České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická

Diplomová práce

Využití tepelných čerpadel v budovách

Autor: Bc. Alexandr Ciller
Vedoucí: Ing. Lukáš Ferkl, Ph.D.

leden 2010

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze 3. ledna 2011

. . . . . .

Alexandr Ciller

Poděkování

Tímto odstavcem bych rád poděkoval lidem, bez jejichž pomoci by má diplomová práce nevznikla. Z větší části děkuji panu Ing. Lukáši Ferklovi, který mi vždy vše srozumitelně vysvětlil a pomohl v momentech, kdy bylo těžké najít řešení. Také bych chtěl poděkovat Ing. Filipu Sklenářovi z firmy Energocentrum Plus, který mi vždy ochotně získával potřebné informace ohledně polikliniky Bioregena. Nakonec děkuji i ostatním lidem, se kteří mě v průběhu práce povzbuzovali.

Anotace

Předkládaná diplomová práce pojednává o možnostech vyžití tepelných čerpadel v budovách pro vytápění i chlazení. První kapitola seznamuje čtenáře s jednotlivými druhy tepelných čerpadel, jejich přednostmi a nedostatky použití závislé na geologických podmínkách, parametrech vytápěného objektu, přičemž přihlížíme k možnosti kombinace s jinými tepelnými zdroji a různými vytápěcími systémy.

V další části byly pro polikliniku Bioregena vypočteny jak okamžité tepelné ztráty závislé na venkovní teplotě a zhodnoceno vytápění tepelnými čerpadly, tak i roční tepelné ztráty polikliniky Bioregena a porovnány s převyšující reálnou roční spotřebou tepla při použití současného regulačního systému.

V posledních kapitolách jsme nejdříve popsali chování objektu Bioregena stavovým popisem a z naměřených dat jsme identifikovali metodou nejmenších čtverců za pomocí *ACADO toolkit* několik průběhů pro různé venkovní teploty. Na identifikované průběhy s „pestrými“ venkovními teplotami jsme navrhli řízení vytápění s minimálními finančními náklady a minimalizovali jsme také regulační odchylku od referenční pokojové teploty. Nakonec jsme dospěli ke zjištění, že roční spotřeba tepla při námi navrženém řízení je nižší než spotřeba při dosavadním řízení, zároveň odpovídá předpokládané vypočtené energetické náročnosti budovy.

Abstract

This thesis discusses the possibility of applying heat pumps in buildings for heating as well as cooling. The first chapter introduces the reader to the various types of heat pumps, advantages and disadvantages of their application depending on geological conditions, the parameters of the heated object, taking into account the possibility of combination with other heat sources and various heating systems.

In the following part, for the clinic of Bioregena, the immediate heat loss depending on the outdoor temperature was calculated and the heating by heat pumps was evaluated. Further the annual heat loss of the clinics of Bioregena was calculated and compared with an exceeding realistic annual consumption with the use of the current regulatory system.

In the last chapters, we have first covered the behavior of the object of Bioregena by status description and several courses for various outdoor temperatures were identified from measured data by method of least squares, using the ACADO toolkit. For the identified courses, with "bright" outdoor temperatures, we have designed heating management with minimal financial cost, and we have minimized the regulatory divergence from the reference room temperature. Finally, we have come to the conclusion that the annual consumption of heat with our designed management not only covers the annual heat loss of Bioregena that we have identified in previous chapters, but it also corresponds to the heat loss.

Obsah

1 Úvod **1**

2 Tepelná Čerpadla **3**
2.1 Princip funkce tepelného čerpadla . . . 3
2.2 Použití různých typů tepelných čerpadel v závislosti na tepelných zdrojích 4
2.2.1 Čerpadla voda/voda . . . 5
2.3 Čerpadla země/voda . . . 8
2.3.1 Čerpadla vzduch/voda . . . 10
2.4 Topný faktor . . . 10
2.5 Vhodná topná soustava . . . 12
2.5.1 Podlahové vytápění . . . 13
2.6 Volba tepelného čerpadla spolu s dalším zdrojem tepla . . . 14
2.6.1 Tepelné čerpadlo v kombinaci s kotlem na dřevo . . . 16
2.6.2 Tepelné čerpadlo v kombinaci s plynovým kotlem . . . 16

3 Stanovení energetické náročnosti objektu Bioregena **17**
3.1 Určení objemu a ploch vnější obálky budovy (oken a zdí) budovy z dokumentace Bioregena . . . 17
3.1.1 Blok A . . . 17
3.1.2 Blok B . . . 19
3.1.3 Blok C . . . 19
3.2 Určení Součinitelů prostupu tepla a činitele teplotní redukce . . . 20
3.2.1 Určení činitele teplotní redukce oken a zdí . . . 20
3.2.2 Určení činitele teplotní redukce podlahy a střechy . . . 21
3.3 Výpočet tepelných ztrát budovy . . . 21
3.3.1 Výpočet průměrného součinitele prostupu tepla . . . 22
3.3.2 Odhad intenzity větrání a výpočet tepelné ztráty větráním . . . 23
3.3.3 Volba tolerancí tepelných ztrát obálky budovy . . . 25
3.3.4 Tepelné zisky . . . 26
3.3.5 Určení Energetického štítku obálky budovy . . . 26
3.3.6 Porovnání okamžitého tepelného výkonu kotlů a tepelných ztrát budovy . . . 27
3.4 Výpočet roční tepelné ztráty budovy . . . 27
3.4.1 Denostupně . . . 28
3.5 Porovnání roční spotřeby tepla a ročních tepelných ztrát budovy . . . 29

4 Identifikace systému budovy **31**
4.1 Fyzikální model budovy 31
4.2 ACADO toolkit 32
4.3 Identifikace a verifikace 33
4.3.1 1. sada 35
4.3.2 2. Sada 37
4.3.3 3. sada 38
4.3.4 4. sada 39
4.3.5 5. sada – identifikace pro různé průběhy pokojových teplot na totožném časovém úseku 40
4.3.6 6. Sada 42

5 Návrh a simulace řízení vytápěcího systému pro Bioregenu **45**
5.1 Funkce COP pro tepelná čerpadla 45
5.2 Minimalizační kritéria a podmínky optimalizace 47
5.3 Návrh řízení 48
5.3.1 Řízení druhé sady 48
5.3.2 Řízení třetí sady 50
5.3.3 Řízení čtvrté sady 52

6 Ekonomická a energetická úspora navrženého řízení **54**

7 Závěr **57**
7.1 Zhodnocení výsledků 57
7.2 Perspektivy dalšího vývoje 57

Kapitola 1

Úvod

Cílem této diplomové práce bude v první části seznámení se s jednotlivými druhy tepelných čerpadel, jejich přednostmi a nedostatky použití závislé na geologických podmínkách, parametrech vytápěného objektu, přičemž přihlédneme k možnosti kombinace s jinými tepelnými zdroji a různými vytápěcími systémy. Stanovení ekonomické návratnosti tepelných čerpadel a návrh řízení vytápění bude aplikováno na polikliniku Bioregena.

