový (březnový) den ohřála vodu ve spodní části zásobníku 100 l z 10 °C na 45 °C. Ve výpočtu bylo uvažováno i s tepelnou ztrátou zásobníku umístěného v místnosti 103 ($t_i = 18^\circ\text{C}$). Požadovaný výkon FV elektrárny:

¹³ Slunečný den bez uvažování oblačnosti.

$$\dot{Q}_{FV,p} = \frac{\frac{1}{2} \cdot V_z \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{TV} - t_{SV})}{\frac{3}{4} \cdot \tau_{s,t} \cdot 3600} + \dot{Q}_{TV,z} \quad 2.164$$

kde:

$\dot{Q}_{FV,p}$	(W)	požadovaný výkon fotovoltaické elektrárny,
V_z	(m ³)	objem zásobníku (200 l),
$\tau_{s,t}$	(h)	teoretická doba slunečního svitu,
t_{TV}	(°C)	teplota horní části zásobníku 45 °C,
t_{SV}	(°C)	teplota studené vody 10 °C,
$\dot{Q}_{TV,z}$	(W)	statická ztráta zásobníku.

Při výpočtu nebyla zohledněna účinnost transformace elektrické energie na tepelnou, ani korekční faktor odběru tepla γ . Protože použitý typ zásobníku nevyžaduje měnič stejnosměrného proudu na střídavý, je účinnost blízka 100 %.

Výrobce uvádí tepelnou ztrátu zásobníku 1,4 kWh za 24 h [32] pro teplotu v místnosti 20 °C a teplotu v zásobníku 65 °C. Zásobník bude umístěn v místnosti 103, kde je návrhová teplota vzduchu 18 °C a střední teplota v zásobníku bude proměnná. Pro zjednodušení bude uvažována hodnota statické ztráty uvedená výrobcem:

$$\dot{Q}_{FV,p} = \frac{0,5 \cdot 0,2 \cdot 997 \cdot 4180 \cdot (45 - 10)}{0,75 \cdot 12 \cdot 3600} + \frac{1,4}{24} \cdot 1000 \quad 2.165$$

$$\dot{Q}_{FV,p} = 450,19 + 58,33 = 508,52 \text{ W} \quad 2.166$$

Při srovnání s hodnotami v tab. 2.18 odpovídá požadavku FV elektrárna o 6 panelech. Pro účely zásobníku LA ACDC/M+KW může být instalován panel o maximálním výkonu 265 W na panel. Proto byl zvolen polykrystalický fotovoltaický panel Suntech STP265 – 20/Wfv (viz obr. 2.17) o parametrech uvedených v tab. 2.19. [36]. Panely budou zapojeny do dvou řad po třech panelech.

V rámci kapitoly 5.2 byl zpracován model pro uvedené parametry FV elektrárny a klimatické podmínky řešeného objektu. Pro vyhodnocení podílu sluneční energie na ohřevu TV se využilo simulačního nástroje TRNSYS. Pro ověření správnosti simulace bude použito analyticky vypočítaných hodnot v této části práce.

Tab. 2.19 fotovoltaický panel Suntech STP 265-20 / Wfv

<i>Proud při ref. podmínkách</i>	(A)	8,56
<i>Napětí při ref. podmínkách</i>	(V)	31
<i>Referenční celková intenzita radiace</i>	(W·m ⁻²)	1000
<i>Referenční teplota</i>	(°C)	25
<i>Proud nakrátko</i>	(A)	9,02
<i>Napětí naprázdno</i>	(V)	37,8
<i>Teplotní koeficient proudu nakrátko</i>	(%·°C ⁻¹)	0,067
<i>Teplotní koeficient napětí naprázdno</i>	(%·°C ⁻¹)	-0,33
<i>Plocha jednoho modulu</i>	(m ²)	1,63
<i>Účinnost panelu při ref. podmínkách</i>	(%)	16,2 %



Obr. 2.17 Suntech STP 265-20 / Wfv [36]

3 Technologie sekundárního okruhu

Sekundárním okruhem se rozumí veškerá technologie, která se stará o distribuci (ale ne výrobu) tepla do jednotlivých okruhů (podlahové vytápění, otopná tělesa a ohřev TV). Tato kapitola je věnována jejímu návrhu.

3.1 Předávací stanice

Na obr. 3.1 je navržena předávací stanice s kombinovaným rozdělovačem, sběračem (dále také pod zkratkou RS), který předává topné médium do jednotlivých okruhů, respektive sbírá. Pouze okruh TV bude z důvodu přednostního ohřevu situován ještě před RS.

Pro nastavení potřebné teploty topné vody do jednotlivých okruhů se využije trojcestných směšovacích armatur. Na obr. 3.2 je schematicky zakresleno zapojení této komponenty společně s příložným teplotním čidlem (T). Doporučená vzdálenost čidla a armatury má dle [35] dosahovat alespoň 10násobek vnitřního průměru potrubí.

Z důvodu navržení dvou směšovaných okruhů a jednoho čerpadlového musí být zajištěna hydraulická stabilita, aby nedocházelo k potížím s řazením čerpadel primárního (kotlová čerpadla) a sekundárního okruhu do série (potíže s hlukem, špatná regulovatelnost). Pro tyto účely bude navržen hydraulický zkrat, jehož funkci budou plnit akumulční nádrže.

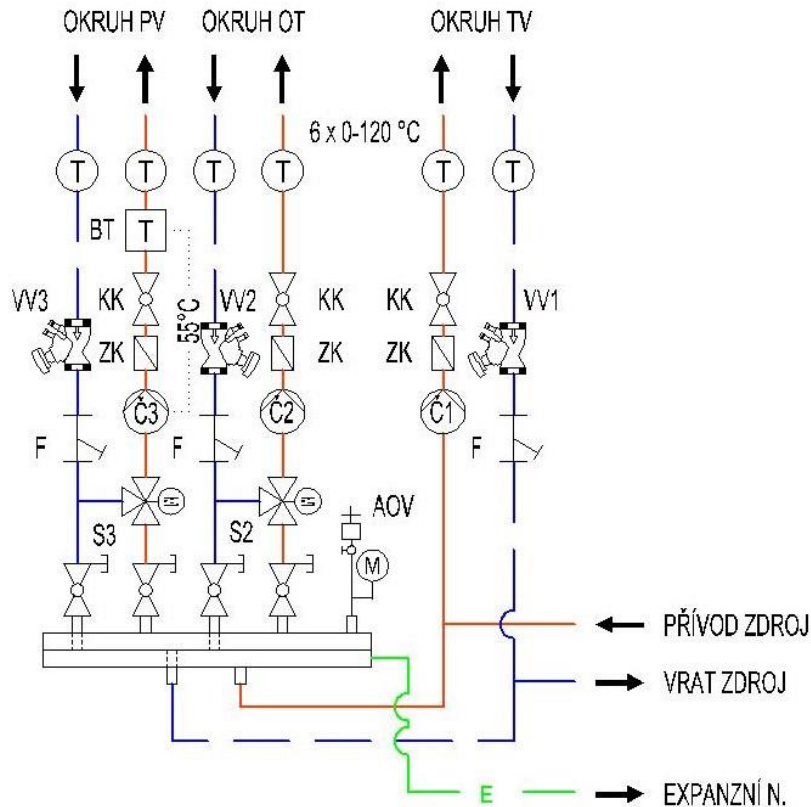
Při hydraulickém návrhu sekundárního okruhu musí platit:

$$\Delta p_{\zeta} = \Delta p_S + \Delta p_r + \Delta p_{VV} + \Delta p_a \quad 3.1$$

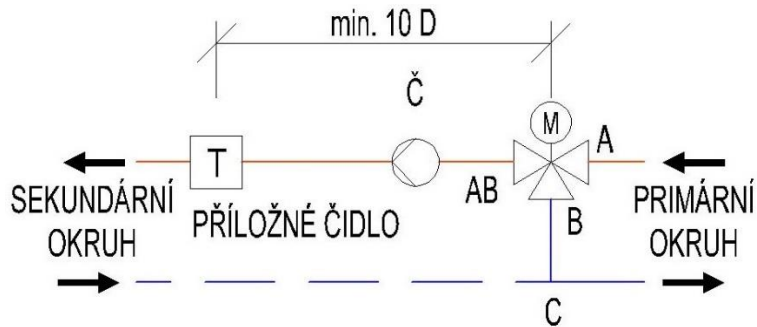
kde:

Δp_{ζ}	(Pa)	dopravní tlak čerpadla sekundárního okruhu,
Δp_S	(Pa)	tlaková ztráta směšovací armatury,
Δp_r	(Pa)	tlaková ztráta referenční větve v daném okruhu,
Δp_{VV}	(Pa)	tlaková ztráta vyvažovacího ventilu,
Δp_a	(Pa)	tlaková ztráta ostatních armatur sekundárního okruhu.

Před návrhem čerpadla byly nejprve stanoveny armatury sekundárního okruhu. Vyvažovací ventil se využije pro zaregulování průtoku okruhem na požadovanou hodnotu.



Obr. 3.1 kombinovaný rozdělovač, sběrač předávací stanice



Obr. 3.2 schéma zapojení trojcestné směšovací armatury

3.2 Návrh směšovacích armatur

Pro směšování bude využito trojcestné armatury ESBE VRG 130. Pro lepší regulovatelnost ventilu výrobce doporučuje tlakový spád $\Delta p_s = 3$ až 15 kPa [37]. K_{vs} hodnota armatury bude dimenzována tak, aby pro jmenovitý průtok sekundárním okruhem tlaková diference Δp_s byla v rozmezí 3 až 15 kPa.

3.2.1 Okruh podlahového vytápění

Pro podlahové vytápění je součet jmenovitých průtoků smyčkami:

$$\sum \dot{m}_{PV} = 285,41 \quad 3.2$$

Pro minimální doporučený tlakový spád na ventilu $\Delta p_{s,min} = 3$ kPa byla stanovena hodnota průtokového součinitele K_{vs} :

$$K_{vs} = \frac{10 \cdot \dot{m}_{PV}}{\rho_m \cdot \sqrt{\Delta p_{s,min}}} \quad 3.3$$

$$K_{vs} = \frac{10 \cdot 285,41}{995 \cdot \sqrt{3}} = 1,66 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad 3.4$$

Z katalogu ESBE tomuto požadavku odpovídá ventil:

- VRG131; 3 × DN15; $K_{vs} = 1,63 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Skutečná tlaková ztráta armatury $\Delta p_{s,PV}$:

$$\Delta p_{s,PV} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}_{PV}}{\rho_m \cdot K_{vs}} \right)^2 \quad 3.5$$

$$\Delta p_{s,PV} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 285,41}{995 \cdot 1,63} \right)^2 = 3096,83 \text{ Pa} \quad 3.6$$

3.2.2 Okruh otopných těles

Pro jmenovitý hmotnostní průtok okruhu otopných těles platí:

$$\dot{m}_{OT} = \frac{\sum \dot{Q}_{OT}}{c \cdot \Delta t_{OT}} \cdot 3600 \quad 3.7$$

$$\dot{m}_{OT} = \frac{10243,06}{4180 \cdot (65 - 50)} \cdot 3600 = 588,12 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad 3.8$$

Hodnota průtokového součinitele K_{vs} :

$$K_{vs} = \frac{10 \cdot \dot{m}_{OT}}{\rho_m \cdot \sqrt{\Delta p_{s,min}}} \quad 3.9$$

$$K_{vs} = \frac{10 \cdot 588,12}{984,47 \cdot \sqrt{3}} = 3,45 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad 3.10$$

- VRG 131; 3 × DN15; $K_{vs} = 2,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Skutečná tlaková ztráta na armatuře $\Delta p_{s,OT}$:

$$\Delta p_{s,OT} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot \dot{m}_{OT}}{\rho \cdot K_{vs}} \right)^2 \quad 3.11$$

$$\Delta p_{s,OT} = 1000 \cdot \left(\frac{10 \cdot 588,15}{984,47 \cdot 2,5} \right)^2 = 5710,72 \text{ Pa} \quad 3.12$$

3.3 Návrh oběhových čerpadel

Pro dimenzování oběhových čerpadel výrobce Grundfos bylo využito návrhového programu, který je dostupný na [37].

3.3.1 Okruh podlahového vytápění

Objemový průtok okruhem:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_m} \cdot 1000 = \frac{285,41}{995} \cdot 1000 = 286,84 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} \quad 3.13$$

Návrh dimenze potrubí mezi RS podlahového vytápění a předávací stanicí:

$$D_i = \left(\frac{4 \cdot \dot{m}}{3600 \cdot \rho_m \cdot \pi \cdot w} \right)^{0,5} \quad 3.14$$

$$D_i = \left(\frac{4 \cdot 285,41}{3600 \cdot 995 \cdot \pi \cdot 0,5} \right)^{0,5} = 14,24 \text{ mm} \quad 3.15$$

Bylo zvoleno měděné potrubí 18 × 1 mm. Úsek má délku 2 × 12,3 m a zahrnuje 2 × 7 kolen. Součet délkové a místní ztráty úseku se stanoví podle rovnic použitých v kapitole 2.6.7. Součet délkové a místní ztráty přípojky rozdělovače PV:

$$\Delta p_{p,PV} = \Delta p_{l,PV} + \Delta p_{m,PV} \quad 3.16$$

$$\Delta p_{p,PV} = 8212,49 + 2164,56 \quad 3.17$$

$$\Delta p_{p,PV} = 10377,04 \text{ Pa} \quad 3.18$$

kde:

$$\Delta p_{p,PV} \quad (\text{l} \cdot \text{h}^{-1}) \quad \text{tlaková ztráta úseku mezi kotelnou a rozdělovačem, sběračem PV,}$$

V tab. 3.1 jsou vyčísleny hodnoty tlakové ztráty pro instalované armatury na trase okruhu. Pro vyvažovací ventily se doporučuje minimální tlaková ztráta 3 kPa při plně otevřeném ventilu [38]. Tato hodnota se zavádí z důvodu vyšší přesnosti měření průtoku na ventilu. Tomuto požadavku pro okruh PV odpovídá armatura STAD o jmenovité světlosti světlosti DN 10. Kulové kohouty byly pro vysokou hodnotu K_{vs} z výpočtu vynechány.

Tab. 3.1 armatury okruhu podlahového vytápění

Typ armatury	Rozměr	K_{vs} ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	Δp_a (Pa)
Závitový filtr Giacomini	DN 15	4,50	415,07
Zpětná klapka Oventrop	DN 15	5,50	277,86
Vyvažovací ventil IMI STAD ¹⁴	DN 10	1,32	4823,87
Trojcestný ventil ESBE 131	3 × DN 15	1,63	3096,83
Celkem tlaková ztráta armatur (Pa)			8613,63

Dopravní tlak čerpadla je poté:

$$\Delta p_{\check{c}} = (\Delta p_S + \Delta p_{VV} + \Delta p_a) + \Delta p_r + \Delta p_{p,PV} \quad 3.19$$

$$\Delta p_{\check{c}} = (8613,63) + 3776,87 + 10377,04 \quad 3.20$$

$$\Delta p_{\check{c}} = 22767,54 \text{ Pa} \cong 22,77 \text{ kPa} \quad 3.21$$

Pro okruh podlahového vytápění bylo navrženo čerpadlo:

Grundfos Alpha 1 L 25-40 130 o pracovním bodu:

- $\dot{V}_{P,PV} = 299,80 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$
- $\Delta p_{\check{c},PV} = 24,88 \text{ kPa}$

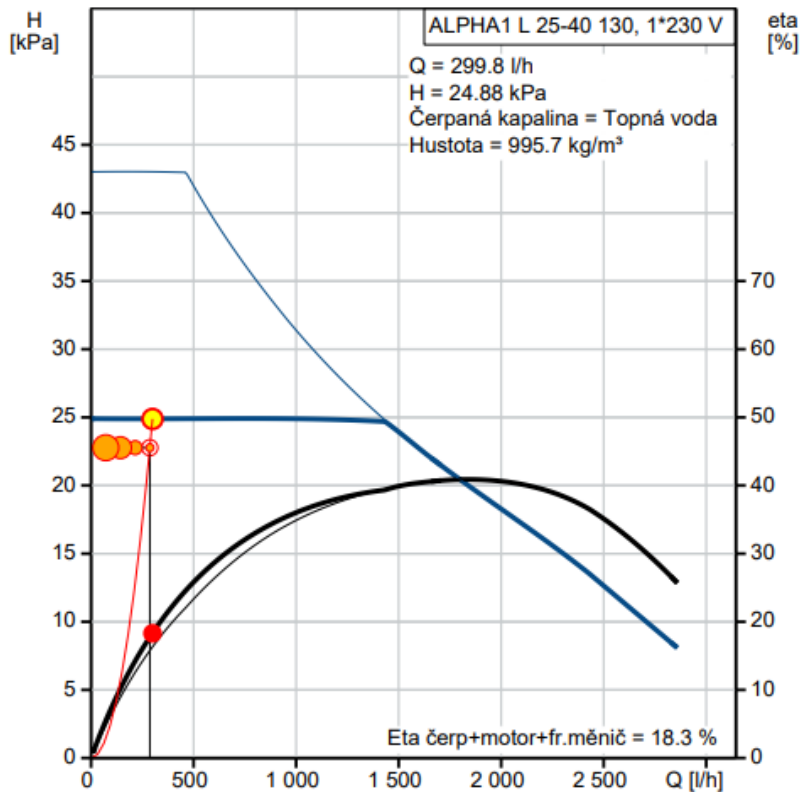
kde:

$\dot{V}_{P,V}$ ($\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$) průtok v pracovním bodě čerpadla okruhu PV,
 $\Delta p_{\check{c},PV}$ (kPa) dopravní tlak v pracovním bodě čerpadla okruhu PV.

Čerpadlo bude regulováno na konstantní diferenční tlak, smyčky PV nemají individuální regulaci průtoku jako otopná tělesa, průtok okruhem bude udržován na konstantní hodnotě. Charakteristika čerpadla je vykreslena na obr. 3.3. Modrá křivka vyznačuje charakteristiku čerpadla, černá účinnost čerpadla a červená charakteristiku potrubní sítě okruhu PV. Žlutý bod značí pracovní bod.

Pracovní bod čerpadla vyhovuje navrženým parametrům, průtok je nutné ověřit na vyvažovacím ventilu okruhu, případně jej seřídit na požadovanou hodnotu $286,84 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$.

¹⁴ Hodnota K_{vs} pro plně otevřený vyvažovací ventil



Obr. 3.3 charakteristika čerpadla okruhu PV Grundfos Alpha 1 L 25-40 130 [37].

3.3.2 Okruh otopných těles

Objemový průtok okruhem:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_m} \cdot 1000 = \frac{588,12}{984,47} \cdot 1000 = 597,40 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} \quad 3.22$$

Tlakové ztráty armatur okruhu jsou uvedeny v tab. 3.2:

Tab. 3.2 armatury okruhu otopných těles

Typ armatury	Rozměr	K_{vs} ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	Δp_a (Pa)
Závitový filtr Giacomini	DN 20	7	728,33
Zpětná klapka Oventrop	DN 20	10,2	343,03
Vyvažovací ventil IMI STAD	DN 15	2,3	6746,38
Trojcestný ventil ESBE 131	3 × DN 15	2,5	5710,72
Celkem tlaková ztráta armatur (Pa)			13528,46

Dopravní tlak čerpadla se poté vypočítá dle rovnice:

$$\Delta p_{\zeta} = (\Delta p_S + \Delta p_a + \Delta p_{VV}) + \Delta p_r \quad 3.23$$

$$\Delta p_{\zeta} = (13528,46) + 9548,28 \quad 3.24$$

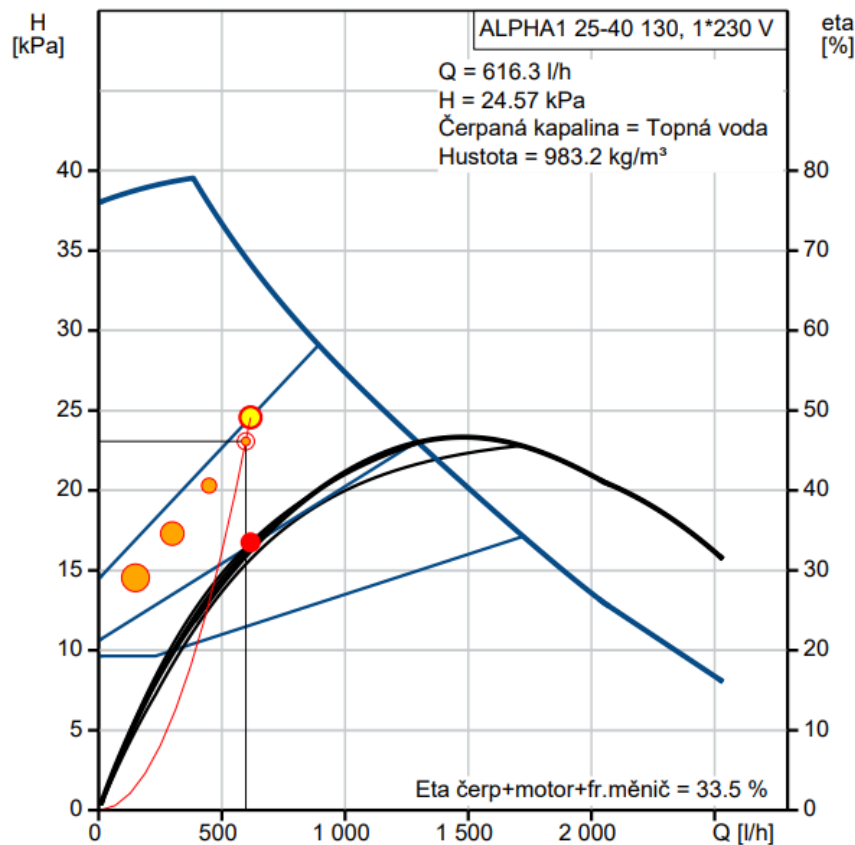
$$\Delta p_{\zeta} = 23076,74 \text{ Pa} \cong 23,08 \text{ kPa} \quad 3.25$$

Pro okruh otopných těles bylo navrženo:

Grundfos Alpha 1 25-40 130 o pracovním bodu:

- $\dot{V}_{p,OT} = 616,3 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$
- $\Delta p_{\zeta,OT} = 24,57 \text{ kPa}$

Čerpadlo bude regulováno na proporcionální tlak. To znamená, že diferenční tlak je úměrný průtoku. Vlivem uzavírání termostatických ventilů na OT klesá průtok. Aby nedocházelo ke zvyšování tlakové difference na termostatických ventilech a tím i k vyšší hlučnosti a horší regulační charakteristice, nastaví se čerpadlo na vhodnou proporcionální křivku blízkou pracovnímu bodu. Přebytečný průtok se seškrtní na vyvažovacím ventilu. Charakteristika čerpadla viz obr. 3.4. Graf je výstupem návrhového programu [37].



Obr. 3.4 charakteristika čerpadla okruhu OT Grundfos Alpha1 25-40 130 [37].

3.3.4 Okruh ohřevu teplé vody

Pro ohřev teplé vody ve vrchní části zásobníku slouží výměník tepla o tepelném výkonu 24 kW při průtoku 720 l·h⁻¹ a 80 °C topné vody. Pro oba kotle jsou velmi rozdílné návrhové parametry. Z důvodu nižšího výkonu kondenzačního kotle, bude dimenzováno čerpadlo ohřevu TV pro alternativní zdroj. Při vyšším průtoku v okruhu ohřevu TV, by mohlo docházelo k přísávání chladné vody z akumulčních nádrží. Průtok v primárním okruhu by měl být o cca 5 % vyšší (nastavení průtoků na vyvažovacích ventilech).

Pro průtok oběhového čerpadla okruhu TV platí:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{k2}}{c \cdot \Delta t \cdot \rho} \cdot 3600 \quad 3.26$$

$$\dot{V} = \frac{18000}{4180 \cdot 20 \cdot 983,3} \cdot 3600 = 0,79 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad 3.27$$

Dimenze přípojky výměníku pro vyšší dovolenou rychlost proudění 0,75 m/s:

$$D_i = \left(\frac{4 \cdot \dot{V}}{3600 \cdot \pi \cdot w} \right)^{0,5} \quad 3.28$$

$$D_i = \left(\frac{4 \cdot 0,79}{3600 \cdot \pi \cdot 0,75} \right)^{0,5} = 19,30 \text{ mm} \quad 3.29$$

Bylo zvoleno potrubí 22 × 1 mm. Přibližná délka trasy je 15 m, trasa zahrnuje 2 × 8 kolen o hodnotě součinitele místní ztráty $\xi = 1,5$. Vypočítané hodnoty tlakové ztráty třením a místními odpory podle rovnic uvedených v 2.6.7:

$$\Delta p_{p,TV} = \Delta p_{l,TV} + \Delta p_{m,TV} \quad 3.30$$

$$\Delta p_{p,TV} = 9294,29 + 5675,25 \quad 3.31$$

$$\Delta p_{p,TV} = 14969,55 \text{ Pa} \quad 3.32$$

Tlaková ztráta výměníku o teplosměnné ploše 1 m² dosahuje přibližně 1 kPa. Tlaková ztráta armatur v rámci okruhu je uvedena v

Tab. 3.3 armatury okruhu ohřevu teplé vody

Typ armatury	Rozměr	K_{vs} (m ³ ·h ⁻¹)	Δp_a (Pa)
Závitový filtr Giacomini	DN 20	7	1273,67
Zpětná klapka Oventrop	DN 20	10,2	599,87
Vyvažovací ventil IMI STAD ¹⁵	DN 20	5,37	2164,24
Celkem tlaková ztráta armatur (Pa)			4037,78

¹⁵ V tomto případě tlaková ztráta plněotevřeného ventilu dosahuje nižší tlakové ztráty než 3 kPa. Armatura o světlosti DN 15 by vykazovala tlakovou ztrátu téměř 12 kPa, která je příliš vysoká. Dle návrhové aplikace HyTools od IMI Hydronic byl doporučen ventil STAD DN 20.

$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p_{p,TV} + \Delta p_a + \Delta p_{he} \quad 3.33$$

$$\Delta p_{\check{c}} = 14969,55 + 4037,78 + 1000 \quad 3.34$$

$$\Delta p_{\check{c}} = 20007,33 \text{ Pa} \cong 20 \text{ kPa} \quad 3.35$$

kde:

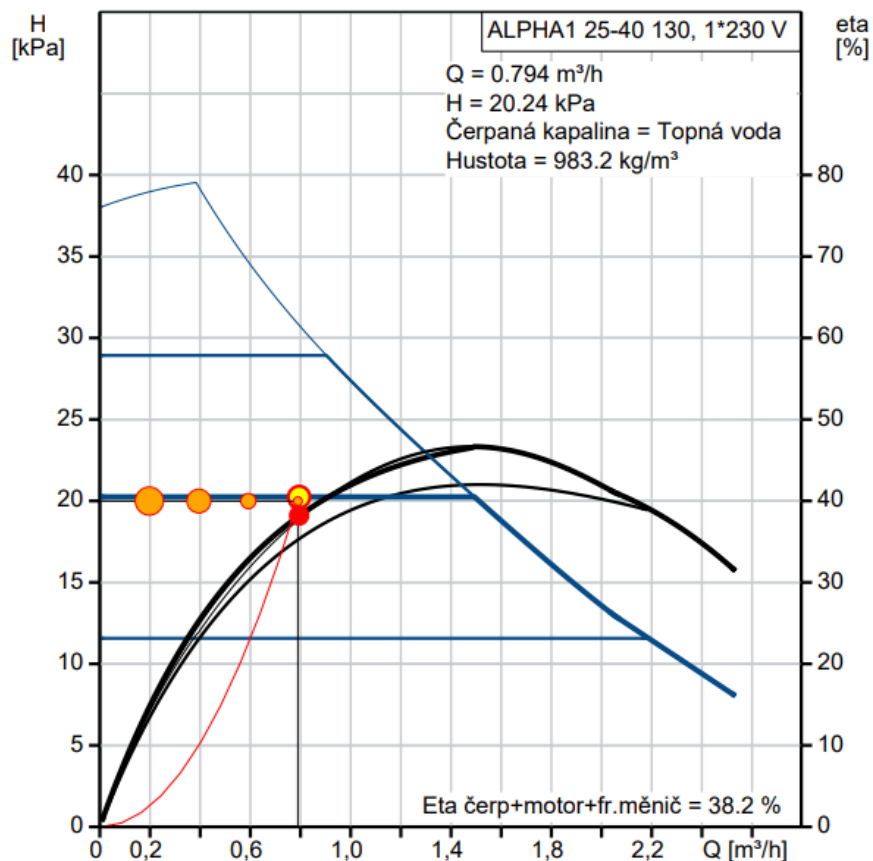
Δp_{he} (Pa) tlaková ztráta výměníku ohřivače TV.

Bylo zvoleno čerpadlo s regulací na konstantní tlak (požadavek na konstantní průtok výměníkem):

Grundfos Alpha1 25-40 180

o pracovním bodu:

- $\dot{V}_{p,OT} = 764 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$
- $\Delta p_{\check{c},OT} = 20,24 \text{ kPa}$



Obr. 3.5 charakteristika čerpadla okruhu TV Grundfos Alpha 1 25-40 130 [37]

3.4 Návrh izolace potrubí

Požadavky na izolaci potrubí předepisuje vyhláška č.193/2007 [39]. Dle světlosti potrubí se navrhuje součinitel prostupu tepla válcovou stěnou U_o :

- Potrubí o světlosti DN 10-15 maximálně $U_{o1} = 0,15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$,
- Potrubí o světlosti DN 20-32 maximálně $U_{o2} = 0,18 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Vztah pro výpočet součinitele U_o vychází z rovnice prostupu tepla válcovou stěnou:

$$U_o = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i D} + \frac{1}{2\lambda_t} \cdot \ln \frac{d}{D} + \frac{1}{2\lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{(d + 2s_{iz})}{d} + \frac{1}{\alpha_{iz}(d + 2s_{iz})}} \quad 3.36$$

kde:

U_o	($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou,
α_i	($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)	součinitel přestupu tepla mezi médiem a vnitřním povrchem potrubí,
D	(m)	vnitřní průměr potrubí,
d	(m)	vnější průměr potrubí,
s_{iz}	(m)	tloušťka izolace,
λ_t	($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	součinitel tepelné vodivosti potrubí,
λ_{iz}	($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	součinitel tepelné vodivosti izolace,
α_{iz}	($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)	součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace.

Pro izolaci potrubí bylo navrženo izolační pouzdro z kamenné vlny Rockwool 800 [40]. Tepelná vodivost izolace je uměrná teplotě, pro potrubní rozvody v kotelně byla určena střední hodnota teploty izolace:

$$t_{m,iz} = \frac{t_{max} + t_{111}}{2} = \frac{90 + 15}{2} = 52,5 \text{ } ^\circ\text{C} \cong 50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 3.37$$

kde:

$t_{m,iz}$	($^\circ\text{C}$)	návrhová střední teplota izolačního pouzdra,
t_{max}	($^\circ\text{C}$)	maximální teplota topné vody,
t_{111}	($^\circ\text{C}$)	teplota vzduchu v místnosti kotelny.

Hodnota byla zaokrouhlena na $50 \text{ } ^\circ\text{C}$, protože pro tuto teplotu výrobce uvádí hodnotu součinitele tepelné vodivosti. Pro sekundární okruhy bude tato teplota mnohem nižší, ale pro zjednodušení výpočtu bude také použita (bezpečnost návrhu). Pro výpočet tloušťky izolace byly použity následující okrajové podmínky:

- Hodnota součinitele tepelné vodivosti izolace Rockwool 800 pro teplotu $50 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\lambda_{iz} = 0,037 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$,
- součinitel tepelné vodivosti měděných trubek $\lambda_t = 395 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$,
- konstantní hodnota součinitele přestupu tepla na vnější straně izolace $\alpha_{iz} = 10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,
- z důvodu vysoké hodnoty α_i první člen jmenovatele v rovnici 3.36 dosahuje nízké hodnoty, ve výpočtu nebude uvažován [17].

Vypočítané hodnoty pro uvedené podmínky a použité typy potrubí podle vztahu 3.36 obsahuje tab. 3.4.

Tab. 3.4 návrh izolace potrubních rozvodů

Potrubí	D	d	s_{iz}	U_{op}	U_o
	(mm)	(mm)	(mm)	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	
15 × 1	13	15	30	0,15	0,14
18 × 1	15	18	30	0,15	0,15
22 × 1	20	22	30	0,18	0,17
28 × 1,5	25	28	40	0,18	0,16

kde:

U_{op} (W·m⁻¹·K⁻¹) požadovaný součinitel prostupu tepla válcovou stěnou dle vyhlášky č.193/2007,

U_o (W·m⁻¹·K⁻¹) vypočítaný součinitel prostupu tepla válcovou stěnou.

Vypočítané hodnoty tloušťky izolace v tab. 3.4 platí pro „přiznané“ potrubí vedené v kotelně a technické místnosti.

Při vedení v podlaze (v 1.NP i vytápěné) se očekává nižší součinitel prostupu tepla U_o . V 1.NP bude rozvod vytápění položený na základové desce v EPS izolaci opatřen dodatečnou potrubní izolací Rockwool 800 o tloušťce 20 mm. Ve stropní konstrukci mezi 1.NP a 2.NP bude potrubí vedeno v kročejové izolaci bez dodatečné tepelné izolace.

Podlahová EPS izolace na zemině bude položena ve více vrstvách z důvodu překrytí vytvořené spáry mezi dvěma deskami izolace. Kladení ve více vrstvách také usnadní překrytí potrubí (není třeba vyřezávat otvory do izolace velké tloušťky). Kročejová izolace v patře se složí ze dvou vrstev 20 a 30 mm.

Pro výpočet tepelné ztráty v rozvodech se použije ekvivalentní délka 6 m izolovaného potrubí dotyčné trasy pro každou armaturu (ventil, kohout). Armatury s výjimkou filtrů budou izolovány. Ekvivalentní délka izolovaných armatur je 3 m, neizolovaných 6 m [17].

3.5 Měření a regulace

Teplota přívodní vody okruhů PV a OT bude regulována podle venkovní teploty. Okruh podlahového vytápění nebude z důvodu vysoké setrvačnosti individuálně regulován. Na tepelný zisk v místnosti s podlahovým vytápěním budou reagovat otopná tělesa s termostatickými hlavicemi. V místnosti 208 bude instalován prostorový termostat a tělesa bez přímočinných hlavic.

3.5.1 Ekvitermní regulace teploty přívodní vody

Účelem tohoto kvalitativního způsobu regulace je řízení teploty přívodní vody na základě venkovní teploty, zjišťované externím čidlem. Čidlo se umísťuje ideálně na neosvětlenou severní stranu budovy. Snižováním teplotního spádu a střední

teploty topné vody se dosáhne požadovaného snížení výkonu. Tyto dvě veličiny v závislosti na venkovní teplotě a druhu otopného okruhu se vypočítají podle rovnic [41]:

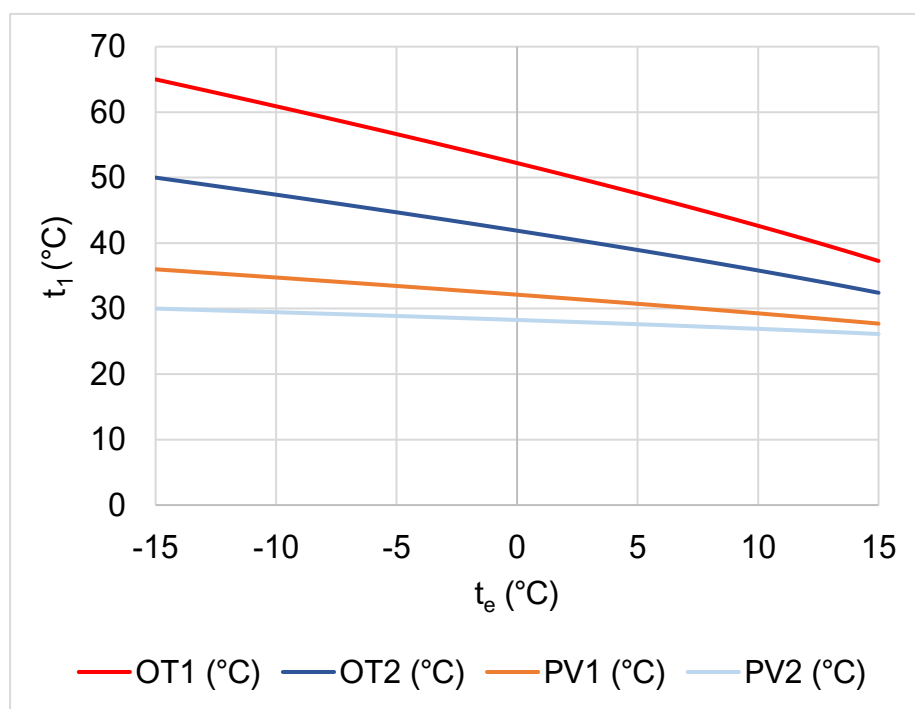
$$\Delta t = (t_{1,max} - t_{2,max}) \cdot \frac{t_{e,ak} - t_i}{t_e - t_i} \quad 3.38$$

$$t_m = t_i + \left(\frac{t_{1,max} + t_{2,max}}{2} - t_i \right) \cdot \left(\frac{t_{e,ak} - t_i}{t_e - t_i} \right)^{\frac{1}{n}} \quad 3.39$$

kde:

Δt	(°C)	teplotní spád,
$t_{w1,max}$	(°C)	návrhová teplota topné vody,
$t_{w2,max}$	(°C)	návrhová teplota vratné vody,
$t_{e,ak}$	(°C)	aktuální venkovní teplota změřená čidlem,
t_i	(°C)	návrhová vnitřní teplota vzduchu,
t_e	(°C)	návrhová venkovní teplota vzduchu,
t_m	(°C)	střední teplota otopné vody,
n	(1)	teplotní exponent otopné soustavy.

Výpočet byl nastaven pro nejvyšší teplotu vzduchu v koupelnách 24 °C. Pro teplotní exponent soustavy s otopnými tělesy byla použita hodnota $n = 1,3$ a pro podlahové vytápění $n = 1,1$. Ekvitermní křivky pro jednotlivé okruhy jsou vykresleny na obr. 3.6.



Obr. 3.6 ekvitermní křivky otopné soustavy

Teplota přívodní vody do jednotlivých okruhů je regulována trojcestnými ventily se servopohonem ESBE ARA 663 s dobou běhu 120 s a 3bodovým řídicím

signálem a napájením 24 V. Regulační odchylku vyhodnocuje regulátor okruhu (volba regulátoru viz 4.6.1).

Snižováním teploty topné vody se také zvýší doba vybíjení akumulčních nádrží. Ekvitermní regulace však nereaguje na tepelné zisky budovy.

3.5.2 Regulace prostorovým termostatem

V místnosti 208 bude pro regulaci teploty vzduchu využit prostorový termostat. Ukotven bude ke stěně neovlivněné sluncem ani jiným tepelným zdrojem přibližně ve výšce 1,7 m nad podlahou. Zároveň nesmí být instalován do rohu nebo do jiného nepřístupného místa bez přirozené konvekce. Otopná tělesa v tomto pokoji budou instalována bez termostatických hlavic (pouze ruční ovládací hlavice bez přímočinného pohonu).

Místnost dětského pokoje 208 byla zvolena, protože místnosti na severovýchodní straně objektu jsou buď ovlivněny podlahovým vytápěním nebo mohou být většinu týdne v teplotním útlumu. Zároveň se jedná o prostor nad průjezdem, podlaha je ochlazována venkovním prostředím.

3.5.3 Individuální regulace

Pro individuální regulaci otopných těles slouží přímočinné termostatické hlavice s ručním nastavením teploty vzduchu. Při tepelném zisku (například od oslunění) se hlavice postupně uzavírají a v otopné soustavě může docházet ke zvýšené tlakové diferencii na termostatických ventilech, což vede k hlučnosti soustavy. Z tohoto důvodu byla navržena regulace prostorovým termostatem a osazení těles bez termostatické hlavice v místnosti 208, aby při uzavírání ventilů na tělesech byla plně průtočná alespoň tato dvě tělesa. Na tepelný zisk v místnosti 208 zareaguje termostat a vypne oběhové čerpadlo okruhu otopných těles. Při této variantě není nutné instalovat přepouštěcí ventil nebo regulátor tlakové difference.

4 Technologie primárního okruhu

Tato kapitola se věnuje návrhu zdroje tepla a související technologie v rámci primárního okruhu vytápění.

4.1 Návrh zdroje tepla

Pro vytápění a ohřev TV bude primárně sloužit zplynovací kotel na kusové dřevo s akumulací nádržemi. Jako alternativní zdroj se využije kondenzační kotel na zemní plyn. Regulace otopné soustavy zajistí, aby při vyčerpání energie dodané kotlem na dřevo (při poklesu teploty v soustavě pod určitou hodnotu) automaticky spouštěl plynový kondenzační kotel.

4.1.1 Návrh tepelného výkonu zdroje tepla

Protože nebudou oba zdroje v provozu zároveň a ohřev TV bude probíhat přednostně, musí platit podmínka:

$$\dot{Q}_{k1} > \max(\dot{Q}_{os}; \dot{Q}_{TV,min}) + \dot{Q}_{zr} < \dot{Q}_{k2} \quad 4.1$$

kde:

\dot{Q}_{k1}	(W)	tepelný výkon kotle na dřevo
\dot{Q}_{os}	(W)	návrhový příkon otopné soustavy (OT a PV)
$\dot{Q}_{TV,min}$	(W)	minimální požadovaný výkon zdroje na ohřev TV
\dot{Q}_{zr}	(W)	tepelná ztráta rozvodů tepla a technologie vytápění
\dot{Q}_{k2}	(W)	tepelný výkon kondenzačního kotle.

Tepelná ztráta v rozvodech tepla a technologii \dot{Q}_{zr} je dána délkou rozvodů, případně počtem armatur nebo zařízení a jejich tepelnou izolací.