Bioregena je zdravotnické zařízení nacházející se v městské části Praha 9. Objekt jako poliklinika funguje od roku 1992. Samotný objekt byl postaven po roce 1973 a byl tvořen pouze blokem A. Později byly přistaveny další dva bloky B a C.

Obrázek 1.1: Poliklinika Bioregena [5]

Pro polikliniku Bioregena vypočteme jak okamžité tepelné ztráty závislé na venkovní teplotě a zhodnotíme vytápění tepelnými čerpadly, tak i roční tepelné ztráty objektu a porovnáme s převyšující reálnou roční spotřebou tepla při použití dosavadního regulačního systému.

Stanovení energetické náročnosti polikliniky Bioregena bude nezbytné nejen ke zhodnocení ekonomické návratnosti, ale hlavně k finálnímu zhodnocení navrženého řízení z pohledu ideálního řízení, kdy roční spotřeba tepla při navrženém řízení zhruba odpovídá vypočteným ročním tepelným ztrátám objektu Bioregena.

V poslední části nejdříve popíšeme chování vybrané budovy stavovým popisem a z naměřených dat dodaných vedoucím práce identifikujeme metodou nejmenších čtverců –

za pomocí ACADO toolkit – několik průběhů pro různé venkovní teploty. Na identifikované průběhy s „pestrými“ venkovními teplotami navrhneme řízení vytápění s minimálními finančními náklady, minimální spotřebou energie a regulační odchylkou od referenční pokojové teploty.

Všechny zmíněné výpočty včetně určení ročních tepelných ztrát a návrhu řízení byly provedeny za následujících zjednodušujících předpokladů:

- neznalost spotřeby elektrické energie světel (spotřebu zanedbáváme),
- předpoklad konstantního průtoku topné vody, důležité pro určování výkonu a následnou identifikaci,
- předpoklad vytápění kotly a tepelnými čerpadly zároveň (v současné době nelze), důležité pro návrh řízení,
- možnost řídit míru elektrického příkonu k tepelným čerpadlům (nyní pouze dva stavy – maximální příkon a vypnuto).

Kapitola 2

Tepelná Čerpadla

2.1 Princip funkce tepelného čerpadla

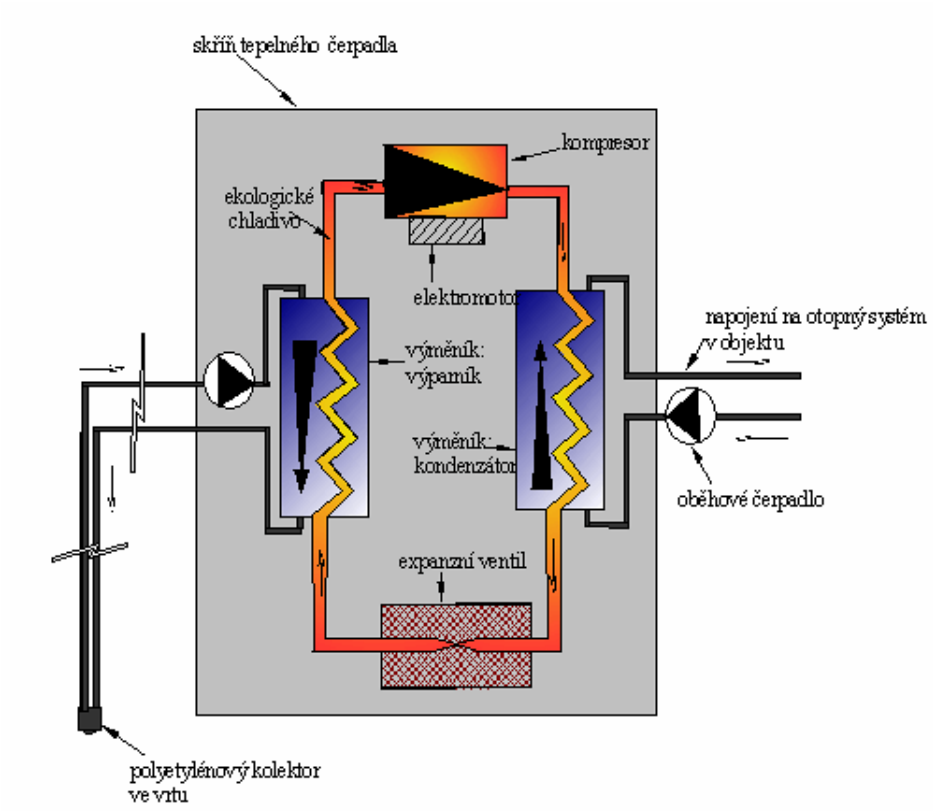
Ačkoliv první tepelné čerpadlo zkonstruoval skotský matematik a fyzik Wiliam Kelvin již koncem 19. století, k jejich praktickému rozšíření dochází až v 70. letech minulého století, a to zejména v souvislosti s tehdejší ropnou krizí. Tepelné čerpadlo je elektrospotřebič pro získávání přírodní obnovitelné energie zpravidla z vnějšího prostředí (vzduch, podzemní a povrchová voda, zeminy, horniny) do otopného systému stavebního objektu. V tepelném čerpadle dochází k převodu („čerpání“) nízkopotenciální tepelné energie na energeticky vyšší, prakticky využitelnou úroveň bez jakéhokoliv spalování. Princip činnosti je založen na skupenských přeměnách chladiva ve vnitřním okruhu tepelného čerpadla. [1]

Na obrázku 2.1 je znázorněno tepelné čerpadlo systému země-voda pomocí hloubkového vrtu. Z hornin je tepelná energie přiváděna k tepelnému čerpadlu pomocí vrtu. Do vrtu jsou zapuštěny polyetylénové trubky tvaru U – tzv. kolektor (představuje vlastně prodloužený primární výměník – výparník). Kolektor je hermeticky uzavřený: teplonosné médium – ekologická nemrznoucí směs (voda s technickým lihem) cirkuluje v okruhu kolektoru a vůbec nedochází k jeho styku s horninou. [1]