Délka dvoutrubkového rozvodu vytápění otopnými tělesy je přibližně 200 m, většinou se jedná o světlosti v rozmezí DN 10-15. Předávací stanice obsahuje cca 20 armatur, kterým je přiřazena ekvivalentní délka $\Delta L = 3$ m (pro neizolované filtry 6 m) izolovaného potrubí. V rámci kotelny je odhadem potrubí o délce 60 m a přibližně 30 armatur (z toho dva neizolované filtry). Pro rozvod v kotelně se očekává potrubí světlosti DN 20-32. Výsledná tepelná ztráta rozvodů je poté:

$$\dot{Q}_{zr} = U_{o1} \cdot L_1 \cdot (t_m - t_{im}) + U_{o2} \cdot L_2 \cdot (t_{mk} - t_{i103}) \quad 4.2$$

kde:

\dot{Q}_{zr}	(W)	tepelná ztráta rozvodů tepla,
U_{o1}	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou pro potrubí DN 10-15,
L_1	(m)	délka potrubního rozvodu vytápění otopnými tělesy,
t_m	(°C)	střední teplota otopné soustavy s OT,
t_{im}	(°C)	návrhová střední teplota vzduchu,
U_{o2}	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou pro potrubí DN 20-32,
L_2	(m)	délka potrubního rozvodu kotelny,

t_{mk}	(°C)	střední teplota primárního okruhu kotelny,
t_{i103}	(°C)	teplota v místnosti kotelny.

Okrajové podmínky výpočtu:

- Pro součinitele prostupu tepla U_o byly použity hodnoty doporučené vyhláškou č.193/2007 ($U_{o1} = 0,15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a $U_{o2} = 0,18 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$),
- střední teplota rozvodu vytápění OT $t_m = 57,5 \text{ °C}$,
- návrhová střední teplota vzduchu¹⁶ $t_{im} = 15 \text{ °C}$,
- střední návrhová teplota primárního okruhu kotelny $t_{mk} = 80 \text{ °C}$,
- teplota v místnosti kotelny $t_{i103} = 15 \text{ °C}$.

Výpočet tepelné ztráty v rozvodech \dot{Q}_{zr} :

$$\dot{Q}_{zr} = 0,15 \cdot 269 \cdot (57,5 - 15) + 0,18 \cdot 146 \cdot (80 - 15) \quad 4.3$$

$$\dot{Q}_{zr} = 3423,01 \text{ W} \quad 4.4$$

Jedná se o hodnotu navrženou pro nejméně příznivý stav. Ve skutečnosti bude v průběhu roku ztráta nižší vlivem menších teplot v potrubí (při vyšší venkovní teplotě). Potrubí vedené v podlaze bude mít také nižší součinitel přestupu tepla. Naopak bude ale nutné počítat také se ztrátou akumulčních nádrží. Pro kondenzační kotel bude ztráta rozvodů v kotelně nižší, a to z důvodu použití nižší topné teploty, střední teplota 80 °C je uvažována pro kotel na dřevo.

Rekapitulace návrhových příkonů otopné soustavy:

- Celkový příkon soustavy PV $\sum \dot{Q}_{PV} = 2166,16 \text{ W}$
- celkový příkon soustavy OT $\sum \dot{Q}_{OT} = 10243,06$
- příkon soustavě ohřevu TV $\dot{Q}_{TV,min} = 3279,03 \text{ W}$
- tepelná ztráta v rozvodech a technologii $\dot{Q}_{zr} = 3423,01 \text{ W}$

Protože tepelný příkon dodaný otopné soustavě je vyšší než příkon pro ohřev TV, pro tepelný výkon zdroje musí platit:

$$\dot{Q}_{k1} > \sum \dot{Q}_{OT} + \sum \dot{Q}_{PV} + \dot{Q}_{zr} < \dot{Q}_{k2} \quad 4.5$$

$$\dot{Q}_{k1} > (10243,06 + 2166,16 + 3423,01) \text{ W} < \dot{Q}_{k2} \quad 4.6$$

$$\dot{Q}_{k1} > (15832,23) \text{ W} < \dot{Q}_{k2} \quad 4.7$$

Pro vytápění byly navrženy tyto zdroje tepla:

- Primární zdroj: **Zplynovací kotel na kusové dřevo ATMOS DC 22 S**
- alternativní zdroj: **Kondenzační kotel Baxi Luna Platinum 1.18**

¹⁶ Protože je většina rozvodů vedená v podlahové izolaci, platí jiné podmínky pro přestup tepla, výpočet by se měl provádět obdobně jako pro přípojky podlahového vytápění. V 1.NP bude potrubí na podkladovém betonu v EPS izolaci dodatečně izolováno, ve stropní konstrukci mezi 1.NP a 2.NP bude vedeno v kročejové izolaci bez dodatečné izolace. Kročejová izolace bude položena ve dvou vrstvách 20 a 30 mm. Pro bezpečnost návrhu byla stanovena hodnota teploty 15 °C.

4.2 Primární zdroj tepla

Tab. 4.1 obsahuje parametry navrženého kotle na dřevo [10] (viz obr. 4.1).

Tab. 4.1 parametry navrženého kotle na dřevo

Výrobce		ATMOS
Typ		zplynovací DC 22 S
Palivo		suché dřevo
Třída dle ČSN EN 303-5		5
Jmenovitý výkon	(kW)	22
Jmenovitá účinnost	(1)	89,9 %
Min. teplota vratné vody	(°C)	65
Předepsaný tah komína	(Pa)	23
Vodní objem kotle	(l)	58
Max. provozní přetlak vody	(bar)	2,5



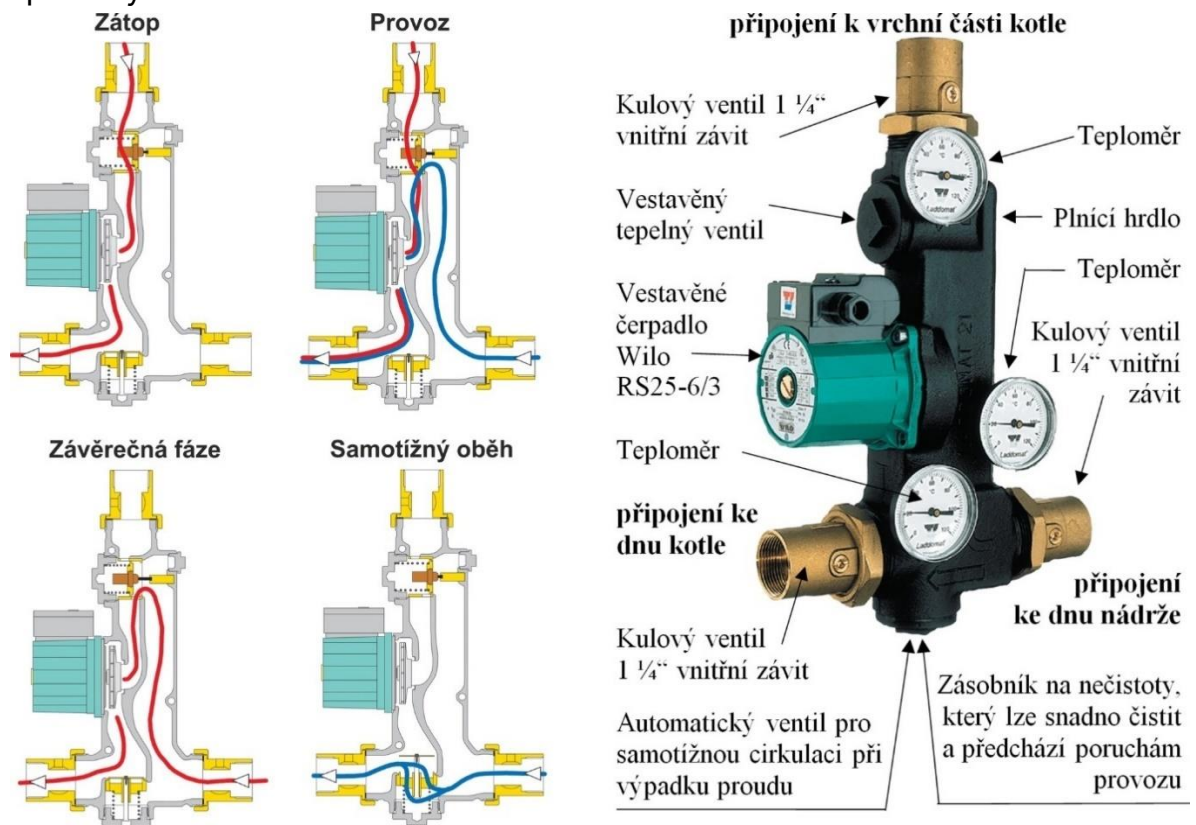
Obr. 4.1 zplynovací kotel na dřevo ATMOS DC 22 S [10]

4.2.1 Ochrana kotle proti nízkoteplotní korozi

Teplota rosného bodu vlhkých spalin u paliv rostlinného původu se pohybuje okolo hodnoty 70 °C [5]. Teplota spalin musí být udržována bezpečně nad touto hodnotou. Agresivní kondenzát totiž způsobuje nízkoteplotní korozi teplosměnných ploch nebo spalinových cest. Kotle s ručním přikládáním ATMOS se konstruují tak, aby teplota spalin nebyla nižší než 130 °C [42].

K největšímu vychlazení spalin dochází na stěnách kotle chlazených vodou. Proto se instalují opatření pro dodržení minimální teploty vratné vody (pro navržený kotel 65 °C). Pro tyto účely se využívá především trojcestný směšovací ventil termostatický nebo řízený servopohonem.

Na obr. 4.2 je popsán princip funkce frekventovaně využívané čerpadlové skupiny s termostatickým ventilem Laddomat 21 (dnes už nahrazeno novější verzí podobné konstrukce Laddomat 22). Charakteristika ventilu se odvíjí od použité termostatické patrony. Defaultně je Laddomat 22 vybaven patronou, která propouští zpětnou vodu ze soustavy při 78 °C (provozní fáze). Nastavením vyšší teploty zpátečky dochází také ke zvýšení teploty topné vody, což může zvýšit teplotu maximálního nabití akumulárních nádrží. Čerpadlo je spouštěno integrovaným spalinovým termostatem kotle.



Obr. 4.2 čerpadlová skupina s termoventilem Laddomat 21 [43]

4.2.2 Návrh akumulčních nádrží

Výrobce doporučuje minimální objem akumulčních nádrží (dále uváděno jako AN) pro uvedený typ kotle 2000 l [44]. Z důvodu omezeného prostoru kotelny, kde je pro nádrže vybudován železobetonový základ se sníženou světlou výškou místnosti 2200 mm (není součástí stavební výkresové dokumentace, vytvořeno dodatečně), byly navrženy dvě nádrže Dražice NADv2 o objemu 1000 l.

Důležitou provozní hodnotou AN je minimální střední teplota nádrže t_{am} při které regulace odstavuje režim vytápění dřevem a spíná plynový kotel. Nízká hodnota této teploty prodlužuje dobu vybíjení τ_v akumulční nádrže, ale zároveň zvětšuje také dobu nabíjení τ_n . Z důvodu využití AN pro ohřev TV je stanovena stejná hodnota jako je požadovaná teplota v zásobníku TV, tedy $t_{am,min} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$.

Protože se jedná o kotel s ruční dodávkou paliva, je nutná přítomnost obsluhy pro zátop a následné přikládání. Doba nabíjení by tedy neměla být příliš vysoká. Kontrolní výpočet doby nabíjení τ_n pro výpočtovou venkovní teplotu $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplotu úplného nabití nádrže $90 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\tau_n = \frac{V_{AN} \cdot \rho_{AN,m} \cdot c \cdot (t_{a1} - t_{am,min})}{\dot{Q}_{k1} - \dot{Q}_{tz} - 0,5 \cdot \dot{Q}_{zr}} \cdot 3600^{-1} \quad 4.8$$

kde:

τ_n	(h)	doba nabíjení AN,
V_{AN}	(m ³)	objem AN,
$\rho_{AN,m}$	(kg·m ⁻³)	střední hodnota hustoty vody při nabíjení,
c	(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	měrná tepelná kapacita vody,
t_{a1}	(°C)	střední teplota úplně nabité AN,
$t_{am,min}$	(°C)	střední teplota vybité AN,
\dot{Q}_{k1}	(W)	jmenovitý výkon kotle (22 kW),
\dot{Q}_{tz}	(W)	návrhová tepelná ztráta objektu (11,30 kW),
\dot{Q}_{zr}	(W)	tepelná ztráta rozvodů tepla.

Hodnota střední hustoty $\rho_{AN,m}$ byla stanovena pro střední teplotu AN $72,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Výkon kotle \dot{Q}_{k1} je pro zjednodušení považovaný za konstantní. Při nabíjení AN dochází také k odběru výkonu pro vytápění \dot{Q}_{tz} a tepelné ztrátě v rozvodech \dot{Q}_{zr} , která byla snížena na poloviční hodnotu, protože se může podílet také na krytí tepelné ztráty objektu a zároveň není teplota vody veškerého rozvodu $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Výkon pro ohřev \dot{Q}_{tv} zásobníku TV se stanoví až jako časová korekce pro celkovou dobu mezi jednotlivými zátopy v kotli. Doba nabíjení AN pro návrhovou venkovní teplotu $t_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\tau_n = \frac{2 \cdot 976,5 \cdot 4180 \cdot (90 - 55)}{1000 \cdot (22 - 11,3 - 0,5 \cdot 4,03)} \cdot 3600^{-1} \quad 4.9$$

$$\tau_n = 9,14 \text{ h} \quad 4.10$$

S vyšší venkovní teplotou se doba nabíjení τ_n snižuje, a naopak dochází ke zvýšení teploty vybíjení τ_v , kvůli nižší tepelné ztrátě objektu. V závislosti na

venkovní teplotě se mění dle ekvitemní křivky poměrný tepelný výkon pro vytápění a_q se vypočítá dle [45]:

$$a_q = \frac{t_i - t_{e,ak}}{t_i - t_e} \quad 4.11$$

kde:

a_q	(1)	poměrný tepelný výkon potřebný pro vytápění,
t_i	(°C)	návrhová vnitřní teplota (přibližně 21 °C),
$t_{e,ak}$	(°C)	aktuální venkovní teplota,
t_e	(°C)	návrhová venkovní teplota (-15 °C),

Při jiné venkovní teplotě, než výpočtové pro dobu nabíjení platí:

$$\tau_n = \frac{V_{AN} \cdot \rho_{AN,m} \cdot c \cdot (t_{a1} - t_{am,min})}{\dot{Q}_{k1} - a_q \cdot \dot{Q}_{tz} - 0,5 \cdot \dot{Q}_{zr}} \cdot 3600^{-1} \quad 4.12$$

Doba vybíjení akumulční nádrže se stanoví podle rovnice:

$$\tau_v = \frac{V_{AN} \cdot \rho_{AN,m} \cdot c \cdot (t_{a1} - t_{am,min})}{a_q \cdot \dot{Q}_{tz} + 0,5 \cdot \dot{Q}_{zr}} \cdot 3600^{-1} \quad 4.13$$

Celková doba mezi jednotlivými zátopy v kotli je poté:

$$\tau_{AN} = \tau_n + \tau_v - \Delta\tau_{TV} \quad 4.14$$

kde:

τ_{AN}	(h)	celková doba mezi zahájením jednotlivých zátopů v kotli na dřevo,
τ_n	(h)	doba nabíjení AN,
τ_v	(h)	doba vybíjení AN,
$\Delta\tau_{TV}$	(h)	časová korekce pro ohřev TV ¹⁷ .

Celková doba mezi jednotlivými zátopy τ je ještě snížena vlivem ohřevu zásobníku TV. Při uvažování ohřevu celého zásobníku TV o objem 200 l bez využití fotovoltaiky z 10 °C na 55 °C je potřeba 10,4 kWh tepla. Při navrženém výkonu ohřevu výměníku v zásobníku TV cca 18 kW se celý uvedený objem 200 l ohřeje o teplotní rozdíl 45 K za cca 35 min. Protože ohřev TV probíhá na úkor vytápění, musí být energie Q_{tv} snížena o hodnotu, která odpovídá energii dodávané po dobu 35 minut do otopné soustavy při aktuální tepelné ztrátě \dot{Q}_{tz} . Časová korekce pro ohřev TV $\Delta\tau_{TV}$ se poté stanoví podle následující rovnice:

$$\Delta\tau_{TV} = \frac{Q_{tv} - 3,6 \cdot a_q \cdot \dot{Q}_{tz} \cdot \tau_{TV}}{\dot{Q}_{TV}} \quad 4.15$$

¹⁷ Ohřev TV byl uvažován až jako korekce na celkový čas, protože není jasné, ve které časové periodě ohřev proběhne.

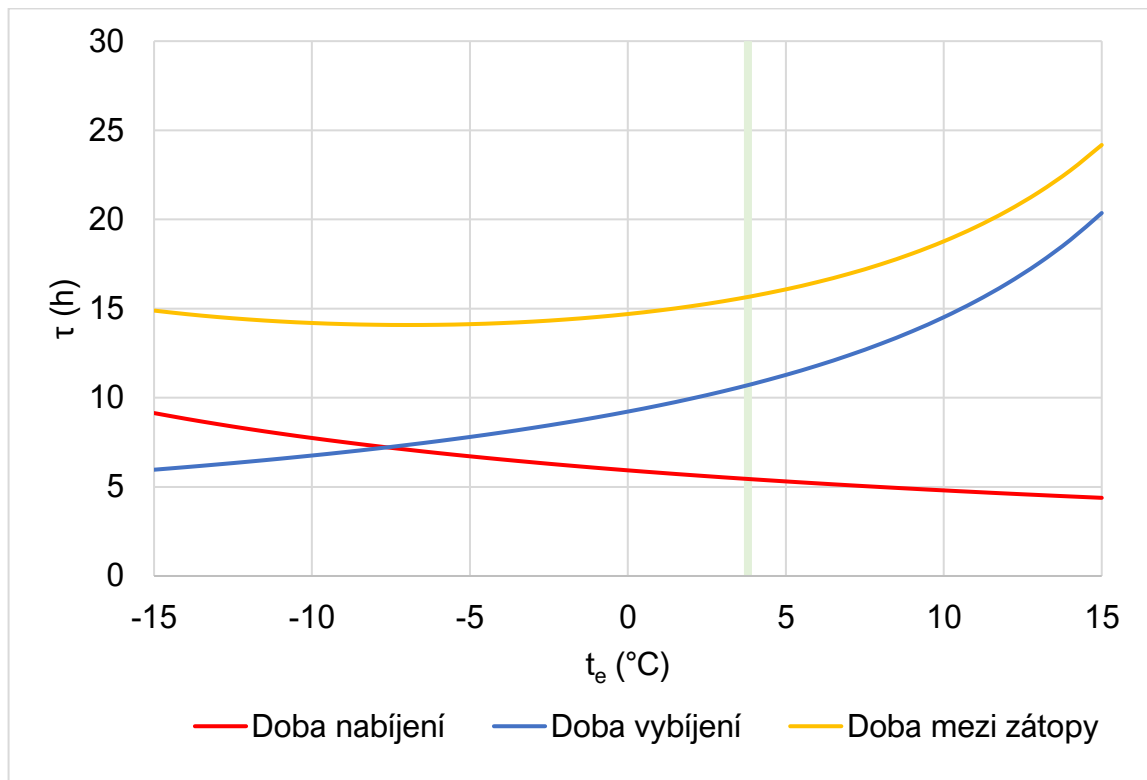
kde:

$\Delta\tau_{TV}$	(h)	časová korekce pro ohřev TV,
Q_{tv}	(kWh)	energie pro ohřev 200 l teplé vody z 10 °C na 55 °C (10,4 kWh),
a_q	(1)	poměrný tepelný výkon potřebný pro vytápění,
\dot{Q}_{tz}	(W)	návrhová tepelná ztráta objektu (11,30 kW),
τ_{TV}	(h)	doba ohřevu zásobníku při výkonu 18 kW (35 min).

Tab. 4.2 obsahuje vypočítané hodnoty pro zvolené venkovní teploty t_e a na obr. 4.3 jsou vykresleny jednotlivé charakteristické doby AN. Zeleným podbarvením byla zvýrazněna průměrná teplota pro otopné období. Výpočet neuvažuje teplotní útlumy v místnostech, akumulaci tepla budovy, ohřev TV fotovoltaikou ani tepelné zisky. Zároveň může být také optimalizována teplota charakterizující vybití AN $t_{an,min}$, která celkovou dobu mezi zátopy τ prodlouží. V tomto případě je nutné nastavit oběhové čerpadlo okruhu TV, aby spínalo pouze při dostatečné teplotě vody v nádržích.

Tab. 4.2 doba nabíjení a vybíjení AN v závislosti na venkovní teplotě

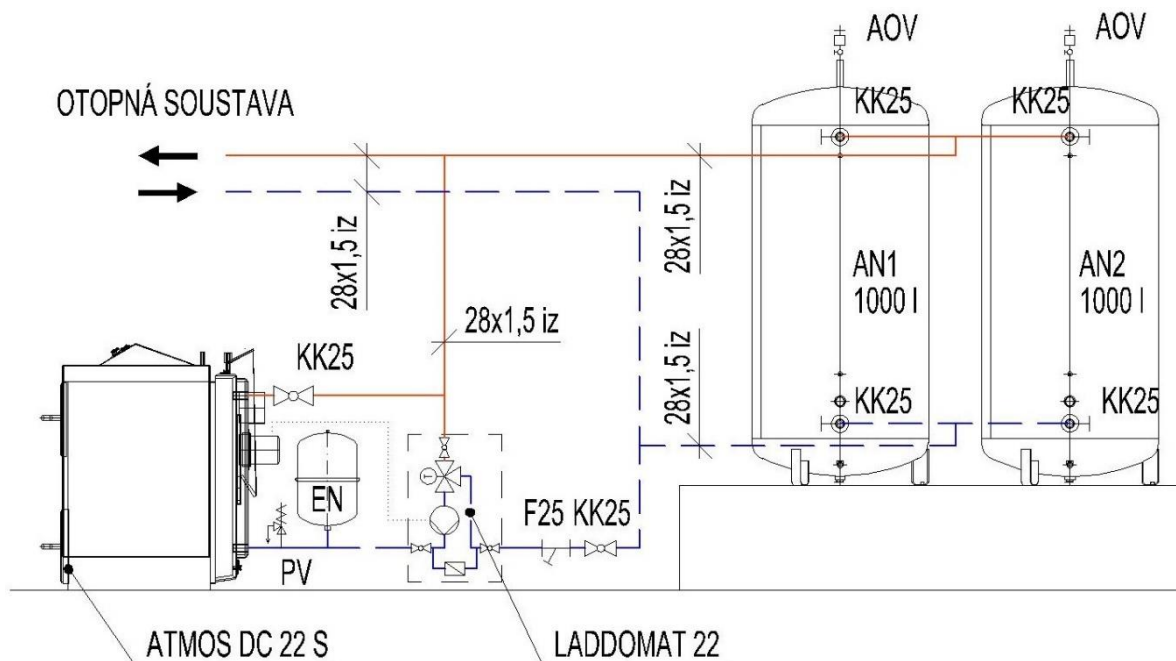
t_e	(°C)	-15	-10	-5	0	3,8	7	10	15
a_q	-1	1,00	0,86	0,72	0,58	0,48	0,39	0,31	0,17
\dot{Q}_{tz}	(kW)	11,30	9,73	8,16	6,59	5,40	4,39	3,45	1,88
τ_n	(h)	9,14	7,74	6,71	5,93	5,44	5,09	4,80	4,38
τ_v	(h)	5,96	6,76	7,80	9,22	10,71	12,38	14,52	20,36
$\Delta\tau_{TV}$	(h)	0,21	0,31	0,39	0,45	0,49	0,52	0,54	0,57
τ	(h)	14,89	14,19	14,13	14,69	15,65	16,95	18,77	24,18



Obr. 4.3 doba nabíjení a vybíjení AN v závislosti na venkovní teplotě

4.2.3 Hydraulické zapojení kotle na dřevo

Na obr. 4.4 je zakresleno schéma zapojení kotle na dřevo s akumuláčními nádržemi, expanzní nádobou kotle a směšovací čerpadlovou skupinou Laddomat 22 pro zajištění minimální teploty vratné vody do kotle.



Obr. 4.4 schéma hydraulického zapojení kotle na dřevo

Délka trasy ke každé z AN musí být stejně dlouhá, o stejné dimenzi a o stejném počtu armatur příslušné dimenze. Účelem je zajistit rovnoměrné nabíjení obou nádrží zároveň. Kotel má svoji expanzní nádobu, která slouží především k expanzi objemu vody při nahřívání kotle. Otopná soustava obsahuje další expanzní nádobu připojenou na rozdělovač, sběrač.

4.2.4 Prívod spalovacího vzduchu

Kotelna bude větrána přirozeně otvorem ve zdivu mezi kotelnou a průjezdem. V případě průjezdu nebudou osazena těsná vrata. Při neznámém složení paliva je možné pro pevná paliva přibližně určit teoretické množství přiváděného vzduchu podle Rossinových empirických vztahů:

$$V_{vz,min} = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{Q_i^r}{4,187} \quad 4.16$$

kde:

$V_{vz,min}$ ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$) teoretické množství přiváděného vzduchu na 1 kg
jehličnatého dřeva (při 0 °C a 101 325 Pa),
 Q_i^r ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) výhřevnost jehličnatého dřeva.

Pro 2 roky sušené dřevo (při vhodných podmínkách) podle tab. 1.1 vlhkost dřeva dosahuje asi 20 % a výhřevnosti $Q_i^r = 14,50 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Pro použité palivo platí:

$$V_{vz,min} = 0,5 + 1,012 \cdot \frac{14,50}{4,187} = 4,00 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad 4.17$$

Pro kotel je uvažováno spalování s přebytkem spalovacího vzduchu $n = 2$ a klimatickými podmínkami o teplotě vzduchu 20 °C a vlhkosti 70 % [2]. Přepoččet na skutečný objemový průtok vlhkého spalovacího vzduchu se zahrnutím přebytku vzduchu při návrhových podmínkách:

$$\dot{V}_{vz} = n \cdot f_{rh} \cdot V_{vz,min} \cdot \frac{t_{vz} + 273}{273} \cdot \frac{101325}{p_{vz}} \cdot \dot{m}_{pal} \quad 4.18$$

kde:

n (1) součinitel přebytku spalovacího vzduchu,
 \dot{V}_{vz} ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) objemový průtok přiváděného spalovacího vzduchu,
 f_{rh} (1) faktor zvětšení objemu vzduchu vlivem vlhkosti,
 t_{vz} (°C) teplota vzduchu,
 p_{vz} (Pa) barometrický tlak vzduchu,
 \dot{m}_{pal} ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$) hmotnostní tok paliva.

Hodnota faktoru zvětšení objemu je pro uvedené podmínky podle [46] $f_{rh} = 1,016$. Pro návrh se použije přibližná hodnota barometrického tlaku pro uvedenou oblast 98 kPa a venkovní teplotu 20 °C. Při uvažování maximální výkonu kotle 22 kW při jmenovité účinnosti 89,9 % hmotnostní tok paliva dosahuje hodnoty:

$$\dot{m}_{pal} = 3,6 \cdot \frac{\dot{Q}_{k1}}{\eta_{k1} \cdot Q_i^r} = 3,6 \cdot \frac{22}{0,90 \cdot 14,50} = 6,07 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad 4.19$$

Objemový průtok \dot{V}_{vz} je poté:

$$\dot{V}_{vz} = 2 \cdot 1,016 \cdot 4 \cdot \frac{20 + 273}{273} \cdot \frac{101325}{98000} \cdot 6,07 = 54,75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad 4.20$$

Rychlost proudění v otvoru byla stanovena přibližně na $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Z rovnice kontinuity se stanoví požadovaný kruhový průřez otvoru D_i :

$$D_i = \left(\frac{4 \cdot \dot{V}_{vz}}{3600 \cdot \pi \cdot w} \right)^{0,5} \quad 4.21$$

$$D_i = \left(\frac{4 \cdot 54,75}{3600 \cdot \pi \cdot 1} \right)^{0,5} = 0,14 \text{ m} \quad 4.22$$

Byl navržen otvor z plastové trubky KG o vnitřním průměru 150 mm s krycí mřížkou z tahokovu na straně průjezdu (zamezení vniku hrubých nečistot do kotelny). Návrhovým programem vzduchotechnických zařízení [47] byla určena tlaková ztráta větracího otvoru s mřížkou z tahokovu na sání přibližně 1 Pa.

4.2.5 Odkouření kotle

Správný návrh odkouření kotle má velký vliv na výkon a účinnost kotle. Při poddimenzování spalinové cesty může docházet vlivem značných tlakových ztrát k výraznému snížení komínového tahu. To vede ke snížení výkonu kotle. Předimenzování průřezu spalinové cesty vede k většímu vychlazení spalin, což opět snižuje komínový tah.

Navržený zplynovací kotel využívá spalinového ventilátoru pro řízení „tahu“ a tím i výkonu kotle. Přirozený tah komína snižuje odpor spalinovému ventilátoru a umožňuje také chod kotle bez ventilátoru na cca 70 % výkonu. Při výpadku elektrického proudu je poté zajištěn odtah vzniklých spalin.

V rámci projektové dokumentace pro stavební povolení byl navržen izostatický keramický komín o vnitřním průměru 200 mm a bude proveden kontrolní výpočet. Bude-li třeba, bude učiněno potřebné opatření.

Nutno uvést, že kontrolní výpočet neodpovídá přesně současně normě pro návrh spalinových cest, které slouží spíše pro softwarové výpočetní pomůcky (například nejznámější Kesa aladin). Pro výpočet spalinové cesty bylo čerpáno z [2], [5], [48], [49] a byly použity základní hydromechanické a termomechanické vztahy.

Minimální objem spalin při spalování pevných paliv podle Rossina:

$$V_{sp,min} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{Q_i^r}{4,187} \quad 4.23$$

kde:

$V_{sp,min}$ ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$) teoretické objemové množství spalin po dokonalém spálení 1 kg jehličnatého dřeva (při 0°C a 101 325 Pa).

Pro použité jehličnaté dřevo o vlhkosti 20 % tedy platí:

$$V_{sp,min} = 1,375 + 0,95 \cdot \frac{14,50}{4,187} = 4,66 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad 4.24$$

Množství vlhkých spalin přepočtené na venkovní teplotu 20 °C, 70% vlhkost a nejnižší možnou teplotu spalin 130 °C pro použitý kotel [42] se vypočítá podle:

$$V_{sp} = (V_{sp,min} + V_{H_2O}) \cdot \frac{t_{sp} + 273}{273} \cdot \frac{101325}{p_{vz}} \quad 4.25$$

kde:

V_{sp} (m³·kg⁻¹) objemové množství vlhkých spalin po dokonalém spálení 1 kg paliva (při 0 °C a 101 325 Pa),
 V_{H_2O} (m³·kg⁻¹) množství vodní páry ve spalinách po dokonalém spálení 1 kg paliva (při 0 °C a 101 325 Pa),
 t_{sp} (°C) teplota spalin.

Vodní pára ve spalinách se určí následovně:

$$V_{H_2O} = \frac{22,41}{18,02} \cdot W^r + (f_{rh} - 1) \cdot V_{vz,min} \quad 4.26$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,41}{18,02} \cdot 0,2 + (1,016 - 1) \cdot 4 = 0,31 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad 4.27$$

kde:

V_{H_2O} (m³·kg⁻¹) množství vodní páry ve spalinách na 1 kg jehličnatého dřeva (při 0 °C a 101 325 Pa),
 W^r (1) obsah vody v palivu,
 f_{rh} (1) faktor zvětšení objemu vzduchu vlivem vlhkosti,
 $V_{vz,min}$ (m³·kg⁻¹) teoretické množství přiváděného vzduchu na 1 kg jehličnatého dřeva (při 0 °C a 101 325 Pa).

Objemový průtok vlhkých spalin o teplotě 130 °C vzniklých při dokonalém spalování V_{sp} je poté:

$$V_{sp} = (V_{sp,min} + V_{H_2O}) \cdot \frac{t_{sp} + 273}{273} \cdot \frac{101325}{p_{vz}} \cdot \dot{m}_{pal} \quad 4.28$$

$$V_{sp} = (4,66 + 0,31) \cdot \frac{130 + 273}{273} \cdot \frac{101325}{98000} \cdot 6,07 \quad 4.29$$

$$V_{sp} = 46,04 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad 4.30$$

Skutečný objemový průtok je ještě navýšen nevyužitým přebytkem vzduchu ohřátým na 130 °C:

$$\dot{V}_{sp,skut} = \dot{V}_{sp} + (n - 1) \cdot f \cdot V_{vz,min} \cdot \frac{t_{sp} + 273}{273} \cdot \frac{101325}{p_{vz}} \cdot \dot{m}_{pal} \quad 4.31$$

$$\dot{V}_{sp,skut} = 46,04 + (2 - 1) \cdot 1,016 \cdot 4 \cdot \frac{130 + 273}{273} \cdot \frac{101325}{98000} \cdot 6,07 \quad 4.32$$

$$\dot{V}_{sp,skut} = 83,69 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad 4.33$$

Rychlost proudění v komíně o průřezu 200 mm:

$$w_{200} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{vz}}{3600 \cdot \pi \cdot D_{200}^2} = \frac{4 \cdot 83,69}{3600 \cdot \pi \cdot 0,2^2} = 0,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad 4.34$$

V komíně je doporučená rychlost proudění spalin $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [48]. Při vyšších teplotách spalin než $130 \text{ }^\circ\text{C}$ se zvyšuje objem spalin, a tedy i rychlost proudění. Například při teplotě spalin $200 \text{ }^\circ\text{C}$ rychlost dosahuje $0,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Kontrolní výpočet byl proveden pro nižší teplotu spalin a vyšší teplotu venkovního vzduchu především kvůli nejnižšímu rozdílu hustot, který určuje komínový tah:

$$\Delta p_{tah} = 9,81 \cdot H_k \left(\rho_{vz} \cdot \frac{273}{t_{vz} + 273} - \rho_{sp} \cdot \frac{273}{t_{sp} + 273} \right) \cdot \frac{p_{vz}}{101325} \quad 4.35$$

kde:

Δp_{tah}	(Pa)	komínový tah (vztlak),
H_k	(m)	účinná výška komínu,
ρ_{vz}	($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	hustota venkovního vzduchu za normálních podmínek,
ρ_{sp}	($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	hustota spalin za normálních podmínek,
t_{sp}	($^\circ\text{C}$)	teplota spalin.

Dle dokumentace pro stavební povolení je účinná výška komína cca $7,9 \text{ m}$ (výška od osy sopouchu po ústí komínu). Hustota vzduchu za normálních podmínek je $1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Co se týče spalin jehličnatého dřeva, tak při normální fyzikální stavu mají spaliny podle [49] hustotu $1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Výrobce kotle předepisuje tah komína 23 Pa . Musí platit podmínka:

$$\Delta p_{tah} \geq \Delta p_m + \Delta p_l + \Delta p_{vz} + \Delta p_{kp} \quad 4.36$$

kde:

Δp_{tah}	(Pa)	komínový tah komínu a kouřovodu (vztlak),
Δp_m	(Pa)	místní tlaková ztráta spalinové cesty,
Δp_l	(Pa)	délková tlaková ztráta spalinové cesty,
Δp_{vz}	(Pa)	tlaková ztráta přívodu vzduchu,
Δp_{kp}	(Pa)	předepsaný tah komína výrobcem.

Hydraulický výpočet tlakových ztrát probíhal obdobně jako v kapitole 2.6.7. Kinematická viskozita spalin byla pro zjednodušení určena z tabulek pro suchý vzduch o tlaku 98 kPa a teplotě $130 \text{ }^\circ\text{C}$ dle tabulky uvedené v [17]. Hodnoty viskozity spalin a vzduchu byly považovány za totožné i vzhledem k tomu, že spaliny jsou z větší části tvořeny právě vzduchem. Součinitel tření λ byl určen podle Churchillova vztahu [25] pro drsnost kouřovodu 3 mm (uvažováno zanesení spalinové cesty).

Pro výpočet místních ztrát byly navrženy tyto součinitele místního odporu podle [17]:

- Plynulé rozšíření kouřovodu z průměru 150 na 160 mm $\xi = 0,1$,
- $2 \times$ segmentový oblouk 90° $\xi = 0,35$,
- plynulé zúžení kouřovodu před sopouchem ze 160 na 200 mm $\xi = 0,2$,
- napojení kouřovodu na sopouch (počítáno již pro ztrátu komína) $\xi = 1,5$,
- vyústění komína – překonání povětrnostních podmínek $\xi = 1,5$,

Pro úsek kouřovodu byla přičtena tlaková ztráta 1 Pa, způsobená přívodem spalovacího vzduchu. V tab. 4.3 jsou uvedené vypočítané hodnoty hydraulického výpočtu spalinové cesty.

Tab. 4.3 hydraulický výpočet spalinové cesty

Úsek	D_i	w	λ	L	ξ	H_k	Δp_l	Δp_m	Δp_{tah}	Δp_{ds}
	(mm)	(m·s ⁻¹)	(1)	(m)	(1)	(m)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(Pa)
kouřovod	160	1,16	0,054	1	1	0,5	0,19	0,57	1,55	-0,20
komín	200	0,74	0,052	7,9	3	7,9	0,48	0,70	24,6	23,38
CELKEM							0,67	1,26	26,12	23,18

kde:

D_i	(mm)	vnitřní průměr úseku,
w	(m·s ⁻¹)	rychlost proudění v úseku,
λ	(1)	součinitel smykového tření dle Churchillova vztahu,
L	(m)	celková délka úseku,
ξ	(1)	součet součinitelů místního odporu daného úseku,
H_k	(m)	účinná výška úseku,
Δp_l	(Pa)	tlaková ztráta třením,
Δp_m	(Pa)	místní tlaková ztráta,
Δp_{tah}	(Pa)	komínový tah (vztlak),
Δp_{ds}	(Pa)	dispoziční tlak úseku.

Podle tab. 4.3 vystavěný komín vyhovuje požadavkům navrženého kotle. Při zátopu spaliny sice dosahují nižší teploty, ale díky otevření zátopové klapky se sníží tlakový odpor kotle a odtahový ventilátor zajistí dostatečný tah, nedochází tedy k vytlačování spalin do prostoru kotelny. Protože s nižší venkovní teplotou a vyšší teplotou spalin roste komínový tah, musí být zajištěn ideálně konstantní komínový tah. To lze dosáhnout regulátorem komínového tahu, který samovolně udržuje nastavenou hodnotu komínového tahu (viz ilustrační obr. 4.5).



Obr. 4.5 regulátor komínového tahu [10]

4.3 Alternativní zdroj tepla

Kotel na zemní plyn bude využit pouze jako alternativní zdroj například pro ohřev TV mimo otopné období (při nedostatečném výkonu FV) nebo pro temperaci otopného systému po vybití AN.

4.3.1 Charakteristika zařízení

V tab. 4.4 jsou uvedeny parametry zvoleného alternativního zdroje Baxi Luna Platinum+ 1.18 [50] na obr. 4.6.

Tab. 4.4 parametry navrženého kondenzačního kotle

Výrobce		Baxi
Typ		Luna Platinum+ 1.18
Palivo		zemní plyn
Jmenovitý výkon	(kW)	18,4 při 50/30 °C
Jmenovitá účinnost	(%)	105,8 % při 50/30 °C
Objem expanzní nádoby	(l)	8
Průměr koax. odkouření	(mm)	100/60
Max. provozní přetlak vody	(bar)	3
Min. provozní přetlak vody	(bar)	0,5



Obr. 4.6 kondenzační kotel Baxi Luna Platinum 1.18 [50]

4.3.2 Přívod spalovacího vzduchu a odkouření

Přívod spalovacího vzduchu a odkouření plynového kotle bude řešeno koaxiálním provedením s vyústěním 0,5 m nad střechou, kdy prostřední trubka slouží jako spalínová cesta a mezikružím je přiváděn spalovací vzduch. Výrobce v projekčních podkladech [50] uvádí maximální délku pro odkouření o dimenzi 100/60 mm 8 m po napojovací kus na komínovou hlavici. 90° kolenu je přiřazena ekvivalentní délka 1 m (napojovací koleno se nepočítá). Tomuto délkovému požadavku trasa vyhovuje a nemusí být zvětšena dimenze.

4.4 Zabezpečovací zařízení

Pro zajištění bezpečnosti proti zvýšení tlaku bude soustava vybavena expanzní nádobou a pojistným ventilem. Pro zamezení nežádoucího zvýšení teploty v kotli na pevná paliva bude instalována dochlazovací smyčka (viz kapitola 1.8.1).

Kvůli dodržení nejvyšší dovolené teploty 55 °C v podlahovém vytápění bude využito bezpečnostního termostatu, který vypne oběhové čerpadlo při vyšší indikované teplotě.

Zásobník TV bude jištěn pojistným ventilem a průtočnou expanzní nádobou. Z důvodu možného přehřátí zásobníku fotovoltaičkou při letních měsících bude na výstupu ze zásobníku umístěna termostatická směšovací armatura. Ta bude při vyšších teplotách v zásobníku dodržovat teplotu TV distribuovanou k odběrnému místu 55 °C.

4.4.1 Návrh pojistného ventilu

▪ Pojistný ventil kotle na pevná paliva

Nejvyšší dovolený provozní přetlak kotle na pevná paliva je 2,5 bar. Armatura bude připojena v úrovni manometrické roviny expanzní nádoby kotle.

Pojistný ventil se navrhuje, aby byl schopen odvést množství vody dané výkonem zdroje tepla. Výpočty byly provedeny podle normy ČSN 06 0830 [51]. Pro pojistný výkon odváděný ventilem musí platit:

$$\dot{Q}_{k1} = \dot{Q}_{pv} \quad 4.37$$

kde:

\dot{Q}_{k1}	(kW)	jmenovitý výkon kotle na dřevo (22 kW),
\dot{Q}_{pv}	(kW)	pojistný výkon.

Průřez sedla ventilu se dimenzuje podle vztahu:

$$S_o = \frac{\dot{Q}_p}{\alpha_w \cdot K_{sp}} \quad 4.38$$

kde:

S_o	(mm ²)	průřez sedla ventilu,
α_w	(1)	výtokový součinitel,
K_{sp}	(kW·mm ⁻²)	konstanta závislá na stavu syté vodní páry.