Tato ekologická nemrznoucí směs odebírá zemině tepelnou energii o teplotě 2-4 °C a předává ji přes výměník ekologickému chladivu cirkulujícímu ve vnitřním okruhu tepelného čerpadla. Ve výparníku dochází ohřevem chladící směsi k jejímu vypařování. Páry jsou nasávány elektrickým kompresorem TČ, který je stlačí a zvýšeným tlakem způsobí výrazné zvýšení teploty, což je fyzikálně, podle PV diagramu či i podle zákonu zachování energie, odvoditelné. Dále v kondenzátoru dojde k předání tepelné energie do otopného systému objektu a tím plynné chladivo zkapalní. Chladivo se pak průchodem přes expanzní ventil prudce rozepíná a silně ochlazuje a kompresorem je opět nasáváno přes výparník, kde chladivo přebírá tepelnou energii hornin, mění skupenství a celý cyklus se neustále opakuje. [1]

Samotný chod tepelného čerpadla je zpětovazebně řízen na základě údajů z teplotních a tlakových čidel ve vnitřním okruhu tepelného čerpadla. Z hlediska uvádění do chodu a zastavení TČ pracuje dle předem nastavené křivky ekvitermní regulace, která pomocí čidel vyhodnocuje aktuální teplotu venkovního vzduchu a vody v otopném systému stavebního objektu.

Všechny konstrukční komponenty tepelného čerpadla jsou vyměnitelné a v případě,



Obrázek 2.1: Schéma tepelného čerpadla [1]

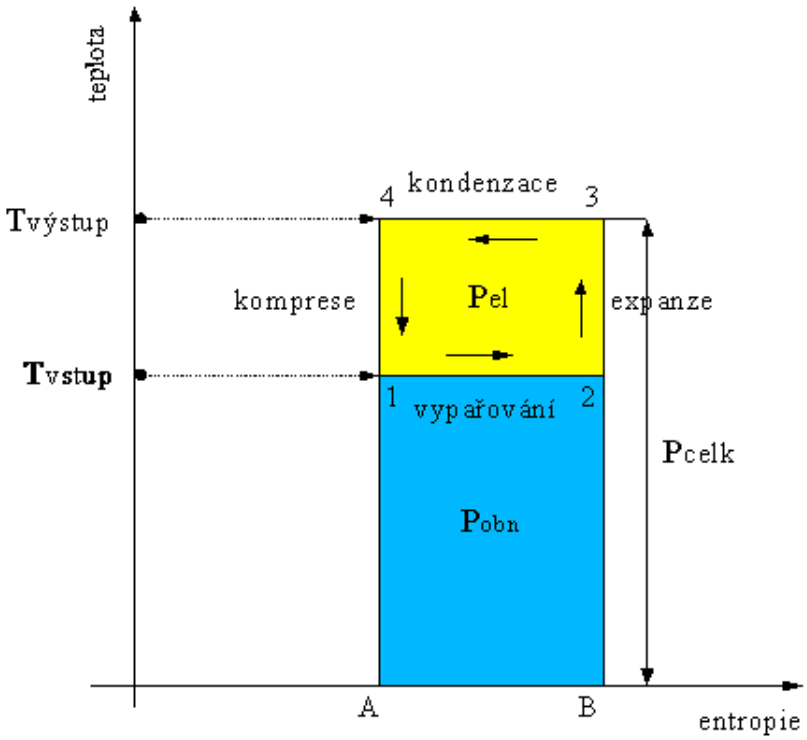
že vypoví svou funkci kompresor, jehož životnost je až 25 let, lze ho zvlášť nahradit bez nutnosti instalace nového tepelného čerpadla. Velký vliv na životnost tohoto systému vytápění má dlouhodobá stálost přírodního zdroje tepla a např. kvalita provedení vrtů, pokud je horninový masiv zdrojem tepla. Životnost polyetylénových trubek kolektoru zapuštěného do vrtu, nebo do výkopu v zemině, je uváděna cca 200 let. [1]

Rozměry tepelného čerpadla jsou zhruba stejné jako u větší domácí chladničky. Z toho vyplývají velmi nízké nároky na umístění a prostor. Jedná se o bezobslužné zařízení s elektronickým řízením, které neprodukuje žádné odpadní zplodiny, protože pouze převádí nízkopotenciální tepelnou energii na energeticky vyšší, prakticky použitelnou hladinu. [1]

2.2 Použití různých typů tepelných čerpadel v závislosti na tepelných zdrojích

Zdrojem tepelné energie pro tepelná čerpadla lze rozdělit na dvě základní kategorie:

- přírodní obnovitelné zdroje tepla (venkovní vzduch, sluneční záření, povrchové a spodní vody, horniny)
- průmyslové zdroje (odpadní vody a jiné kapaliny při různých technologiích, teplý odpadní vzduch např. z důlních jam apod.



Obrázek 2.2: Idealizovaný Carnotův cyklus pro tepelné čerpadlo [1]

V současnosti se využívají převážně systémy z první kategorie z přírodních obnovitelných zdrojů. V průmyslu se tepelná čerpadla používají zřídka, neboť často vzniká přímo využitelné teplo. Z hlediska přírodních zdrojů rozdělujeme tepelná čerpadla prakticky podle živlů, ze kterých čerpají teplo, na tepelná čerpadla typu voda/voda, vzduch/voda (vzduch) a země/voda. [1]

2.2.1 Čerpadla voda/voda

Tento systém využívá tepelné energie povrchové a podzemní vody jakožto zdroje energie. Chladící směs, jež získala nízkopotenciální teplo ve výparníku, je kompresorem stlačena a „zahřátá“ směs v kondenzátoru předává již využitelné teplo otopnému systému. Tento systém využívá tepelné energie vyskytující se ve vodě povrchové a podzemní. [1]

Povrchová voda jako tepelný zdroj

Jako zdroj povrchové vody lze využít vody z vodních toků, vody z různých přírodních i umělých vodních nádrží, průsaků přes hráze přehrad apod.