Byl zvolen typ pojistného ventilu Giacomini R140 [52]. První odhad dimenze ventilu je 1/2 " × 1/2 " (rozměr přípojky k otopné soustavě × rozměr přípojky pojistného potrubí), pro který výtokový součinitel nabývá hodnoty $\alpha_w = 0,69$. Konstanta K_{sp} je určena podle hodnoty otevíracího tlaku pojistného ventilu, který je 2,5 bar. V tabulce parametrů syté vodní páry v [51] se pro 250 kPa zvolí hodnota $K_{sp} = 1,12 \text{ kW}\cdot\text{mm}^{-2}$. Pro průřez sedla ventilu poté platí:

$$S_o = \frac{22}{0,69 \cdot 1,12} = 28,47 \text{ mm}^2 \quad 4.39$$

Tento průřez odpovídá vnitřnímu průměru přibližně 6 mm. Pojistný ventil 1/2" × 1/2 " vyhovuje. Vnitřní průměr vstupního a výstupního potrubí pojistného ventilu se vypočítá podle rovnice:

$$D_p = 15 + 1,4 \cdot \sqrt{\dot{Q}_p} \quad 4.40$$

$$D_p = 15 + 1,4 \cdot \sqrt{22} = 21,57 \text{ mm} \quad 4.41$$

kde:

D_p (mm) průměr pojistného potrubí.

Pro přípojku pojistného ventilu bude použito potrubí 28 × 1,5 mm. Odtokové potrubí ventilu bude k ventilu připojeno armaturou s volným výtokem a bude vedeno v PPR potrubí o dimenzi 32 × 4,4 mm a ukončeno na viditelném místě.

▪ Pojistný ventil kondenzačního kotle

Pojistný ventil alternativního zdroje je součástí dodávky kondenzačního kotle a je z výroby nastaven na hodnotu 3 bar.

▪ Pojistný ventil zásobníku TV

Zásobník TV bude na straně SV vybaven pojistným ventilem Slovarm TE 2852 o dimenzi DN 20 a pojistném přetlaku 6 bar. Tato armatura je předepsaná výrobcem pro daný typ bojleru.

4.4.2 Návrh expanzního systému otopné soustavy

Každý zdroj tepla by měl být opatřen vlastní expanzní nádobou (dle DIN EN 12828). Bude tedy proveden návrh tlakové expanzní membránové nádoby pro kotel na dřevo a celý objem otopné a tepelné soustavy. Kondenzační kotel má integrovanou expanzní nádobu o objemu 8 l. Expanzní nádoba bude využita také pro ohřev TV na straně studené vody před pojistným ventilem.

Pro návrh objemu expanzní nádoby platí vztah [20]:

$$V_e = 1,3 \cdot V_o \cdot n_e \cdot \frac{p_h + 100}{p_h - p_d} \quad 4.42$$

kde:

V_e (m³) expanzní objem,
 V_o (m³) objem vody v soustavě,
 n_e (1) součinitel zvětšení objemu,

p_h (kPa) nejvyšší provozní přetlak,
 p_d (kPa) nejnižší provozní přetlak.

Doporučení pro nastavení hodnoty nejvyššího provozního přetlaku p_h a nejnižšího provozního přetlaku expanzní nádoby podle [53]:

$$p_h = p_{pv} - 50 \quad 4.43$$

$$p_d = p_{st} + p_D + 20 \geq 100 \quad 4.44$$

kde:

p_{pv} (kPa) otevírací přetlak pojistného ventilu,

p_{st} (kPa) hydrostatický tlak v otopném systému,

p_D (kPa) odpařovací tlak pro vodu vztažený k atmosféře

Hodnota nejvyššího provozního tlaku pro navrženou otopnou soustavu:

$$p_h = 250 - 50 = 200 \text{ kPa} \quad 4.45$$

Výška mezi nejnižším a nejvyšším bodem soustavy je přibližně 6,5 m. Hydrostatický tlak p_{st} nabývá hodnoty:

$$p_{st} = 10^{-3} \cdot H_s \cdot g \cdot \rho \quad 4.46$$

$$p_{st} = 10^{-3} \cdot 6,5 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 63,77 \text{ kPa} \quad 4.47$$

kde:

H_s (m) vzdálenost mezi nejnižším a nejvyšším bodem otopné soustavy,

g (m·s⁻²) tíhové zrychlení

ρ (kg·m⁻³) hustota vody.

Protože odpařovací tlak vody p_D pro teploty pod 100 °C nabývá záporné hodnoty vůči atmosférickému tlaku, je navržen nejnižší provozní přetlak v systému:

$$p_d = 100 \text{ kPa} \quad 4.48$$

Nejnižší očekávaná teplota vody v systému je 10 °C a nejvyšší je 95 °C. Pro maximální teplotní rozdíl součinitel zvětšení objemu dosahuje $n_e = 0,03916$. Vypočítané hodnoty pro jednotlivé expanzní nádoby jsou uvedeny v tab. 4.5.

Tab. 4.5 návrh membránových expanzních nádob

Typ EN		ATMOS	Baxi	OS
V_o	(m ³)	0,06		2,50
V_e	(m ³)	0,01		0,38
$V_{e,sk}$	(l)	12	8	400

kde:

V_o (m³) objem vody v soustavě,

V_e (m³) vypočítaný expanzní objem,

$V_{e,sk}$ (l) navržený objem expanzní nádoby,

OS otopná soustava.

Pro kotel na pevná paliva byla navržena závěsná expanzní nádoba Reflex NG 12 l, pro expanzní nádobu připojenou k RS byla zvolena stacionární expanzní nádoba Reflex N 400 l.

4.4.3 Návrh expanzního systému ohřevu TV

Tlaková expanzní nádoba umístěná na studené vodě před zásobníkem TV se vypočítá podle vztahu [20]:

$$V_e = \frac{V_z \cdot n_e}{1 - \frac{(p_{h,sv} + 100)}{p_h + 100}} \quad 4.49$$

kde:

V_z	(m ³)	objem zásobníku TV,
$p_{h,sv}$	(kPa)	nejvyšší přetlak studené vody,
p_h	(kPa)	nejvyšší provozní přetlak vody v ohřivači.

Při ohřevu teplé vody může být voda ohřívána v největším rozpětí od 5 °C až do 75 °C. Součinitel zvětšení objemu o 70 °C $n_e = 0,02863$. Nejvyšší přetlak studené vody v systému bude nastaven regulátorem tlaku vody osazeným hned za vodoměrem na hodnotu 400 kPa. Otevírací přetlak pojistného ventilu je 600 kPa, nejvyšší provozní přetlak bude navržen $p_h = 550$ kPa. Expanzní objem je poté:

$$V_e = \frac{0,2 \cdot 0,02863}{\frac{1000 - (400 + 100)}{550 + 100}} = 0,007 \text{ m}^3 = 7 \text{ l} \quad 4.50$$

Byla navržena průtočná expanzní nádoba Refix DD 12/10 o objemu 12 l. Pro připojení bude využito průtočné armatury Flowjet, pro zajištění výměny vody v objemu nádoby (aby nedocházelo tvorbě bakterií).

4.5 Úprava teplonosné látky

Protože se jedná o náročnější topný systém, je potřeba zajistit dostatečnou kvalitu topné vody.

4.5.1 Odstranění mechanických nečistot

Mechanické nečistoty jsou nežádoucí především na termostatických ventilech a oběhových čerpadlech. Primární filtrace hrubých nečistot se provede cyklónovým separátorem s magnetem, který odstraní hrubší nečistoty na vratném potrubí do kotle na pevná paliva. Pro jemnou sekundární filtraci bude použito závitových filtrů se sítí před každým čerpadlem v systému. Pro odkalení je možné použít také vypouštěcích ventilů v nejnižších místech soustavy. V otopném systému tedy byla navržena tato opatření:

- Primární filtrace cyklónovým separátorem kalu IMI Zeparo Cyclone ZCD DN20 s magnetem (pro nejvyšší průtok tlaková ztráta přibližně 3 kPa).
- Sekundární filtrace závitovými filtry před každým čerpadlem v systému, dimenze volena podle průměru potrubí, na které se filtr osazuje.

4.5.2 Odvzdušnění

Odvzdušňovací ventily jsou součástí otopných těles. Před topnou sezónou i v průběhu je potřeba pravidelně odvzdušňovat topný systém. V nejvyšších místech otopné soustavy, kde může docházet k hromadění vzduchu, byly navrženy automatické odvzdušňovací ventily.

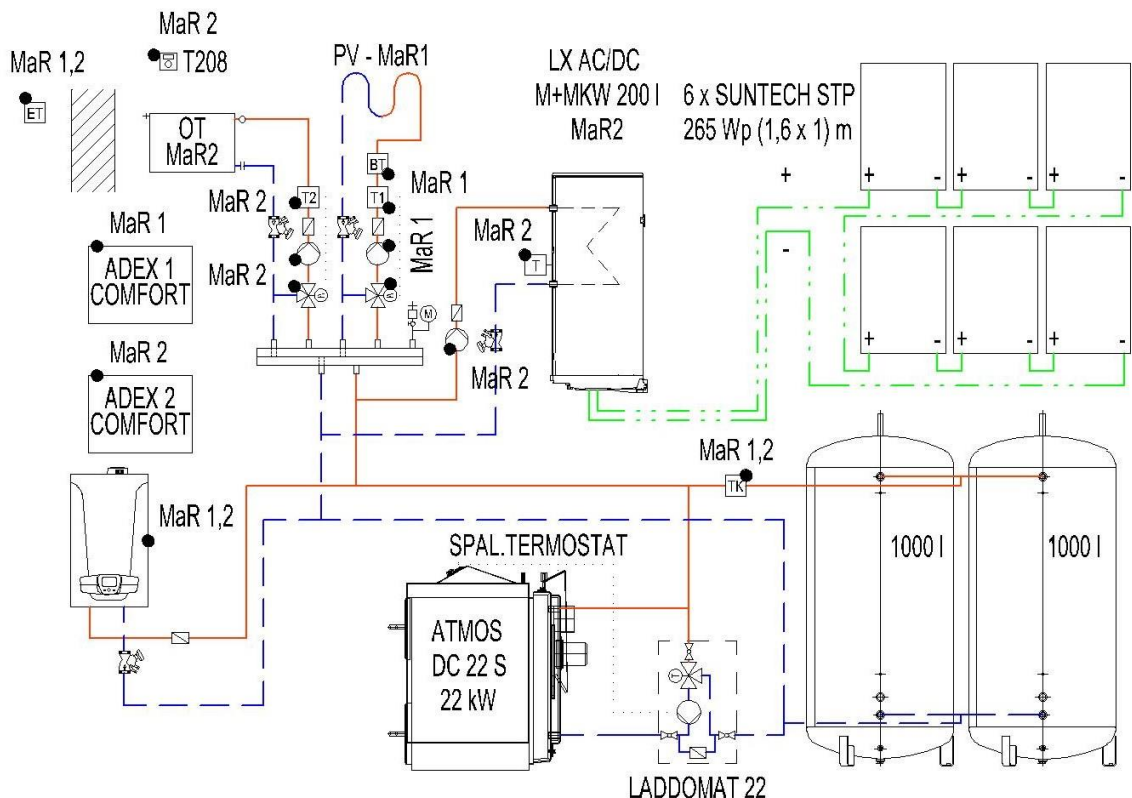
4.6 Měření a regulace

Systém měření a regulace má za úkol automatizaci chodu otopné soustavy. Jedinou manuální činností obsluhu zůstává ruční přikládání dřeva.

4.6.1 Schéma měření a regulace

Na obr. 4.7 je schéma koncepce měření a regulace (dále jen MaR) pro soustavu řešeného objektu včetně zapojení fotovoltaických panelů Suntech STP 265 W. Černým bodem jsou označena zařízení a armatury připojené k regulátorům ADEX Comfort. Popis MaR 1 nebo MaR 2 značí, ke kterému regulátoru dané zařízení přísluší. Pro zjednodušení a přehlednost schématu byly vynechány některé armatury, které nejsou důležité pro systém MaR. Větvení MaR systému bylo zvoleno následující:

- **MaR 1 – regulátor otopného okruhu ADEX Comfort R** řídí podlahového vytápění na požadovanou teplotu podle přiřazené ekvitemní křivky. Oběhové čerpadlo okruhu je zastaveno v případě překročení teploty 55 °C do podlahy.
- **MaR 2 – regulátor otopného okruhu ADEX Comfort R** řídí otopná tělesa a ohřev TV, při požadavku na ohřev TV vypíná oběhové čerpadlo okruhu otopných těles. Pro nízký výkon podlahového vytápění zůstává čerpadlo okruhu PV v provozu i při ohřevu TV – je ale nutné při topné zkoušce seřadit průtoky vyvažovacími ventily tak, aby byl průtok v primárním okruhu plynového kotle o cca 5 % vyšší než průtok v sekundární soustavě.
- **Regulátor kotle ATMOS** má integrovanou řídicí jednotku se spalinovým čidlem, které spíná oběhové čerpadlo Laddomatu 22. Podle požadavku na výkon řídí spalinový ventilátor. Výkon bude udržován na jmenovité hodnotě, po nabití akumulčních nádrží se ukončí provoz.
- **Regulace výkonu kotle na zemní plyn** probíhá podle ekvitemní křivky pro otopná tělesa, trojcestný ventil okruhu OT propouští teplotonosnou látku jen v přímém směru. Vytápění podle ekvitemní křivky také znemožňuje kotli natápění na vysokou teplotu v AN, což je kvůli kotli na pevná paliva nežádoucí. Při požadavku na ohřev TV dostává od regulátoru MaR 2 povel pro ohřev přívodní vody na teplotu 60 °C.



Obr. 4.7 schéma měření a regulace systému vytápění a ohřevu TV

4.6.2 Provozní fáze

Vytápění a ohřev TV se kvůli kotli na dřevo rozlišuje na několik fází provozu, které musí být systémem MaR indikovány, podle čehož patřičně reagují.

- **Zátop v kotli na dřevo**

Při zátoku v kotli na dřevo spalínový termostát kotle spouští oběhové čerpadlo Laddomatu 22, termostatický ventil je uzavřený a voda proudí v rámci okruhu kotle. Vytápění doposud zajišťují AN nebo kondenzační kotel.

- **Vytápění do soustavy a akumulčních nádrží**

Po nahrání kotle termostatický ventil Laddomatu otevírá a při indikaci teploty nastavené na termostatu mezi kotlem a nádržemi vypíná regulátor kotel na plyn. Tato teplota musí být nastavena s určitou hysterezí, aby kotel na plyn spouštěl při nízké teplotě vody z AN – například 55 °C. A naopak vypnutí kotle musí vyvolat taková teplota, kterou kondenzační kotel není schopen vyvinout. Což pro danou otopnou soustavu je 70 °C. Teplota topné vody z kotle na pevná paliva je vlivem použité termostatické patry cca 90 °C.

- **Vybíjení akumulčních nádrží**

Proces vybíjení nádrží nastává při ukončení provozu kotle na dřevo. Spalínový termostát po vyhasnutí vypne oběhové čerpadlo Laddomatu a termostatický ventil při poklesu teploty v kotli uzavírá. Při této fázi není vyžadován zásah od regulátorů

otopných okruhů. Trasa AN-RS je navržena tak, aby působila co nejnižší tlakový odpor při proudění.

- **Provoz plynového kotle**

Při poklesu teploty na termostatu mezi kotlem na dřevo a AN pod teplotu 55 °C, případně jinou nastavenou, je uveden do provozu kondenzační kotel. A to až do doby, dokud nedojde v zátopu v kotli.

- **Ohřev teplé vody**

Ohřev TV fotovoltaikou není nijak omezen, v době slunečního svitu dodává energii do zásobníku. Oběhové čerpadlo okruhu výměníku TV se spouští ve chvíli, kdy teplota na čidle umístěném u spodního hrdla výměníku dosáhne teploty 45 °C a nižší. Zároveň se odstaví čerpadlo okruhu otopných těles.

Při letních měsících bez vytápění, kdy samotný provoz fotovoltaických panelů pokryje potřebnou energii pro ohřev TV může být otopná soustava ručně odstavena. Pro automatizaci chodu by se dalo využít predikce počasí (fuzzy logika, náročné na cenu) nebo časový spínač, který po dosažení nastavené hodiny (například 18:00) spíná oběhové čerpadlo, jestliže není voda v zásobníku dostatečně teplá.

4.7 Seznam výkresové dokumentace

Výkresová dokumentace D.1.4.1 – vytápění a ohřev TV je obsažena v příloha 3. Bylo použito následující číslování výkresů:

- 01 Schéma technologie
- 02 Půdorys 1.NP – dispozice technologie
- 03 Půdorys 1.NP – podlahové vytápění
- 04 Půdorys 1.NP – vytápění otopnými tělesy
- 05 Půdorys 2.NP – vytápění otopnými tělesy
- 06 Půdorys 2.NP – podlahové vytápění koupelny
- 07 Rozvinuté schéma vytápění
- 08 Odkouření a přívod spalovacího vzduchu
- 09 Schéma měření a regulace

Příloha 4 poté obsahuje oceněný výkaz výměr s jednotlivými položkami systému vytápění a ohřevu TV s cenou bez DPH, převzatou z ceníků výrobců. Stavební předlohou byla výkresová dokumentace pro stavební povolení (viz příloha 1, vytvořil Ing. arch Štěpán Hirsch).

5 Vyhodnocení energetické náročnosti

Poslední část práce je věnována vyhodnocení energetické náročnosti řešeného objektu během kalendářního roku. Posuzována byla spotřeba tepla pro vytápění a ohřev TV s využitím fotovoltaiky pomocí simulačního nástroje TRNSYS (verze 16).

5.1 Spotřeba tepla pro vytápění

Analytický výpočet spotřeby tepla pro vytápění denostupňovou metodou má jisté nedostatky. Tento způsob vychází z mnoha zjednodušujících předpokladů:

- Nepočítá se solárními zisky ani jinými zohledněními slunečního záření (uvažování zatmění Slunce po celé otopné období),
- nezapočítává tepelné zisky od osob a jejich činností,
- není zohledněna orientace ke světovým stranám,
- vychází z návrhové tepelné ztráty, která může být předdimenzovaná.

Srovnáním denostupňové metody a energetické simulace bude ověřena správnost výsledků počítačové simulace. Hodnota spotřeby tepla pro vytápění vyhodnocená simulačním nástrojem je očekávána nižší oproti hodnotě denostupňové metody, a to především z důvodu zavedení slunečního záření a tepelných zisků do výpočtu.

Spotřeba tepla bude vyhodnocena pro útlumový režim místností 209 a 210, které zatím budou využity pouze pro skladovací účely. Teplota v těchto místnostech bude snížena na 15 °C.

5.1.1 Výpočet spotřeby tepla denostupňovou metodou

Rovnice pro výpočet teoretické potřeby tepla pro vytápění Q_d denostupňovou metodou:

$$Q_d = 24 \cdot \dot{Q}_{tz} \cdot 3600 \cdot i_d \left[\frac{t_{im} - t_{em}}{t_{im} - t_e} \right] \cdot \frac{\varepsilon}{\eta_o \cdot \eta_r} \quad 5.1$$

kde:

Q_d	(J)	teoretická potřeba tepla pro vytápění,
\dot{Q}_{tz}	(W)	výpočtová tepelná ztráta budovy,
i_d	(1)	počet dnů otopného období,
t_{im}	(°C)	průměrná vnitřní teplota,
t_{em}	(°C)	průměrná venkovní teplota za otopné období,
t_e	(°C)	výpočtová venkovní teplota,
ε	(1)	opravný součinitel na přerušované vytápění,
η_o	(1)	účinnost obsluhy,
η_r	(1)	účinnost rozvodu vytápění.

Pro výpočet byly zvoleny následující hodnoty:

- Výpočtová tepelná ztráta budovy snižena o útlum vytápění v půdních prostorách 209 a 210 po přepočtení dosahuje hodnoty $\dot{Q}_{tz} = 10,72$ kW,

- počet dnů otopného období s průměrnou denní teplotou nižší než 13 °C
 $i_d = 241$ dnů,
- průměrná vnitřní návrhová teplota přibližně $t_{im} = 19,7$ °C – vypočtena jako průměr návrhových teplot vytápěných místností vážený objemem místnosti,
- průměrná venkovní teplota za otopné období $t_{em} = 3,7$ °C,
- výpočtová venkovní teplota $t_e = -15$ °C,
- opravný součinitel na přerušované vytápění s ekvitermní a individuální termostatickou regulací přibližně $\varepsilon = 0,65$ [54],
- účinnost obsluhy pro kotelnu na pevná paliva s možností automatického přepnutí provozu na plynový kotel $\eta_o = 1$,
- účinnost rozvodu vytápění $\eta_r = 0,96$.

Hodnota potřeby tepla pro vytápění je poté:

$$Q_d = 24 \cdot \dot{Q}_{tz} \cdot 3600 \cdot i_d \left[\frac{t_{im} - t_{em}}{t_{im} - t_e} \right] \cdot \frac{\varepsilon}{\eta_o \cdot \eta_r} \quad 5.2$$

$$Q_d = 24 \cdot 10720 \cdot 3600 \cdot 241 \left[\frac{19,7 - 3,7}{19,7 - (-15)} \right] \cdot \frac{0,65}{1 \cdot 0,96} \quad 5.3$$

$$Q_d = 69,69 \text{ GJ} = 19,36 \text{ MWh} \quad 5.4$$

5.1.2 Okrajové podmínky simulace

Byl vytvořen model řešeného objektu s vlastnostmi konstrukcí podle tab. 2.3 a příloh obsahujících stavební informace (viz příloha 1, příloha 2). Každá vrstva konstrukce byla považována za hmotnou, zadána byla hustota materiálu ρ , měrná tepelná kapacita c a součinitel tepelné vodivosti λ .

Změnou oproti analytickým výpočtům byla především proměnná teplota v nevytápěných prostorech domu (s výjimkou sousedního domu). Pro výpočet byly navrženy tyto okrajové podmínky:

- **Meteorologická data**

Pro meteorologická data bylo využito průměrných údajů z meteostanic v ČR (zpracovatel dat Meteonorm). Jako referenční místo se stanovilo město Brno. Řešený objekt se nachází ve vzdálenosti 40 km severně od Brna, použité hodnoty je možné považovat za srovnatelné.

- **Průjezd**

Jedná se o prostor označený ve výkresové dokumentaci číslem 101. Je oddělen vraty ze severovýchodu i jihozápadu. Počáteční teplota pro začátek simulace (1. ledna) byla nastavena na hodnotu $t_{i0} = 0$ °C. Intenzita větrání prostoru z důvodu netěsných vrat byla stanovena na $n_i = 1 \text{ h}^{-1}$. Hodnota součinitele prostupu tepla dřevěných vrat určena přibližně $U_k = 1,8 \text{ h}^{-1}$. Jako pochozí plocha byla uvažována zemina.

- **Kotelna**

Počáteční teplota výpočtu v kotelně $t_{i0} = 15$ °C. Z důvodu přívodu vzduchu pro spalování byla zvolena intenzita větrání $n_i = 1 \text{ h}^{-1}$. Zohledněn byl tepelný zisk od technologie o konstantní hodnotě $\dot{Q}_{zisk} = 500 \text{ W}$.

- **Podlahy na zemině**

Podlahám na zemině v 1.NP byla přiřazena pohyblivá teplota odvíjející se od povrchové teploty zeminy. Tento výpočtový modul je součástí nástroje TRNSYS. Výpočet se odvíjí průměrné roční teploty zeminy, pro kterou byla použita hodnota průměrné teploty vzduchu pro jihomoravský kraj v letech 1961-1990 $t_{em} = 8,3$ °C. Byla zadána amplituda teploty povrchu 5 K, teplotní vodivost zeminy $2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a den s nejnižší teplotou zeminy byl stanoven 31. leden.

- **Sklepní prostory**

Sklepní prostory nebyly v simulaci vytvořeny jako zóna o určitém objemu, ale teplota byla určena jako funkce teploty zeminy. Okrajové podmínky pro teplotu ve sklepě byly obdobné jako pro podlahu na zemině, pouze došlo ke změně průměrné roční teploty na $t_{em} = 10$ °C (sklep je nevětraný).

- **Podkroví**

Střecha není v podkroví nad obytnými prostory 2.NP zateplena (zateplení je řešeno pokládkou nepochozí rozvíjené skelné vlny na stropní konstrukci). Pod střešními latěmi je uchycena difuzně propustná fólie, která umožňuje provětrávání podkroví. Pro pokrytí je použito pálených střešních tašek. Kvůli charakteru střechy bylo uvažováno s intenzitou větrání podkroví $n_i = 1 \text{ h}^{-1}$. Pro střešní tašky byl navržen součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, tepelná kapacita $1 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a hodnoty hustoty $\rho = 2300 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ stanovená přibližně z plošné hmotnosti a tloušťky střešní tašky Tondach Hranice 11.

- **Sousední budovy**

Zůstala návrhová podmínka z výpočtu tepelné ztráty, že teplota v sousedních budovách je konstantní o hodnotě $t = 10$ °C.

- **Regulace prostorové teploty**

Ve vytápěných prostorech byla zvolena počáteční teplota odpovídající návrhové teplotě t_i s výjimkou půdních prostor 209,210. Protože jsou půdní prostory připraveny pro změnu účelu objektu na dvougenerační dům, byla navržena otopná tělesa pro vyšší výkon. Po blíže neurčenou dobu však budou pouze temperovány na teplotu 15 °C (nebo dle uživatele) a využity jako skladovací prostor. V jejich případě není uvažováno s pohyblivou složkou teploty.

U místností s individuálním řízením teploty vzduchu otopnými hlaviciemi byl použit během celého týdne útlum pro noční hodiny o 1 K. V pracovním týdnu je v těchto místnostech také nastaven útlum o stejnou hodnotu v době od 9 do 14 hodin.

Pokoj pro hosty 106 je přes pracovní týden vytápěn na konstantní teplotu 18 °C, kdy není očekáváno značné využití. O víkendu se teplota zvýší na 20 °C.

Jednotlivé výkony otopných ploch v místnostech byly limitovány hodnou výkonu, navrženou pro výpočtovou venkovní teplotu t_e v předchozích kapitolách.

- **Tepelné zisky**

V místnostech určených pro spaní se zohlednil výskyt osob pouze ve večerních a ranních hodinách o celkové době cca 10 hodin. Dvě osoby v místnosti 203 o produkci cca 90 W na spící osobu a po jedné osobě v místnostech 204 a 208, kde každá produkuje přibližně 70 W (dítě). V obývacím pokoji byl

započten pobyt 4 osob od 20 do 22 hodin s celkovou produkcí 320 W. V obou koupelnách od 19 do 20 hodin byl navržen zisk 200 W vlivem průtoku teplé vody pro sprchování, pobytu osob ad. činností. Ranní výskyt v koupelně zanedbán. V kuchyni uvažováno během týdne se ziskem od 18 do 19 hodin přibližně také 200 W. O víkendu navíc v době od 10 do 12. V jídelně uvažováno s výskytem 4 osob o celkovém výkonu 350 W v sobotu a neděli.

Zisky se budou ve skutečnosti lišit, avšak byl stanoven přibližný odhad, aby byl alespoň určitým způsobem stanoven zisk od osob a jejich činností. Zisky od elektroniky a osvětlení byly zanedbány.

▪ Topná sezóna

Topná sezóna byla stanovena pro období od 1. září do 31. května. V letních měsících nebyl objekt vytápěn, i přesto, že při chladné noci mohl nastat pokles teploty například v koupelně pod 24 °C a simulace tak automaticky spouštěla vytápění.

5.1.3 Vyhodnocení spotřeby tepla energetickou simulací

Výpočet spotřeby tepla pro vytápění energetickou simulací byl proveden s časovým krokem 1 h:

$$Q_d = \sum_i^{8760} \left(\sum_j^{n_m} Q_{dj} \right) \quad 5.5$$

kde:

Q_d	(J)	teoretická potřeba tepla pro vytápění za kalendářní rok,
i	(h)	i -tá hodina v kalendářním roce,
n_m	(1)	číslo místnosti,
Q_{dj}	(J)	potřeba tepla pro vytápění j -té místnosti.

5.2 Spotřeba tepla pro ohřev TV

Pro stanovení spotřeby tepla pro ohřev teplé vody je třeba znát dodanou sluneční energii. Simulační software obsahuje také model fotovoltaické elektrárny o různém počtu panelů, rozlišující jejich zapojení (seriové, paralelní). Pro meteorologické údaje bude vyhodnocena energie dodaná navrženými fotovoltaickými panely v 2.8.4. Pro stanovení spotřeby tepla na ohřev TV kotlem bude využito následující rovnice:

$$Q_{TV} = Q_{Z,max} - Q_{FV} + \Delta Q_{TV} + Q_{zz} \quad 5.6$$

kde:

Q_{TV}	(J)	potřeba tepla pro ohřev zásobníku TV kotlem,
$Q_{Z,max}$	(J)	energie dodaná zásobníku TV pro ohřev z 10 °C na 55 °C,
Q_{FV}	(J)	energie dodaná vodě fotovoltaickou elektrárnou,
ΔQ_{TV}	(J)	přebytek energie z předchozího dne (byla-li voda v zásobníku přehřáta na vyšší teplotu než 55 °C),

Q_{zz} (J) ztráta zásobníku za 1 den.

5.2.1 Okrajové podmínky výpočtu

Pro výpočet podle uvedené rovnice byly nejprve stanoveny zjednodušující okrajové podmínky:

- Uvažovaná konstantní teplota studené vody 10 °C po celý rok,
- energie zásobníku nabitého na 55 °C $Q_{zmax} = 10,4$ kWh,
- konstantní spotřeba TV pro každý den 200 l/den vody o 55 °C,
- konstantní ztráta zásobníku za jeden den $Q_{zz} = 1,4$ kWh,
- parametry fotovoltaických panelů viz tab. 2.19,
- účinnost topné tyče v zásobníku 98 %,
- ohřev přímo stejnosměrným DC proudem bez střídače.

5.3 Vyhodnocení výsledků

Simulačním nástrojem byl pro celý rok (uvažován přestupní s 366 dny) provedeno vyhodnocení spotřeby tepla pro vytápění a ohřev TV. Vypočítané charakteristické hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.1.

Tab. 5.1 tabulka výstupních hodnot energetické simulace

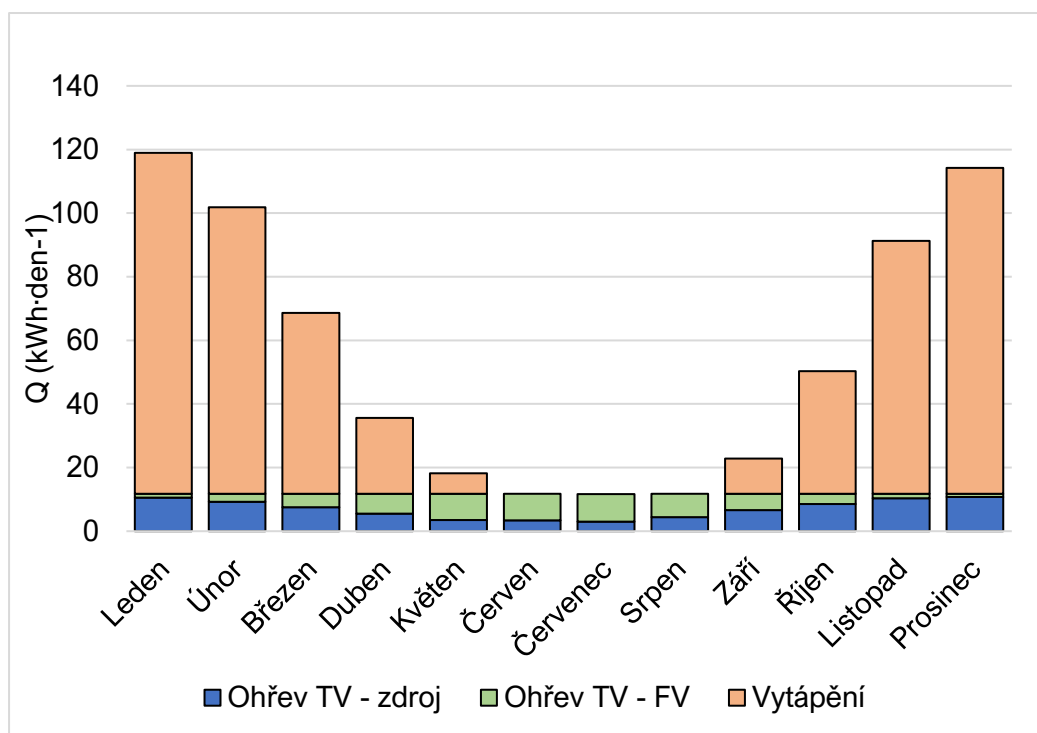
Měsíc	Q_{dm}	Q_s	$Q_{s,max}$	Q_{FV}	Q_{TV}	$Q_{FV, mx}$	i_{FV}	η_{FV}	t_{max}
	(kWh)						(1)		(°C)
Leden	107,14	0,91	2,15	1,26	10,54	3,18	10,7%	14,4%	23,82
Únor	90,05	1,76	3,79	2,56	9,24	5,79	21,7%	15,1%	35,16
Březen	56,87	2,82	5,20	4,21	7,59	8,13	35,7%	15,6%	45,35
Duben	23,77	4,07	6,92	6,27	5,53	10,69	53,1%	16,1%	56,50
Květen	6,38	5,29	7,73	8,32	3,48	12,44	70,5%	16,4%	64,13
Červen	0,00	5,28	7,97	8,36	3,44	12,89	70,8%	16,5%	66,05
Červenec	0,00	5,44	7,68	8,65	3,02	12,47	74,1%	16,6%	64,26
Srpen	0,00	4,67	6,57	7,42	4,38	10,48	62,8%	16,5%	55,61
Září	11,04	3,30	5,55	5,12	6,68	8,77	43,4%	16,2%	48,13
Říjen	38,52	2,18	4,24	3,30	8,50	6,58	27,9%	15,8%	38,61
Listopad	79,43	1,03	1,89	1,48	10,32	2,77	12,5%	14,9%	22,06
Prosinec	102,37	0,73	1,58	1,01	10,79	2,24	8,5%	14,4%	19,73

kde:

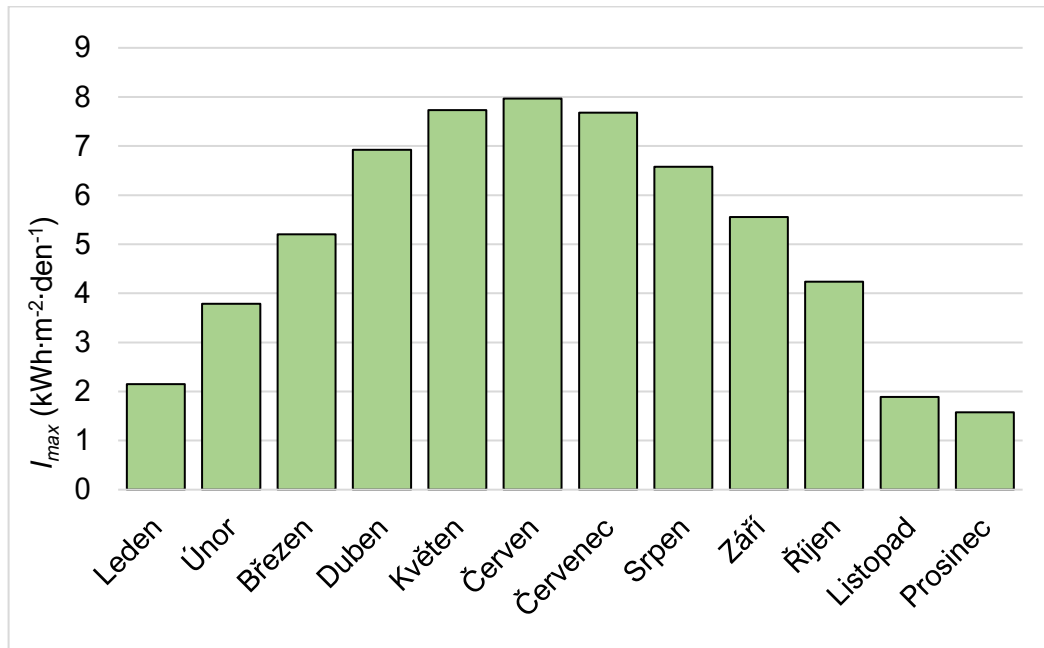
- Q_{dm} (kWh) průměrná měsíční potřeba tepla pro vytápění na jeden den,
- Q_s (kWh·m⁻²) průměrné měsíční množství energie slunečního svitu dopadající na plochu 1 m² fotovoltaického panelu za jeden den,
- $Q_{s,max}$ (kWh·m⁻²) maximální měsíční množství energie slunečního svitu dopadající na plochu 1 m² fotovoltaického panelu za jeden den,
- Q_{FV} (kWh) průměrné měsíční teplo dodané zásobníku TV použitými fotovoltaickými panely za jeden den,

Q_{TV} (kWh)	potřeba tepla pro ohřev zásobníku TV kotlem,
$Q_{FV, mx}$ (kWh)	maximální měsíční teplo dodané zásobníku TV použitými fotovoltaickými panely za jeden den,
i_{FV} (1)	měsíční podíl fotovoltaiky na ohřevu zásobníku TV,
η_{FV} (1)	průměrná měsíční účinnost použité skupiny panelů,
t_{max} (°C)	teplota po nahřátí zásobníku TV energií $Q_{FV, mx}$.

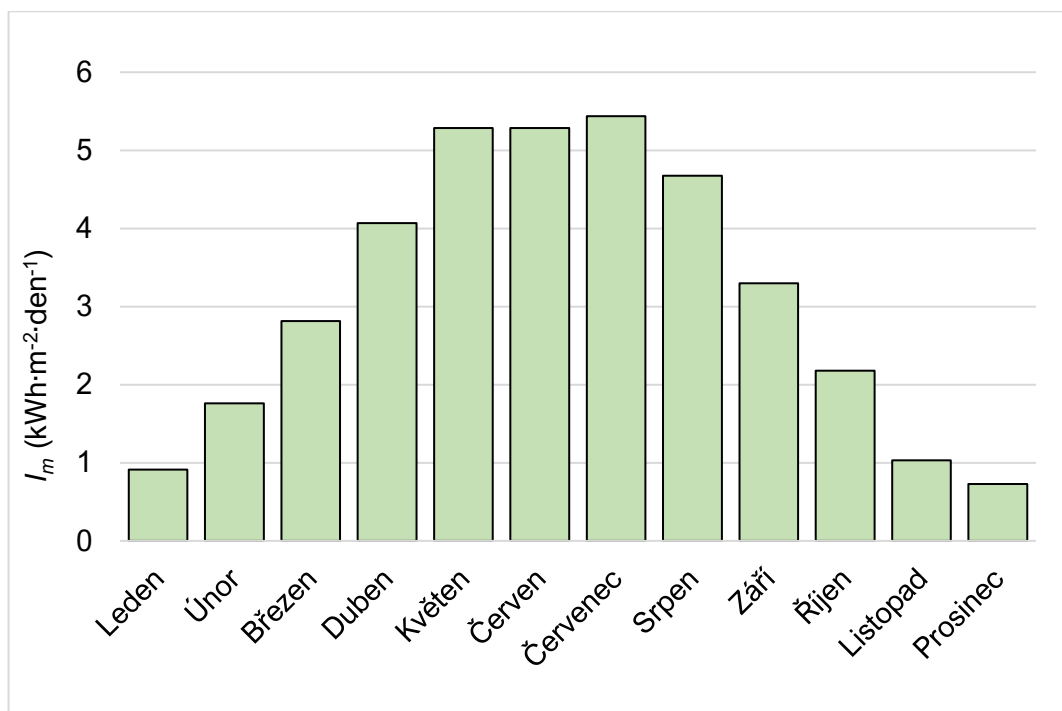
Na obr. 5.1 je vykreslen sloupcový graf měsíční spotřeby tepla pro vytápění a ohřev TV s podílem ohřevu fotovoltaikou. Obr. 5.2 a obr. 5.3 slouží především pro ověření správnosti počítačové simulace s analytickým výpočtem uvedeným v kapitole 2.8.4. Srovnání hodnot bude provedeno v následující kapitole 0. Na obr. 5.4 je detailněji vykreslen podíl navržených technologií na ohřevu zásobníku TV pro jednotlivé měsíce.



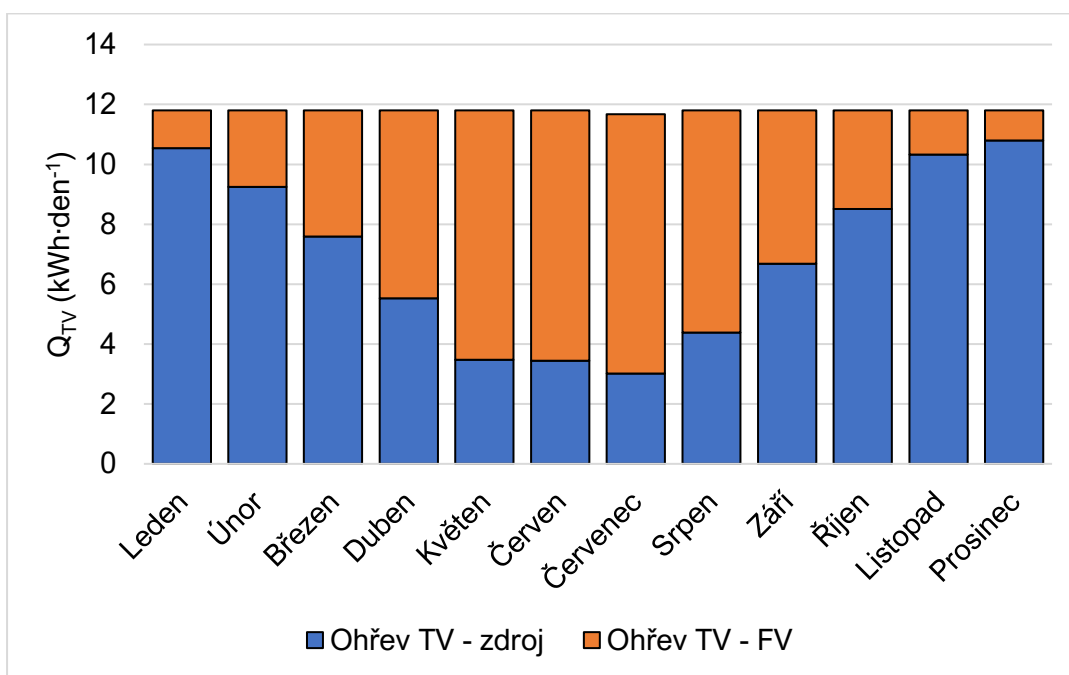
Obr. 5.1 průměrná měsíční spotřeba tepla během kalendářního roku



Obr. 5.2 maximální měsíční hodnoty celkové intenzity slunečního svitu fotovoltaických panelů pod azimutovým úhlem 70 ° a sklonu 20 °



Obr. 5.3 průměrné měsíční hodnoty celkové intenzity slunečního svitu fotovoltaických panelů pod azimutovým úhlem 70 ° a sklonu 20 °



Obr. 5.4 průměrný měsíční podíl zdrojů energie na ohřevu TV

6 Porovnání výsledků

Výsledná potřeba tepla pro vytápění za otopné období vyhodnocená simulací $Q_d = 15,69$ MWh je podle očekávání nižší, než potřebná energie stanovená denostupňovou metodou $Q_d = 19,36$ MWh. Velký vliv na tuto hodnotu mělo především zahrnutí slunečního záření do výpočtu, akumulční schopnost konstrukcí (především silné obvodové zdi) a přibližně stanovené tepelné zisky od osob a jejich činností.