Obrázek 2.3: Příklad primárního výměníku pro tepelné čerpadlo ve tvaru smyčky [1]

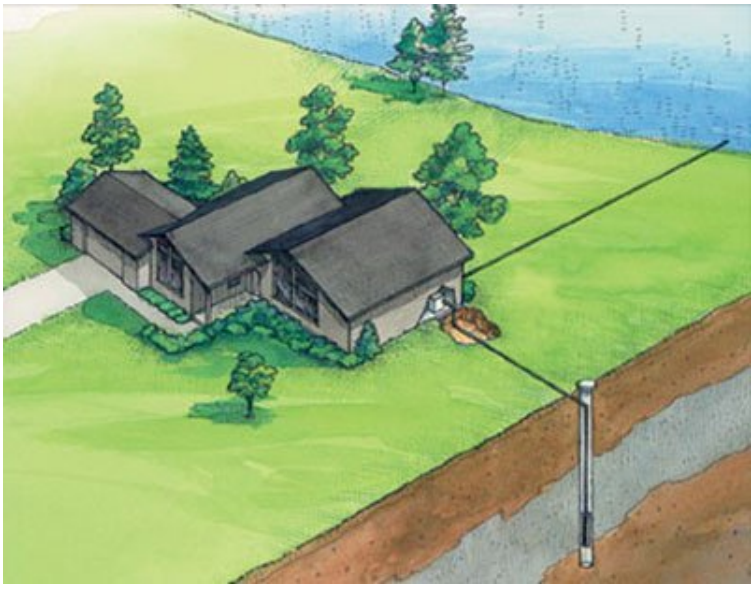
Od tepelného čerpadla je do těchto povrchových vodních zdrojů vedena smyčka z polyetylénových trubek (tzv. primární výměník), ve které cirkuluje ekologická nemrznoucí směs na bázi vody s technickým lihem. Pomocí této nemrznoucí směsi je vodě odebíráno teplo, přiváděno do tepelného čerpadla, které zvýší jeho teplotu pro praktické využití. Nevýhodami bývají:

- tento zdroj vody není na většině lokalit dostupný,
- nebezpečí poškození primárního výměníku (např. povodně),
- velká délka primárního výměníku,
- většinou nestabilní topný faktor TČ, který je závislý na počasí a teplota zdroje pak kolísá.

Z důvodu těchto nevýhod není tento systém příliš rozšířený, spíše jde o specifické případy.

Podzemní voda jako tepelný zdroj

Zdrojem podzemní vody jsou většinou kopané nebo vrtané studny, v ojedinělých případech to mohou být jeskynní jezera, staré doly a hlubinné vrty. Obvykle je voda čerpána pomocí ponorného čerpadla ze studny do výměníku TČ nebo do předřazeného výměníku v případě, že je voda silně mineralizovaná, aby nebylo nutno čistit složitým způsobem výměník TČ. [1]



Obrázek 2.4: Příklad čerpacího vrtu na vodu pro tepelné čerpadlo [1]

Do podzemního vodního zdroje je od tepelného čerpadla vyvedena smyčka z polyetylénových trubek (tzv. primární výměník), ve kterých cirkuluje ekologická nemrznoucí směs na bázi vody s technickým lihem. Pomocí této nemrznoucí směsi je vodě odebíráno teplo, přiváděno do tepelného čerpadla, které zvýší jeho teplotu pro praktické využití. Nevýhodami bývají:

- potřeba silného a stabilního přítoku podzemní vody, což je v mnohých místech problém,
- potřeba dlouhodobá stálost přítoku podzemní vody, lidský faktor působící na změnu chování dějů v přírodě a samotná příroda se chová proměnlivě a stálost nemusí být zajištěna
- silně mineralizované vody vyžadují nákladnou filtraci,
- nákladné vystrojení vrtu,
- v blízkosti vodních toků může docházet ke kolísání teploty podzemní vody v závislosti na změně počasí,
- pro spolehlivé ověření vydatnosti zdroje podzemních vody je většinou nutno provést dlouhodobou a nákladnou čerpací zkoušku,
- u hlubinných důlních děl a vrtů může být topný faktor snížen z příčiny potřeby většího příkonu pro čerpadlo.

Z těchto důvodů je aplikace voda/voda rozšířena hlavně v oblastech s velmi dobrými hydrogeologickými podmínkami, které jsou předem známy a není zapotřebí investovat do dalšího průzkumu, který může být negativní z hlediska vysokých pořizovacích nákladů.

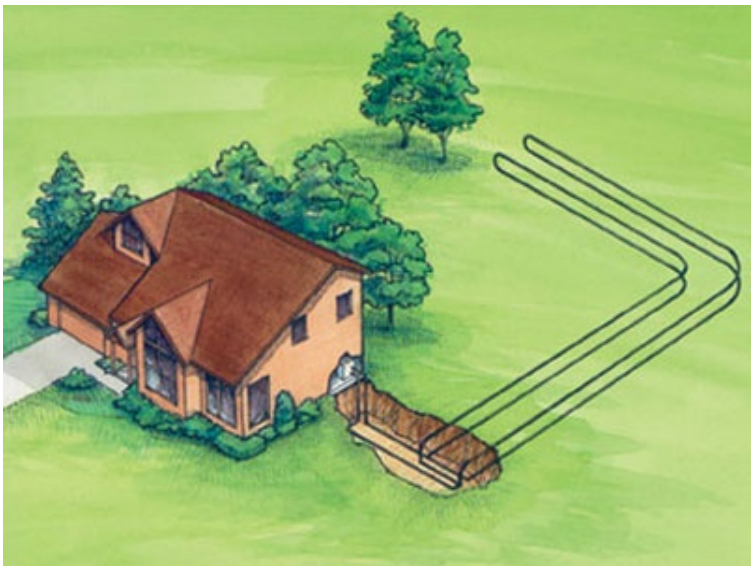
2.3 Čerpadla země/voda

U tohoto systému se využívají dva zdroje tepelné energie:

- zeminy, nebo-li horniny do hloubky cca 2 m
- horniny, nebo-li hloubkové vrty do hornin

Zeminy jako tepelný zdroj

Při využívání tepla zemin je primární výměník ve tvaru smyčky z polyetylénových trubek v horizontální poloze rozmístěn do mělkých výkopů na pozemku.



Obrázek 2.5: Příklad primárního výměníku pro tepelné čerpadlo pro zeminy [1]

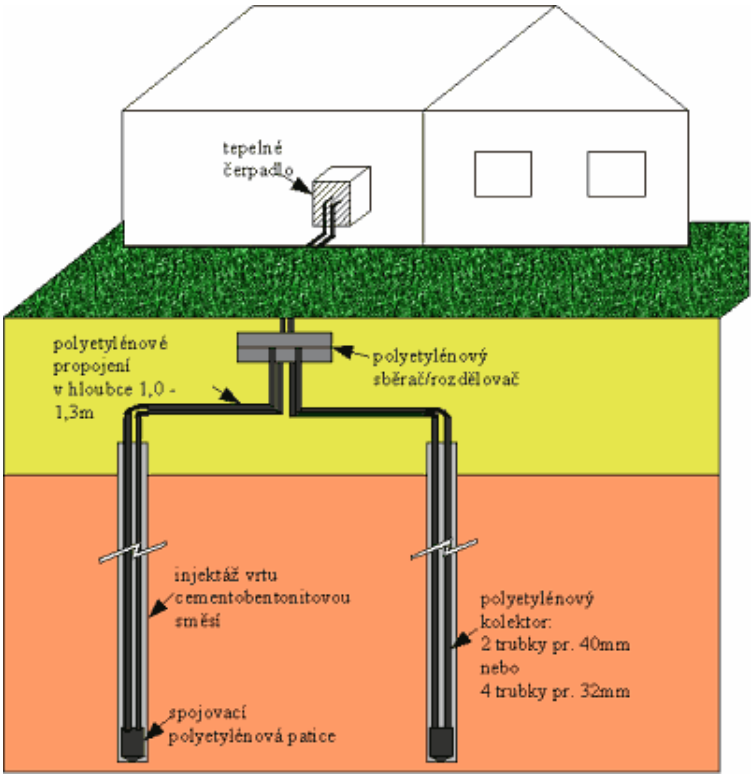
Výhodou tohoto systému jsou relativně nízké investiční náklady, zatímco nevýhody jsou následující:

- povrchová vegetace je ochlazována,
- topný faktor je závislý na ročním období a pro jeho zvýšení je nutný dostatečně dlouhý primární výměník, což klade vysoké nároky na rozlohu pozemku,
- na pozemku je znemožněno dále na něm stavět a vysazovat stromy, neboť pod jeho větší částí jsou uloženy trubky primárního výměníku,
- v oblastech, kde se nacházejí kamenité zeminy, jsou výkopové práce velmi nákladné.

Nelze popřít, že hlavní nevýhodou tohoto systému je náročnost na rozlohu pozemku, tudíž nejen následná nemožnost osázení pozemku vegetací, ale i budoucích stavebních záměrů.

Horniny jako tepelný zdroj

V případě využívání hornin jako zdroj tepla jsou vrty prováděny do hloubek většinou do 150 m a pro lepší technologie až do 300 m.



Obrázek 2.6: Schéma napojení hloubkových vrtů pro využívání tepla z hornin [1]

Výhody:

- téměř stabilní topný faktor TČ bez ohledu na klima (nelze použít v oblastech se zamrzlou horninou jako např. Sibiř nebo Kanada),
- výskyt podzemní vody není podmínkou,
- primární výměník z polyetylénových trubek je zapouštěn do hloubkových vrtů, jejichž nároky na velikost pozemku jsou, na rozdíl od předchozího systému, zanedbatelné,
- v porovnání s ostatními typy systémů TČ nejsou vázány na žádné specifické geologické/hydrogeologické podmínky.

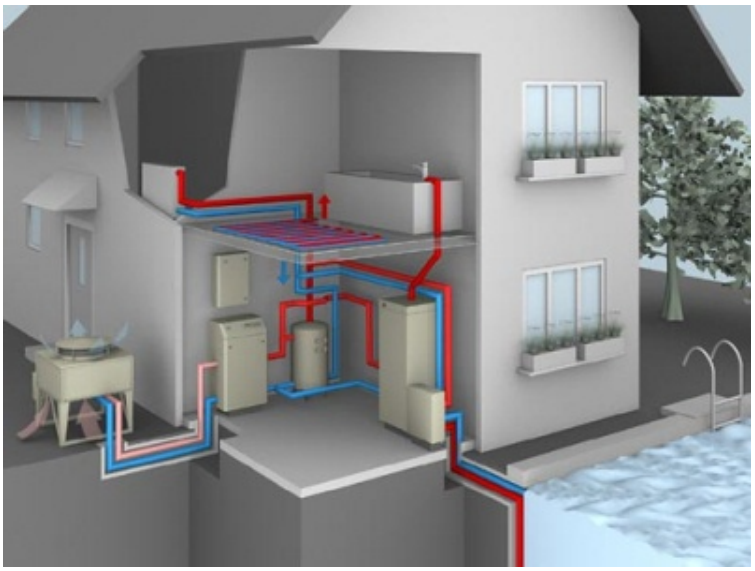
Nevýhody:

- prakticky nejvyšší investiční náklady zapřičiněné hlubokými vrty,
- vrty pro TČ nelze realizovat tam, kde jsou pozemky legislativně chráněny (např. lázně, vodní zdroje pro hromadné zásobování obyvatel).

TČ se systémem země/voda s využitím hornin jako zdroje tepla jsou zvláště výhodná pro větší objekty jako jsou školy, nemocnice, penziony, hotely, apod.[1]

2.3.1 Čerpadla vzduch/voda

Zdrojem tepla v systému vzduch/voda bývá většinou okolní atmosféra, jejíž teplota se mění v závislosti na klimatu a ročním období. Tento zdroj tepla je nejdostupnější a nejsou zapotřebí hlubinné vrty místo toho je vzduch nasáván do výměníku ventilátorem, který se nachází ve venkovním prostředí, nebo v kotelně.[1]



Obrázek 2.7: Příklad tepelného čerpadla systému vzduch/voda s venkovním ventilátorem[1]

Otopný systém v objektu může být realizován proudem vzduchu. Výhodou jsou relativně nízké investiční náklady, protože není nutno pořizovat žádný primární výměník ve formě kolektoru. Avšak nevýhody jsou následující:

- topný faktor v zimním období výrazně klesá, je nutno nastartovat přídavné topení,
- snížená životnost kompresoru zapříčiněná extrémně nízkými teplotami,
- hluk z venkovního ventilátoru, přestože splňuje hygienické normy, může obtěžovat jak obyvatele domu, tak i okolí, protože TČ může pracovat celé dny téměř nepřetržitě,
- venkovní ventilátor v plechové skříni může zhoršit estetický vzhled budovy, hlavně u projektů s více tepelnými čerpadly.