Krátkodobé teplotní útlumy v místnostech neměly až takový účinek, zde naopak byl patrný mírný zátopový výkon. Jejich použití mělo svůj důvod z hlediska nastavení komfortní teploty pro spánek, avšak jedná se o subjektivní citění osob.

Nejvyšší zjištěná průměrná denní tepelná ztráta objektu byla podle počítačové simulace 5,77 kW pro 25. prosinec. Oproti výpočtové tepelné ztrátě 11,3 kW se jedná o poloviční hodnotu. V tomto ohledu vidím především pozitivní stanovisko pro akumulční nádrže. Dojde k prodloužení doby vybíjení a zkrácení doby nabíjení. Po optimalizaci teploty charakterizující vybití akumulční nádrže lze dosáhnout značně delšího času mezi jednotlivými zátopy oproti hodnotám v tab. 4.2.

Při srovnání dopadající energie slunečního svitu Q_s vypočítané analyticky (tab. 2.18) a počítačovou simulací (tab. 5.1, respektive obr. 5.2 a obr. 5.3) je patrná vyšší hodnota v analytickém výpočtu. Na obr. 5.2 maximální hodnota energie vyhodnocená počítačově dosahuje zhruba o 1000 kWh·m⁻²·den⁻¹. Podle mého názoru se jedná především o rozdíl způsobený součinitelem znečištění atmosféry z . Meteorologické podmínky použité pro simulační software odpovídají přibližně hodnotám pro Brno, kde může být dle [35] součinitel $z = 4$ a výše. Protože se jedná o venkovskou oblast, byla dosazena hodnota $z = 3$. Při dosazení hodnoty $z = 4$ do analytického výpočtu z kapitoly 2.8.4 vychází například pro 21. červen hodnota dopadajícího slunečního záření $Q_{s,t} = 7,87$ kWh·m⁻², což je blízké maximální červenové hodnotě dle simulace $Q_s = 7,97$ kWh·m⁻².

Součinitel znečištění atmosféry však není během roku konstantní. Proto například pro březen a září výstupy simulace dosahují srovnatelných čísel s analytickým výpočtem.

Závěr

Návrhová tepelná ztráta objektu byla stanovena $\dot{Q}_{tz} = 11,3$ kW. Pro vytápění objektu bylo navrženo kombinované vytápění 21 otopnými tělesy a 6 smyčkami podlahového vytápění. Teplota vzduchu v objektu bude řízena individuálními otopnými hlaviciemi nebo prostorovým termostatem v místnosti 208. Regulace teploty topné vody bude probíhat podle ekvitermní křivky, za použití směšovacích trojcestných ventilů ESBE se servopohonu.

Je třeba dodat, že pro podlahové vytápění nemusí být vhodné použití trojcestné armatury. Při teplotě topné vody 90 °C a teplotě 36 °C v okruhu podlahového vytápění je směšovací armatura téměř zavřená, zbývá jen nízký regulační rozsah. Při snižování teploty topné vody vlivem ekvitermní křivky se tento regulační rozsah ještě více zmenší a může docházet k cyklování servopohonu, a tedy i teploty přívodní vody. Hydraulicky přijatelnější varianta se směšováním v pevném bodě a trojcestným ventilem, by však vyžadovala další čerpadlo primárního okruhu, které by dodávalo topnou vodu při fázi vybíjení AN.

Pro ohřev teplé vody byl navržen zásobník LX ACDC M+KW o objemu 200 l, nepřímo ohříváný jedním ze zdrojů tepla a stejnosměrným proudem z fotovoltaických panelů. Pro získávání sluneční energie bude instalováno šest fotovoltaických modulů Suntech STP 265 Wp.

Primárním zdrojem tepla na pevná paliva byl zvolen zplynovací kotel ATMOS DC 22 S na kusové dřevo, o jmenovitém výkonu 22 kW a jmenovité účinnosti 89,9 %. Zařízení splňuje 5. emisní třídu. Pro automaticnost chodu vytápění byl jako alternativní zdroj navržen kondenzační kotel Baxi Luna Platinum + 1.18 o výkonu 18,4 kW při teplotním spádu 50/30 °C.

Co se týče samotné instalace technologie vytápění, tak kombinace nízkoteplotního a vysokoteplotního zdroje způsobuje mnoho komplikací jak hydraulických, tak regulačních. To má za následek značně vysokou pořizovací cenu, která činí 583 885,4 Kč včetně práce (viz příloha 4¹⁸). Taková částka by v mnoha případech pro investora stavby podobného typu mohla být neúnosnou. Při požadavku na nižší finanční nároky by bylo možné učinit tato opatření:

- Vynechání alternativního zdroje, vytápění pouze dřevem, dohřívání zásobníku TV elektřinou ze sítě.
- Volba pouze jednoho typu otopné plochy – v tomto případě vytápění pouze otopnými tělesy, případně alespoň v koupelnách pro zajištění tepelného komfortu přímotopné elektrické podlahové plochy.

Obdobnou variantou (cenově srovnatelnou s navrženou technologií) by také mohl být kombinovaný automatický kotel, běžně určen pro spalování kusového dřeva a při nízké teplotě v nádržích by spouštěl provoz na pelety. Kondenzační kotel by byl vynechán.

¹⁸ Oceněný výkaz výměr byl vyhodnocen pro cenu bez DPH, získanou z ceníků výrobců platných pro rok 2020. Cena za provedenou práci montážní firmou byla určena podle [57].

Alternativou pro danou budovu by mohlo být vytápění pouze plynovým kotlem nebo tepelným čerpadlem. Pro spalování kusového dřeva by se mohl využít například krb v obývacím pokoji (nutnost vybudování komínu).

Při uvažování provozu kotle na smrkové dřevo (vlhkost 20 % a výhřevnost $Q_i^r = 14,5 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$) a roční účinnosti spalování 85 %, by pro simulaci vyhodnocenou spotřebu tepla $Q_d = 15,69 \text{ MWh}$ a 90% podílu pokrytí této spotřeby právě zdrojem na dřevo, vycházelo 4124,59 kg smrkového dřeva. Energie pro ohřev TV při uvažování 90 % pokrytí zdrojem tepla na dřevo, během topné sezóny (září až květen) činí 1,83 MWh – hmotnost dřeva 504,83 kg. Celková hmotnost odpovídá přibližně 10,20 m³ (plný metr krychlový, uvažována hustota dřeva 455 kg·m⁻³). Objem skládaného dřeva je pak přibližně 13,6 m³ (zaplnění objemu ze 75 % dřevem, 20 % vzduchem).

Pro zajištění dostatečného proschnutí dřeva se uvažuje se dvěma roky skladování, vyžadovaný prostor ke skladování je 40,8 m³ (2 × 13,6 m³ schne, suchý objem dřeva o 13,6 m³ postupně ubývá během topné sezóny). To vyžaduje zastřešený, dobře větráný prostor s pevným podložím o rozměrech cca 5 × 4 × 2 m.

Při nákupu smrkového dřeva s cenou 760 Kč za rovnaný m³ [55] by provozní náklady zplynovacího kotle činily 10 336,0 Kč za rok. Nízká cena smrkového dřeva je způsobena především kůrovcovou kalamitou v posledních letech.

Plynový kotel pokrývá zbývajících 10 % potřeby tepla pro vytápění a 10 % pro ohřev TV skrze výměník. Při ceně 1 424,69 Kč·MWh⁻¹ (Pražská plynárenská, podle [56]) a celkové dodané energii 1,77 MWh s účinností spalování cca 100 % vůči výhřevnosti zemního plynu, finanční nároky na provoz kondenzačního kotle dosahují 2 521,7 Kč za rok.

Roční náklady na provoz vytápění a ohřevu TV bez zahrnutí spotřeby elektrické energie a nákladů na servis vychází na 12 857,7 Kč. Tyto náklady mohou být podstatně nižší za předpokladu, že investor vlastní les (nutno však vynaložit náklady, a především čas pro údržbu a těžbu).

Podíl fotovoltaiky na ohřevu TV byl během roku 52,7 %. V případě, že by během topné sezóny sloužil pro ohřev TV výhradně kotel na dřevo a mimo topnou sezónu kotel na plyn, byly by náklady pro ohřev TV celkem 3641,6 Kč za rok. Při použití fotovoltaiky bude tato částka nižší než poloviční, úspora je tedy zhruba 1 722,1 Kč za rok. Investice do pořízení fotovoltaických panelů vychází přibližně na 13 000 Kč bez DPH, bez práce montážní firmy a doplňkového sortimentu pro instalaci. Návrh se tedy může pohybovat až okolo 15 let. Z toho plyne, že při dominantním ohřevu TV smrkovým dřevem o ceně 760 Kč za rovnaný m³, nemusí být ani pořízení fotovoltaických panelů výhodné. Při uvažování ohřevu pouze plynovým kotlem by byla návratnost instalace výhodnější.

Seznam použité literatury

- [1] Znečištění ovzduší na území České republiky v roce 2018. Český hydrometeorologický ústav. 2018, , 62-65.
- [2] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [3] KUBESA, Petr a Jiří HORÁK. O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích (1). *TZB info* [online]. 2012 [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/8618-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-1>
- [4] VOLÁKOVÁ, Pavlína. *Biomasový popel – prvkové složení a možnosti jeho využití* [online]. 2010 [cit. 2020-03-22]. ISSN 1801-2655. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasovy-popel-prvkove-slozeni-a-moznosti-jeho-vyuziti>
- [5] LYČKA, Zdeněk. *Malé teplovodní kotle na pevná paliva: spalování pevných paliv po roce 2013*. 1. vydání. Krnov: LING Vydavatelství, 2012. ISBN 978-80-904914-2-7.
- [6] HORÁK, Jiří a Petr KUBESA. O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích (2). *TZB-info* [online]. VŠB Ostrava, 2012 [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/8644-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-2>
- [7] *EN 303-5:2012: Kotle pro ústřední vytápění – Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční a samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 500 kW – Terminologie, požadavky, zkoušení a značení*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [8] *ČSN EN 303-5:1999: Kotle pro ústřední vytápění - Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční nebo samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 300 kW - Terminologie, požadavky, zkoušení a značení*. 2/00 - nahrazena. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2000.
- [9] *Zákon č. 201/2012 Sb. - o ochraně ovzduší a související předpisy*. In: . Česká republika, 2012, ročník 2012, číslo 201.

- [10] *ATMOS* [online]. Bělá pod Bezdězem: Atmos [cit. 2020-05-19]. Dostupné z: <https://www.atmos.eu/>
- [11] ČSN EN 12831-1 *Energetická náročnost budov - Výpočet tepelného výkonu: Část 1: Tepelný výkon pro vytápění, Modul M3-3*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví zobrazit detail normy na stránkách vydavatele, 2018.
- [12] Katalog stavebních materiálů. In: *TZB-info* [online]. Praha: Topinfo, c2001-2020 [cit. 2020-05-24]. Dostupné z: https://stavba.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000086_katalog.html
- [13] RYŠAVÝ, Zdeněk. Jak levně vytápet (I) - Volba otopného systému. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2001 [cit. 2020-05-25]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/440-jak-levne-vytapet-i-volba-otopneho-systemu>
- [14] Projekční a montážní podklady: Systémy podlahového vytápění. In: *Czech Wolf* [online]. Německo: Wolf, 2020 [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://czech.wolf.eu/fileadmin/Wolf_Internationalisierung/Tschechien/Produkt/Gabotherm/Gabo_montazni_projekcni_podklady/1_Montazni_a_projekcni_podklady_pro_mokre_systemy_podlahoveho_vytapani_gabotherm_123_a_TAC_CZ122018_v2.pdf
- [15] Pracovní postup Cemix: Samonivelační anhydritové potěry. In: *Cemix* [online]. Borovany: LB Cemix [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: https://www.cemix.cz/data/files/pp_samonivelacni_anhydritove_potery.pdf
- [16] BAŠTA, Jiří. *Velkoplošné sálavé vytápění: podlahové, stěnové a stropní vytápění a chlazení* [online]. Praha: Grada, 2010 [cit. 2020-03-16]. ISBN 978-80-247-7308-7.
- [17] CIHELKA A KOL., Jaromír. *Vytápění, větrání a klimatizace*. Třetí, přepracované a doplněné vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1985.
- [18] BAŠTA, Jiří. Podlahové vytápění (III). *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2006, **2006** [cit. 2020-05-30]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/podlahove-vytapani/3449-podlahove-vytapani-iii>
- [19] POČINKOVÁ, Marcela. *Podlahové a stěnové vytápění, stropní chlazení*. Vyd. 2. Brno: Computer Press, 2009. Stavíme. ISBN 978-80-251-2746-9.

- [20] VALENTA, Vladimír. *Topenářská příručka*. 3. vydání. Praha: Agentura ČSTZ, 2007. ISBN 978-80-86028-13-2.
- [21] R553D: Předmontovaný rozdělovač s přesnou regulací. In: *Giacomini* [online]. Jablonec nad Nisou: Giacomini, 2003 [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: <https://www.giacomini.cz/r553d>
- [22] BAŠTA, Jiří. *Otopné plochy - otopná tělesa*. 2. přepracované vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016. ISBN 978-80-01-05943-2.
- [23] Radik - technický katalog deskových otopných těles. In: *Korado* [online]. Česká Třebová: Korado, 2020 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.korado.cz/common/downloads/radik-deskova-otopna-telesa-1454416522.pdf>
- [24] BAŠTA, Jiří. Opravný součinitel na umístění otopného tělesa v prostoru pro všechny druhy otopných těles vyjma podlahových konvektorů: (platí pro $t_i = 5$ až 24 °C). In: *Tzb-info* [online]. Praha: ČVUT v Praze, Ústav techniky prostředí, 2006 [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/otopne-plochy/3192-otopne-plochy-iv-2-cast-prepocet-tepelneho-vykonu>
- [25] Churchill correlation (friction factor). *Powder process* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: https://www.powderprocess.net/Tools_html/Piping/Churchill.html
- [26] REINBERK, Zdeněk. Výpočet tlaková ztráty třením v potrubí. *Tzb-info* [online]. Praha: Topinfo, 2020 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/87-vypocet-tlakove-ztraty-trenim-v-potrubi>
- [27] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Hodnoty součinitelů místních ztrát - T-kusy - podrobně. *Tzb-info* [online]. Topinfo [cit. 2020-06-02]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>
- [28] BAŠTA, Jiří. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2014. ISBN 978-80-01-05455-0.
- [29] IMI Hydronic. *IMI Hydronic Engineering* [online]. Humpolec: IMI Hydronic, 2020 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/>

- [30] RTL ventil: Regulace podlahového vytápění. In: *IMI Hydronic Engineering* [online]. Humpolec: IMI Hydronic, 2020 [cit. 2020-06-05]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/termostatick%C3%A1-regulace/regulace-podlahov%C3%A9ho-vyt%C3%A1p%C4%9bn%C3%AD/regulace-podlahov%C3%A9ho-vyt%C3%A1p%C4%9bn%C3%AD/RTL/2a5e8406-2f92-40dc-bd90-02c275be213d>
- [31] VRÁNA, Jakub. Potřeba vody a tepla pro přípravu teplé vody. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2010 [cit. 2020-06-04]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/energeticka-narocnost-budov/6839-potreba-vody-a-tepla-pro-pripravu-teple-vody>
- [32] Závěsné ohřivače vody. In: *Dražice: Fotovoltaická řešení* [online]. Benátky nad Jizerou: Dražice, Logitex, 2019 [cit. 2020-06-06]. Dostupné z: <https://www.dzd-fv.cz/sortiment/zavesne-ohrivace#zavesne-ohrivace-vody>
- [33] VAVŘIČKA, Roman a kol. Příprava teplé vody v obytných budovách. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2016 [cit. 2020-06-05]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://voda.tzb-info.cz/priprava-teple-vody/14864-priprava-teple-vody-v-obytnych-budovach>
- [34] BECHNÍK, Bronislav. Optimální orientace a sklon fotovoltaických panelů. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2014 [cit. 2020-06-06]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/114865-optimalni-orientace-a-sklon-fotovoltaickych-panelu>
- [35] CIHELKA, Jaromír. *Slučné vytápěcí systémy*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [36] *Datasheet Suntech 265 - 275 Wp*. Suntech power, 2017. Dostupné také z: <https://shop.iftech.cz/solarni-panely/821-solarni-panel-suntech-275wp-poly.html>
- [37] *Grundfos product center* [online]. Grundfos [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/front-page.html?pumpsystemid=931227974&qcid=931497452>
- [38] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-010-2808-9.
- [39] *Vyhláška č. 193/2007 Sb. kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu*. In: . Praha, 2007, 193/2007.

- [40] Rockwool 800. *Rockwool* [online]. Bohumín, 2017 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.rockwool.cz/produkty/rockwool-800/?selectedCat=dokumenty>
- [41] REINBERK, Zdeněk. Výpočet a graf ekvitermní křivky. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/50-ekvitermni-krivky>
- [42] Kde je hranice pro snižování teploty spalin spotřebičů na pevná paliva?. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2020 [cit. 2020-06-14]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/vymeny-kotlu/20549-kde-je-hranice-pro-snizovani-teploty-spalin-spotrebicu-na-pevna-paliva>
- [43] HORÁK, Jiří a kol. Ověření funkce a vlivu regulace teploty vratné vody u kotle na tuhá paliva v zapojení s akumulací nádobou. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2017 [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/15927-overeni-funkce-a-vlivu-regulace-teploty-vratne-vody-u-kotle-na-tuha-paliva-v-zapojeni-s-akumulacni-nadobou>
- [44] Instalace kotlů. *ATMOS* [online]. Bělá pod Bezdědem: ATMOS [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.atmos.eu/instalace-kotlu/>
- [45] VALENTA, Vladimír. Akumulační zásobníky tepla: Zapojení, provoz, řízení a navrhování (I). *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2007 [cit. 2020-06-10]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/3947-akumulacni-zasobniky-tepla-zapojeni-provoz-rizeni-a-navrhovani-i>
- [46] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [47] VOPÁLKA, Karel. Základní vzduchotechnické výpočty. *Qpro* [online]. Chlumec nad Cidlinou, 2020 [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.qpro.cz/Vypocty-online-pro-vzduchotechniku-a-klimatizaci>
- [48] JIŘÍK, František. *Komíny*. 4., přeprac. vyd. Praha: Grada, 2013. ISBN 978-80-247-4567-1.
- [49] VALENTA, Vladimír. Dimenzování vzduchospalinových cest krbů. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2009 [cit. 2020-06-14]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kominy-a-kourovody/6616-dimenzovani-vzduchospalinovych-cest-krbu>

- [50] *Technické podklady pro projekční a montážní činnost: Luna a Nuvola platinum* +. Baxi, 2015. Dostupné také z: <https://www.baxi.cz/>
- [51] *ČSN 06 0830: Tepelné sítě v budovách - zabezpečovací zařízení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [52] Pojistný ventil: R 140. *Giacomini* [online]. Giacomini CZECH, 2015 [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.giacomini.cz/r140>
- [53] Průvodce řešeními: Sofistikovaná řešení - individuální projektování. In: *Reflexcz* [online]. Reflex, 2020 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <http://www.reflexcz.cz/cz/download-dokumentace-k-vyrobkum>
- [54] REINBERK, Zdeněk. Potřeba tepla pro vytápění a ohřev teplé vody. *Tzb-info* [online]. Topinfo [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/47-potreba-tepla-pro-vytapani-a-ohrev-teple-vody>
- [55] Ceník - palivové dřevo. *Palivové dřevo - Petr Kos* [online]. Heřmanův Městec, 2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.palivove-drevo-kos.cz/cenik-palivove-drevo.php>
- [56] Přehled cen zemního plynu. *Tzb-info* [online]. Topinfo, 2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energie/13-prehled-cen-zemniho-plynu>
- [57] Topenáři. *Ceníky řemesel* [online]. 2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.cenikyremesel.cz/ceniky/topenari>