Systém vzduch/voda (vzduch) je výhodný zejména v teplejších oblastech jako je jižní Evropa, kdy se i v zimě teplota vzduchu pohybuje nad 0 °C. [1]

2.4 Topný faktor

Účinnost výroby tepla pomocí tepelného čerpadla udává topný faktor (zkratka *COP* - Coefficient Of Performance), který z matematického vztahu (2.1) udává poměr získané

energie ve formě tepla ku dodané elektrické energii, která se využije pro kompresor, jehož činnost způsobí cirkulaci chladící směsi a podle jejího směru následné chlazení nebo vytápění objektu.

$$COP = \frac{P_{top}}{P_{el}} \tag{2.1}$$

Kde P_{top} je topný výkon tepelného čerpadla v kW
P_{el} - elektrický výkon kompresoru v kW

Topný výkon je součtem elektrického výkonu kompresoru, nebo-li dodané energii, která se vždy přemění na pohyb (teplo), a chladícího výkonu kompresoru, jež je přímo úměrná rozdílu teplot na začátku a na konci primárního okruhu TČ (vrt tepelného čerpadla).

$$P_{top} = P_{chlad} + P_{el} \tag{2.2}$$

Kde P_{chlad} je chladící výkon kompresoru/výparníku v kW

$$P_{chlad} = Q.c.p.\triangle T \tag{2.3}$$

Kde Q je průtok oběhového čerpadla primárního (zdrojového) okruhu v m^3s^{-1}
c - měrná tepelná kapacita nemrznoucí směsi v kolektoru v $J.kg^{-1}.K^{-1}$
p - hustota nemrznoucí směsi v kolektoru v $kg.m^{-3}$
$\triangle T$ - teplotní rozdíl na vstupu a výstupu z TČ na primárním (zdrojovém) okruhu v K

Elektrický výkon kompresoru vychází z klasické rovnice výpočtu odebíraného elektrického výkonu při nominálních hodnotách proudu I a napětí U doplněný účiníkem $cos(\varphi)$.[9]

$$P_{el} = U.I.cos(\varphi) \tag{2.4}$$

Kde U je střídavé napětí na svorkách kompresoru v V
I - střídavý proud procházející kompresorem v A
$cos(\varphi)$ - účiník $[-]$

COP pro aplikace TČ s vrty by se měl pohybovat v rozmezí 2,8-3,5. To znamená, že z 1 kW placené el. energie nutné pro pohon kompresoru je TČ schopno vyprodukovat cca 3 kW tepla, a tedy 2 kW dodá zadarmo horninové prostředí. Právě dostatečně vysoký COP znamená, že systém země-voda byl správně dimenzován a projektovaná návratnost investice do tepelného čerpadla s vrty by zpravidla měla být dodržena. [9]

Tepelná čerpadla jsou konstruována a seřízena tak, že maximální P_{top} je dosažen jen při určité kombinaci teploty nemrznoucí směsi na vstupu z vrtů do tepelného čerpadla a požadované teploty v otopném systému. Z těchto hodnot lze snadno vypočítat COP. Z toho vyplývá, že COP není žádnou konstantou a během chodu TČ kolísá. Pokud teplota nemrznoucí směsi na vstupu z vrtů do tepelného čerpadla je nižší než „optimální“, pak klesá P_{top} a s ním klesá i COP. [9]

Tepelné čerpadlo se systémem země/voda je konstruováno tak, že při jeho chodu jsou chladivem ve výparníku odebírány z nemrznoucí směsi pouze maximálně 4 ℃, tzn. $\triangle T = 4$ ℃. Tento teplotní rozdíl je proto neustále odebírán nemrznoucí směsí v kolektoru po celé délce vrtu. Tepelné čerpadlo každý vrt nepřetržitě vychlazuje a závisí na tepelných vlastnostech hornin, a tedy na dostatečné hloubce každého vrtu, zda je přísun tepla z okolních hornin dostatečně rychlý, aby nedošlo k úplnému „vymražení“ vrtu, resp. okolních hornin. V praxi se považuje za kritickou mez teplota na vstupu z vrtů do tepelného čerpadla $T_{in} = -5$ ℃, tzn. teplota na výstupu z tepelného čerpadla Tout do vrtu bude až -9 ℃. Tepelné čerpadlo je sice schopné pracovat i při nižších teplotách, avšak topný faktor klesá na hodnotu cca 2, protože klesl topný výkon tepelného čerpadla. To zpravidla signalizuje, že vrty byly hloubkově poddimenzovány pro danou lokalitu, nadřazeným řídícím systémem je zapnut záložní tepelný zdroj, aby byly kryty tepelné ztráty objektu a zachována tepelná pohoda. To však snižuje rentabilitu provozu TČ. Je proto nezbytný zodpovědný a vysoce profesionální přístup k dimenzování vrtů pro tepelná čerpadla a jejich patřičné vystrojení. Jen tak lze dosáhnout stavu, aby tepelné čerpadlo pracovalo v úzkém rozmezí Tin kolem optimální hodnoty udané výrobcem TČ, která zaručuje maximální COP. [9]

Většina v současnosti konstruovaných tepelných čerpadel pro systém země/voda produkuje maximální P_{top} a tím i maximální COP pro $T_{in} = 0$ ℃ a výstupní teplotu z tepelného čerpadla do otopného systému $T_{vyst} = 35$ ℃ (podlahové vytápění s extrémně vysokou hustotou trubek). V praxi se však běžněji aplikuje $T_{vyst} = 45$ ℃ (podlahové vytápění s normální hustotou trubek) a $T_{vyst} = 50$ ℃ (vytápění s velkoplošnými radiátory), u nichž je COP nepatrně nižší (u kvalitních TČ). Platí, že COP je tím vyšší, čím je nižší rozdíl mezi teplotou na vstupu z vrtů do tepelného čerpadla a požadovanou teplotou na výstupu z tepelného čerpadle do otopného systému. Z toho vyplývá, že při instalaci podlahového topení do objektu lze docílit vyšší topný faktor, protože výstupní teplota je nižší než pro velkoplošné radiátory. [9]

V praxi se COP obvykle stanoví jako průměrná hodnota za celou topnou sezónu, a to z podílu P_{top} a P_{el}, přičemž P_{top} je měřen měřičem tepla na výstupu do otopného systému a P_{el} se změří elektroměrem na svorkách kompresoru. [9]

2.5 Vhodná topná soustava

Pro provoz tepelného čerpadla je nejvhodnější tzv. nízkoteplotní topná soustava, neboť tepelné čerpadlo je schopno na výstupu kompresoru dosáhnout maximálně 50-55 ℃, což je způsobeno omezenými vlastnostmi chladiva a tlakem kompresoru. S požadavkem na vyšší teplotu topné vody klesá topný faktor tepelného čerpadla a rostou náklady na provoz.

V případě použití radiátorů jako otopné soustavy je většinou ohřátá voda z kotle zahřátá na 75 ℃ a 65 ℃ je teplota ochlazené vody. Pokud bychom chtěli tepelné čerpadlo použít pro soustavu s radiátory, je zapotřebí s danými podmínkami počítat a brát v úvahu maximální výstupní teplotu tepelného čerpadla. Při snížení teploty topné vody musíme použít větší otopná tělesa, čímž však rostou investiční náklady do topného systému.

Vhodnější než otopná tělesa (radiátory) je pro tepelné čerpadlo použití podlahového nebo stěnového vytápění, kde je zapotřebí teplota topné vody okolo 35-45 °C a samozřejmě čím nižší je teplota topné vody, tím vyšší je topný faktor tepelného čerpadla a tudíž i méně

nákladný provoz.

2.5.1 Podlahové vytápění

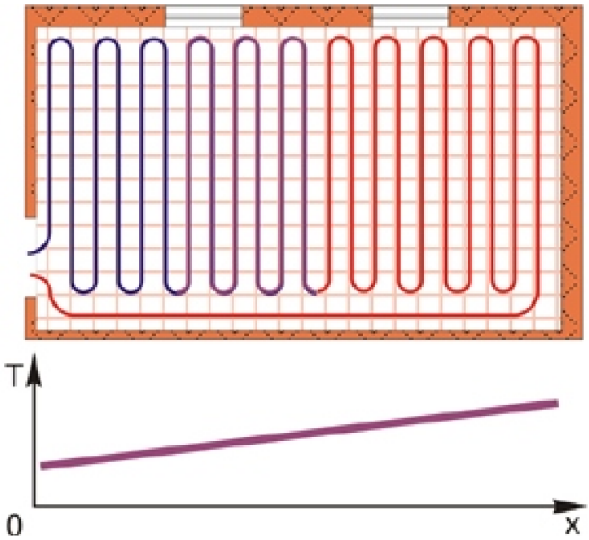
Obrázek 2.8: Příklad podlahového vytápění [2]

Podlahové vytápění můžeme z hlediska uspořádání otopného potrubí pod podlahou rozdělit na dva základní tipy: Spirálovité a klikaté uspořádání, jak je znázorněno na obrázku 2.9(a)

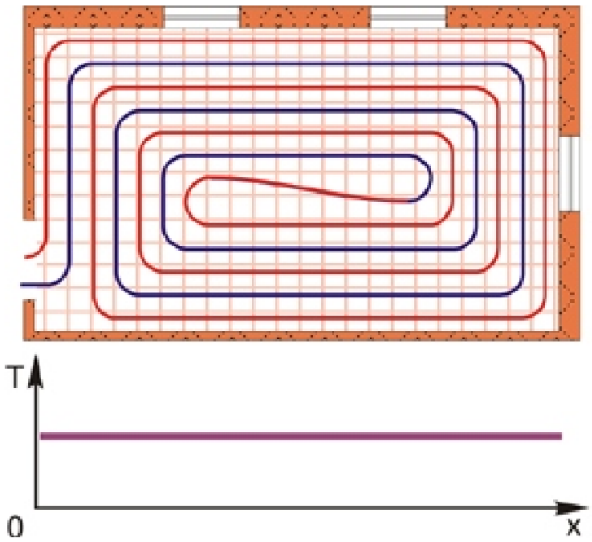
V případě spirálovitého rozložení, obrázek 2.9(b) je horký začátek potrubí veden spolu se studeným koncem do spirály, začínaje obvodem a konče středem místnosti. Takováto varianta umožňuje rovnoměrné rozložení teplot na povrchu podlahy, avšak nelze ji aplikovat pro podlahu se sklonem v jednom směru. Dále v případě zvolení příliš velké vzdálenosti mezi horkým a studeným potrubím způsobí efekt „pruhované podlahy“: pruhy teplé podlahy se střídají s pruhy studené podlahy. Z opačného pohledu zvolením příliš krátké vzdálenosti nedochází k dalšímu zvyšování, v důsledku zvětšení vytápěné plochy, ale k vytvoření tepelného mostu mezi horkým a kontrastním studeným potrubím, následně teplota na vstupu bude srovnatelná s teplotou na výstupu.

Druhá varianta, použití klikatého uspořádání, je výhodná potřebujeme-li chladnější část místnosti, blíž k vnější stěně, více vytápět než stranu místnosti u středu objektu. Je však nutné správně určit míru objemového průtoku, neboť nedostatečný průtok může způsobit příliš velký teplotní rozdíl obou stran podlahy. Výhodou je hlavně rezistence vůči sklonu podlahy pakliže je potrubí správně uspořádáno kdy delší záhyby musí být rozmísťovány shora ve směru proudění vody a horizontálně kolmo ke směru sklonu povrchu podlahy.

Podlahové vytápění je výhodné nejen z důvodu, že v otopném systému není zapotřebí vysoké teploty vody, ale také z důvodu, že vytápění probíhá ze zdola, kde bývá standardně chladněji při vytápění radiátory nebo v případech, kdy vytopený vzduch necirkuluje a v našem případě dochází k cirkulaci automaticky, když se chladnější vzduch nad podlahou zahřívá a se změnou hustoty se pohybuje vzhůru. Důsledkem vytápění tímto způsobem je příjemná pohoda a komfort.



(a) Klikaté rozložení [2]



(b) Uspořádání do spirály [2]

Obrázek 2.9: Typy podlahového vytápění podle uspořádání vytápěcího potrubí

2.6 Volba tepelného čerpadla spolu s dalším zdrojem tepla

Používat pouze jeden zdroj energie k vytápění není vždy ekonomicky výhodné a závislost na jediném zdroji může být i riskantní. Jako příklad lze uvést elektrické vytápění. V době delšího výpadku proudu nám může dům velmi prochladnout, nebo dokonce zamrznout.

Potřebný výkon pro vytápění objektu je ekvivalentní vypočtenou tepelnou ztrátou ve Wattech, kterou jsme určili v předchozích kapitolách. Celý výkon vypočtený podle tepelných ztrát je třeba dodávat pouze při nejnižších venkovních teplotách, které trvají jen

několik málo dní v roce. Aby náklady na provoz tepelného čerpadla nebyly tak vysoké a bylo ho možné využívat i při nízkých teplotách, používá se často v kombinaci s druhým zdrojem tepla. Dalším důvodem je i fakt, že předimenzované tepelné čerpadlo má podstatně kratší životnost, protože dochází k častějšímu spínání kompresoru.