Seznam symbolů a zkratk

Symbol	Veličina	Jednotka
\dot{I}_D	intenzita difuzního slunečního záření dopadajícího na plochu panelu,	$W \cdot m^{-2}$
\dot{I}_P	intenzita přímého slunečního záření dopadajícího na plochu panelu,	$W \cdot m^{-2}$
\dot{I}_{Pn}	intenzita přímého slunečního záření dopadajícího na normálu vůči směru paprsku,	$W \cdot m^{-2}$
\dot{I}_c	celková intenzita slunečního záření dopadajícího na plochu panelu,	$W \cdot m^{-2}$
\dot{I}_m	střední intenzita slunečního záření během dne,	$W \cdot m^{-2}$
$\dot{Q}_{FV,p}$	požadovaný elektrický výkon fotovoltaické elektrárny,	W
\dot{Q}_{FV}	elektrický výkon fotovoltaické elektrárny během dne,	W
\dot{Q}_N	jmenovitý výkon otopného tělesa,	W
$\dot{Q}_{T,i}$	návrhová tepelná ztráta prostupem tepla,	W
$\dot{Q}_{TV,min}$	minimální navržený výkon zdroje tepla,	W
$\dot{Q}_{TV,z}$	statická ztráta zásobníku teplé vody,	W
$\dot{Q}_{V,i}$	návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru,	W
$\dot{Q}_{i,OT}$	potřebný výkon otopných těles,	W
$\dot{Q}_{i,PV}$	potřebný výkon podlahové plochy,	W
\dot{Q}_i	celková návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru,	W
\dot{Q}_j	tepelný výkon přípojky podlahového vytápění,	W
\dot{Q}_k	tepelný výkon zdroje tepla,	W
\dot{Q}_o	tepelný výkon okrajové zóny otopné plochy,	W
\dot{Q}_{pc}	celkový tepelný příkon smyčky podlahového vytápění,	W
\dot{Q}_{pv}	pojistný výkon,	W
\dot{Q}_{tz}	návrhová tepelná ztráta objektu,	W
\dot{Q}_{zr}	tepelná ztráta rozvodů tepla,	°C
\dot{V}_{vz}	objemový průtok přiváděného spalovacího vzduchu,	$m^3 \cdot h^{-1}$

\dot{m}_{pal}	hmotnostní tok paliva,	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$\Delta\dot{Q}_p$	výkonová diference podlahového vytápění,	W
\dot{Q}	tepelný výkon,	W
\dot{V}	objemový průtok,	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
\dot{q}	měrný tepelný tok směrem nahoru (užitečný),	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
\dot{q}'	měrný tepelný tok směrem dolů,	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
A	sluneční azimut,	1°
a_i	tloušťka vrstvy nad osou trubek,	m
AN	akumulační nádrž,	
a_q	poměrný tepelný výkon potřebný pro vytápění,	1
A^r	hmotnostní podíl popelovin v surovém palivu,	1
A_s	azimutový úhel normály osluněné plochy,	1°
B'	charakteristický parametr budovy,	m
b_i	tloušťka vrstvy pod osou trubek,	m
C	součinitel sálání plochy,	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$
c	měrná tepelná kapacita,	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
c_{OT}	teplotní součinitel otopného tělesa,	1
d	vnější průměr potrubí,	m
DB	dveře balkónové,	
D_i	vnitřní průměr potrubí,	m
d_j	tloušťka j-té vrstvy konstrukce,	m
DN	dveře neochlazované,	
DN	jmenovitá světlost potrubí,	mm
DO	dveře ochlazované,	
D_p	průměr pojistného potrubí,	mm
D_s	číslo dne v měsíci,	1
f	teplotní redukční činitel,	1
f_c	teplotní redukční činitel pro přilehlou zeminu,	1
f_{g1}	korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty,	1
f_p	opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru,	1
f_{rh}	faktor zvětšení objemu vzduchu vlivem vlhkosti,	1

f_t	teplotní redukční činitel podle teploty za konstrukcí,	1
FV	fotovoltaická elektrárna,	
$f_{\Delta t}$	opravný součinitel na teplotní rozdíl,	1
$f_{\Delta t, \ln}$	logaritmický opravný součinitel na teplotní rozdíl,	1
h	výška slunce nad obzorem v obloukových stupních,	1°
H	výška,	m
H_k	účinná výška komínu,	m
H_{nm}	nadmořská výška,	km
i_d	počet dnů otopného období,	1
i_{OT}	podíl vytápění otopnými tělesy,	1
i_p	poměr tepelných toků otopné podlahové plochy,	1
i_{PV}	podíl podlahového vytápění,	1
k	drsnost potrubí,	m
KLC	trubkové otopné těleso typu classic,	
KLMM	trubkové otopné těleso typu max se středním připojením,	
K_{sp}	konstanta závislá na stavu syté vodní páry,	$\text{kW}\cdot\text{mm}^{-2}$
K_v	průtokový součinitel,	$\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
K_{vs}	průtokový součinitel plně otevřené armatury,	$\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Λ_a	tepelná propustnost vrstev nad potrubím,	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
Λ_b	tepelná propustnost vrstev pod potrubím,	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
L_{ok}	délka okna,	m
L_{OT}	délka otopného tělesa,	m
l_R	rozteč potrubí,	m
m	hmotnost,	kg
MaR	měření a regulace,	
m_p	charakteristické číslo podlahy,	m^{-1}
M_s	číslo měsíce,	1
n	součinitel přebytku vzduchu,	1
n_{ex}	teplotní exponent,	1
n_{FV}	počet fotovoltaických panelů,	1
n_i	intenzita výměna venkovního vzduchu,	h^{-1}

n_{osob}	počet osob v objektu,	1
n_r	počet řad trubek,	1
$N_{RŠ}$	přednastavení regulačního šroubení,	1
n_{sp}	zvolený počet smyček v místnosti,	1
N_{VE}	hodnota přednastavení ventil V-exact II,	1
N_{VK}	hodnota přednastavení termostatického ventilu tělesa Ventil Kompakt,	1
OS	střešní okno,	
OT	otopná tělesa,	
OTR	okno s trojsklem,	
P	celkový obvod budovy,	m
P	podlaha,	
PB	polybuten,	
p_D	odpařovací tlak pro vodu vztažený k atmosféře,	Pa
p_d	nejnižší provozní přetlak,	Pa
p_h	nejvyšší provozní přetlak,	Pa
p_{pv}	otevírací přetlak pojistného ventilu,	Pa
p_{st}	hydrostatický tlak v otopném systému,	Pa
PV	podlahové vytápění,	
PVt	podlahové vytápění – temperování podlahy,	
Q	teplo,	J
Q_d	teoretická potřeba tepla pro vytápění,	J
Q_{FV}	energie dodána vodě fotovoltaickou elektrárnou,	J
Q_{IR}^I	výhřevnost paliva,	MJ·kg ⁻¹
$Q_{s,t}$	teoretické množství dopadající energie na osluněnou plochu za den,	W·h·m ⁻²
Q_{TV}	energie dodaná ohřevu teplé vody,	J
$Q_{z,max}$	energie dodaná zásobníku TV,	J
Q_{zz}	ztráta zásobníku teplé vody za 1 den,	J
R_e	odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce,	m ² ·K·W ⁻¹
Re	Reynoldsovo číslo,	1
R_i	odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce,	m ² ·K·W ⁻¹
R_L	měrný odpor při proudění potrubím,	Pa·m ⁻¹

R_{pol}	poloměr,	m
S_C	plocha nevytápěných okolních ploch,	m^2
S_{FV}	plocha fotovoltaické elektrárny,	m^2
S_g	plocha budovy na zemině,	m^2
SCH	střecha,	
S_i	užitná plocha místnosti,	m^2
S_{iz}	tloušťka izolace,	m
S_n	plocha nábytku na soklu,	m^2
SN	stěna neochlazovaná,	
S_o	průřez sedla pojistného ventilu,	m^2
SO	stěna ochlazovaná,	
S_p	otopná plocha,	m^2
STR	stropní konstrukce,	
t_1	teplota topné vody,	$^{\circ}C$
t_2	teplota vratné vody,	$^{\circ}C$
t_{a1}	střední teplota úplně nabitě akumulární nádrže,	$^{\circ}C$
$t_{am,min}$	střední teplota vybitě akumulární nádrže,	$^{\circ}C$
t_c	střední radiální teplota,	$^{\circ}C$
t_e	výpočtová venkovní teplota vzduchu,	$^{\circ}C$
$t_{e,ak}$	aktuální venkovní teplota změřená čidlem,	$^{\circ}C$
t_m	střední teplota otopné vody,	$^{\circ}C$
t_{me}	průměrná venkovní teplota během otopného období,	$^{\circ}C$
t_{ok}	teplota okna,	$^{\circ}C$
t_{OT}	střední teplota otopného tělesa,	$^{\circ}C$
t_p	střední povrchová teplota podlahy,	$^{\circ}C$
t_{sp}	teplota spalin,	$^{\circ}C$
t_{w1}	teplota topné vody,	$^{\circ}C$
$t_{w1,max}$	návrhová teplota topné vody,	$^{\circ}C$
t_{w2}	teplota vratné vody,	$^{\circ}C$
$t_{w2,max}$	návrhová teplota vratné vody,	$^{\circ}C$
TZL	tuhé znečišťující látky,	
U_k	součinitel prostupu tepla konstrukce,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

U_o	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou,	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
V	objem,	m^3
V_{AN}	objem akumulčních nádrží,	m^3
V_{daf}	hmotnostní podíl prchavé hořlaviny v hořlavině,	1
V_e	expanzní objem,	m^3
V_{H2O}	množství vodní páry ve spalinách po dokonalém spálení 1 kg paliva,	$m^3 \cdot kg^{-1}$
V_i	objem místnosti,	m^3
V_i	objem místnosti,	m^3
VK	deskové otopné těleso ventil kompak s pravým připojením,	
VKL	deskové otopné těleso ventil kompak s levým připojením,	
V_o	objem vody v soustavě,	m^3
V_{sp}	objemové množství vlhkých spalin po dokonalém spálení 1 kg paliva,	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$V_{sp,min}$	teoretické objemové množství spalin po dokonalém spálení 1 kg paliva,	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$V_{vz,min}$	teoretické množství přiváděného vzduchu na 1 kg paliva,	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$V_{w,day}$	specifická spotřeba teplé vody za 1 den,	$l \cdot den^{-1}$
$V_{w,f,day}$	specifická spotřeba teplé vody osoby za 1 den,	$l \cdot den^{-1}$
V_z	objem zásobníku teplé vody,	l
W	hmotnostní podíl vody v surovém palivu,	1
w	rychlost,	$m \cdot s^{-1}$
X	první rozměr konstrukce při výpočtu tepelných ztrát,	m
x	šířka topné plochy přípojky,	m
Y	druhý rozměr konstrukce při výpočtu tepelných ztrát,	m
y	korekční faktor odběru tepla ze zásobníku,	1
z	součinitel znečištění atmosféry,	1
α	sklon osluněné plochy vůči vodorovné ploše,	1°
α_i	součinitel přestupu tepla mezi médiem a vnitřním povrchem potrubí,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{iz}	součinitel přestupu tepla na vnější straně izolace,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

α_{kp}	součinitel přestupu tepla konvekcí na povrchu podlahy,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_p	celkový součinitel přestupu tepla na povrchu podlahy,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{sp}	součinitel přestupu tepla sáláním na povrchu podlahy,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_w	výtokový součinitel pojistného ventilu,	1
γ	úhel dopadu slunečních paprsků na obecně orientovanou plochu,	1°
δ	sluneční deklinace,	1°
Δp	celková tlaková ztráta,	Pa
$\Delta p_{\check{c}}$	dopravní tlak čerpadla,	Pa
Δp_{ds}	dispoziční tlak úseku,	Pa
Δp_{he}	tlaková ztráta výměníku ohřivače TV,	Pa
Δp_l	tlaková ztráta třením,	Pa
Δp_m	místní tlaková ztráta,	Pa
$\Delta p_{p,i}$	celková tlaková ztráta smyčky podlahového vytápění	Pa
Δp_r	celková tlaková ztráta referenční větve,	Pa
$\Delta p_{R\check{S}}$	tlaková ztráta regulačního šroubení,	Pa
Δp_s	tlaková ztráta směšovací armatury,	Pa
Δp_{tah}	komínový tah,	Pa
Δp_{tp}	tlaková ztráta otopného hadu na vratu z tělesa,	Pa
Δp_{TV}	tlaková ztráta přednastavení termostatického ventilu	Pa
ΔQ_{TV}	přebytek energie z předchozího dne,	J
Δt	teplotní spád	K
Δt_d	spínací teplotní diference,	K
Δt_{ln}	logaritmický teplotní rozdíl,	K
ΔU	korekční součinitel konstrukce, závisující na druhu stavební části,	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\Delta \tau$	časová korekce pro ohřev teplé vody,	h
ε	opravný součinitel na přerušované vytápění,	1
η	účinnost,	1
η_{FV}	účinnost fotovoltaického panelu,	1

η_o	účinnost obsluhy,	1
η_r	účinnost rozvodu vytápění,	1
λ	součinitel tření,	1
λ_{iz}	součinitel tepelné vodivosti izolace,	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
λ_j	součinitel tepelné vodivosti,	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
λ_t	součinitel tepelné vodivosti trubky,	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ν	kinematická viskozita,	$m^2 \cdot s^{-1}$
ξ	součinitel místního odporu,	1
ρ_m	střední hustota vody	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{sp}	hustota spalin za normálních podmínek,	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{vz}	hustota venkovního vzduchu za normálních podmínek,	$kg \cdot m^{-3}$
τ	čas,	s
τ_a	doba ohřevu zásobníku teplé vody,	s
τ_{AN}	celková doba mezi zahájením jednotlivých zátopů v kotli na dřevo,	h
τ_n	doba nabíjení akumulčních nádrží,	h
τ_s	sluneční čas v obloukových stupních,	1°
$\tau_{s,t}$	teoretická doba slunečního svitu,	h
τ_{TV}	doba ohřevu zásobníku teplé vody,	W
τ_v	doba vybíjení akumulčních nádrží,	h
φ	zeměpisná šířka,	1°

Seznam příloh

Název	Obsah
<i>Příloha 1</i>	D.1.1 Architektonické a stavební řešení, dokumentace pro stavební povolení, vypracoval: Ing. arch Štěpán Hirsch,
<i>Příloha 2</i>	výpočet tepelného výkonu po místnostech včetně tepelně technických vlastností jednotlivých konstrukcí,
<i>Příloha 3</i>	D.1.4.1 Technika prostředí staveb – vytápění a ohřev TV, výkresová dokumentace (stavební předloha příloha 1),
<i>Příloha 4</i>	oceněný výkaz výměr.

Seznam obrázků

Obr. 1.1 spalování s přebytkem vzduchu [6]	20
Obr. 1.2 podíl zdrojů znečištění na emisích TZL o velikosti PM _{2,5} v České republice za rok 2017 [1]	22
Obr. 1.3 požadavky na minimální účinnosti jednotlivých tříd kotlů v závislosti na jmenovitém výkonu dle [8] [7]	25
Obr. 1.4 prohořivací kotel na pevná paliva	27
Obr. 1.5 odhořivací kotel na pevná paliva	28
Obr. 1.6 zplynovací kotel na pevná paliva	29
Obr. 1.7 řez zplynovacím kotlem ATMOS Dokogen [10]	30
Obr. 1.8 automatický kotel na pevná paliva	31
Obr. 1.9 řez automatickým kotlem na pevná paliva	32
Obr. 1.10 dochlazovací smyčka zplynovacích kotlů ATMOS	34
Obr. 2.1 půdorys 1.NP řešeného objektu	35
Obr. 2.2 půdorys 2.NP řešeného objektu	36
Obr. 2.3 podlahová konstrukce s vytápěním	47
Obr. 2.4 řez podlahovou konstrukcí s vytápěním [18]	50
Obr. 2.5 šířka plochy přípojky	55
Obr. 2.6 odpor při proudění trubkou HR-PB Hetta DD 15 × 1,5 mm	58
Obr. 2.7 závislost k _v hodnoty na zdvihu regulačního šroubení rozdělovače, sběrače podlahového vytápění Giacomini R553D	59
Obr. 2.8 přehledové schéma smyček PV	62
Obr. 2.9 detail připojení deskového tělesa v 1.NP	69
Obr. 2.10 opravný součinitel na umístění tělesa v prostoru [24]	69
Obr. 2.11 přehledové schéma vytápění otopnými tělesy v 1.NP	73
Obr. 2.12 přehledové schéma vytápění otopnými tělesy v 2.NP	74
Obr. 2.13 schéma zapojení tělesa 207 s otopnou plochou	85
Obr. 2.14 nepřímotopný zásobník teplé vody LX AC DC/ M+KW [32]	87
Obr. 2.15 situační náčrt řešeného objektu	88
Obr. 2.16 výnos energie v závislosti na sklonu a orientaci panelu [34]	89
Obr. 2.17 Suntech STP 265 – 20 / Wfv [36]	94
Obr. 3.1 kombinovaný rozdělovač, sběrač předávací stanice	96
Obr. 3.2 schéma zapojení trojcestné směšovací armatury	96
Obr. 3.3 charakteristika čerpadla okruhu PV Grundfos Alpha 1 L 25-40 130 [37].	100
Obr. 3.4 charakteristika čerpadla okruhu OT Grundfos Alpha1 25-40 130 [37] ..	101
Obr. 3.5 charakteristika čerpadla okruhu TV Grundfos Alpha 1 25-40 130 [37] ..	103
Obr. 3.6 ekvitemní křivky otopné soustavy	106

Obr. 4.1 zplynovací kotel na dřevo ATMOS DC 22 S [10]	110
Obr. 4.2 čerpadlová skupina s termoventilem Laddomat 21 [43]	111
Obr. 4.3 doba nabíjení a vybíjení AN v závislosti na venkovní teplotě.....	115
Obr. 4.4 schéma hydraulického zapojení kotle na dřevo	115
Obr. 4.5 regulátor komínového tahu [10].....	120
Obr. 4.6 kondenzační kotel Baxi Luna Platinum 1.18 [50].....	121
Obr. 4.7 schéma měření a regulace systému vytápění a ohřevu TV.....	127
Obr. 5.1 průměrná měsíční spotřeba tepla během kalendářního roku	134
Obr. 5.2 maximální měsíční hodnoty celkové intenzity slunečního svitu fotovoltaických panelů pod azimutovým úhlem 70 ° a sklonu 20 °	135
Obr. 5.3 průměrné měsíční hodnoty celkové intenzity slunečního svitu fotovoltaických panelů pod azimutovým úhlem 70 ° a sklonu 20 °	135
Obr. 5.4 průměrný měsíční podíl zdrojů energie na ohřevu TV	136

Seznam tabulek

Tab. 1.1 vlastnosti dřeva podle doby sušení [3].....	18
Tab. 1.2 vybrané vlastnosti nejčastěji využívaných pevných paliv [5]	19
Tab. 1.3 mezní hodnoty emisí (koncentrace) TZL, CO a OGC ve spalinách pro teplovodní kotle na tuhá paliva s výkonem nižším než 50 kW [7] [8]	24
Tab. 2.1 tabulka místností řešeného objektu	36
Tab. 2.2 referenční okrajové podmínky výpočtu.....	37
Tab. 2.3 tepelně technické vlastnosti použitých materiálů.....	39
Tab. 2.4 tepelný odpor při přestupu tepla mezi vzduchem a stavební částí.....	40
Tab. 2.5 výpočtové teploty nevytápěných prostor.....	40
Tab. 2.6 výpočet tepelného výkonu pro místnost číslo 110.....	41
Tab. 2.7 hodnoty ekvivalentního součinitele prostupu tepla $U_{k, eq}$	43
Tab. 2.8 výpočtový tepelný výkon řešeného objektu	44
Tab. 2.9 předběžný uvažovaný podíl otopných okruhů na vytápění.....	46
Tab. 2.10 posouzení vhodnosti použití podlahového vytápění	51
Tab. 2.11 tepelně technický výpočet podlahových ploch	54
Tab. 2.12 měrný tepelný výkon přípojek podlahového vytápění.....	55
Tab. 2.13 hydraulické vyvážení rozdělovače podlahového vytápění.....	65
Tab. 2.14 přehled navržených otopných těles	72
Tab. 2.15 hodnoty součinitele místního odporu ξ	77
Tab. 2.16 přípojovací armatury otopných těles (výrobce IMI Heimeier)	78
Tab. 2.17 hydraulické vyvážení soustavy s otopnými tělesy.....	82
Tab. 2.18 porovnání výkonu fotovoltaických elektráren	92
Tab. 2.19 fotovoltaický panel Suntech STP 265 – 20 / Wfv	94
Tab. 3.1 armatury okruhu podlahového vytápění	99
Tab. 3.2 armatury okruhu otopných těles.....	100
Tab. 3.3 armatury okruhu ohřevu teplé vody	102
Tab. 3.4 návrh izolace potrubních rozvodů	105
Tab. 4.1 parametry navrženého kotle na dřevo	110
Tab. 4.2 doba nabíjení a vybíjení AN v závislosti na venkovní teplotě.....	114
Tab. 4.3 hydraulický výpočet spalinové cesty.....	120
Tab. 4.4 parametry navrženého kondenzačního kotle	121
Tab. 4.5 návrh membránových expanzních nádob	124
Tab. 5.1 tabulka výstupních hodnot energetické simulace	133