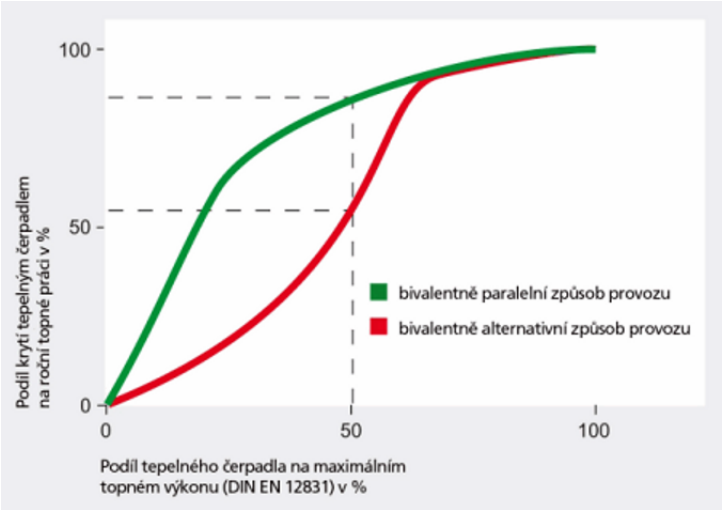
Kombinace tepelného čerpadla s druhým zdrojem, který je v provozu pouze při nízkých venkovních teplotách, se nazývá bivalentní zapojení a lze ho realizovat dvěma způsoby [4]:

Bivalentně alternativní způsob provozu Nad stanovenou venkovní teplotou, takzvaným bivalentním bodem (např. -5 °C), pracuje výhradně tepelné čerpadlo. Při nízkých teplotách se tepelné čerpadlo vypne a zásobování teplem přebírá kotel. Regulace tepelného čerpadla automaticky zajišťuje přepínání mezi výrobníky tepla.

Bivalentně alternativní způsob provozu se hodí zejména pro topná zařízení s vysokými teplotami systému, s jakými se často setkáváme ve starších budovách. Kotel potom dodává teplo, když je při klesajících venkovních teplotách potřeba vyšších výstupních teplot, které leží nad dosažitelnou výstupní teplotou tepelného čerpadla.[4]

Bivalentně paralelní způsob provozu Také u bivalentně paralelního způsobu provozu pracuje tepelné čerpadlo nejdříve jako jediný zdroj tepla. Pokud venku klesá teplota a topný výkon tepelného čerpadla už nestačí k pokrytí tepelné potřeby, doplňuje ho kotel. Oba zdroje tepla jsou potom v provozu současně. Aktivace kotle a dodávaný výkon, který je závislý na zatížení, řídí regulace tepelného čerpadla.

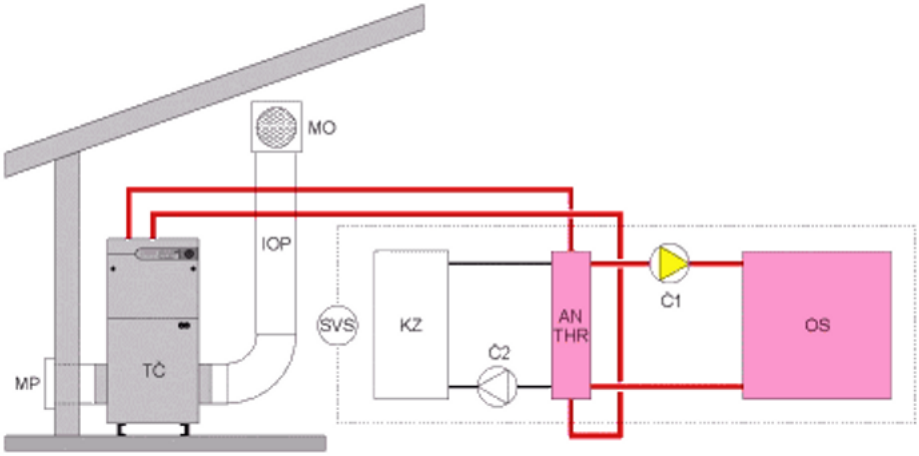
Pokud se zvolí bivalentně paralelní způsob provozu, je podíl tepelného čerpadla na roční topné práci zpravidla větší než u bivalentně alternativního způsobu. Tak může tepelné čerpadlo, jehož jmenovitý tepelný výkon je asi o polovinu menší než maximální topná zátěž budovy, poskytnout u bivalentně paralelního způsobu provozu až přibližně 85 % celkové roční topné práce, u bivalentně alternativního způsobu více než 50 %. V případě větších podílů tepelného čerpadla na maximálním topném výkonu je podíl pokrytí tepelným čerpadlem ještě vyšší (viz obr. 2.10). [4]



Obrázek 2.10: Různé podíly krytí tepelným čerpadlem na roční topné práci v závislosti na způsobu provozu. [4]

2.6.1 Tepelné čerpadlo v kombinaci s kotlem na dřevo

V místech, kde je levné dřevo, může být výhodné použít jako špičkový zdroj kotel na dřevo a používat jej v době nízkých venkovních teplot jako jediný zdroj. Když se potřeba tepla sníží na hodnotu, která je už pro kotel příliš nízká, využije se pro vytápění tepelné čerpadlo. Může to být výhodné např. pro tepelná čerpadla vzduch-voda, která mají při nízkých teplotách vzduchu menší topný faktor. Nevýhodou ovšem je, že obě zařízení mají nižší stupeň využití, což prodlužuje dobu návratnosti investice. Na obrázku je schéma zapojení takového systému. Používá se v něm také menší akumulační nádrž. [1]



Obrázek 2.11: Zapojení tepelného čerpadla vzduch-voda s kotlem a akumulační nádrží.[1]

2.6.2 Tepelné čerpadlo v kombinaci s plynovým kotlem

Nejpoužívanější kombinací je použití tepelného čerpadla spolu s plynovým kotlem. Jedná se o zlatou střední cestu, kdy oproti kombinace s elektrokotlem nevznikají tak vysoké topné náklady a zároveň nevzniká silná závislost na jediném zdroji energie (v našem případě na elektrické energii). Z opačného pohledu oproti kotli na pevná paliva, či na dřevo, se nám spalováním plynu náklady zvyšují, avšak získáváme z uživatelského hlediska jednoduší provoz, údržbu a vyšší tepelný výkon, který využijeme zejména pro větší objekty jako je Bioregena.

Kapitola 3

Stanovení energetické náročnosti objektu Bioregena

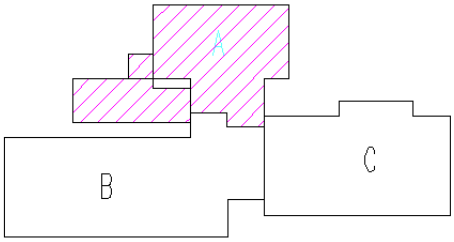
Bioregena je zdravotnické zařízení nacházející se v městské části Praha 9. Objekt jako poliklinika funguje od roku 1992. Samotný objekt byl postaven po roce 1973 a poslední rekonstrukce, včetně zateplení, proběhla v roce 2006.

3.1 Určení objemu a ploch vnější obálky budovy (oken a zdí) budovy z dokumentace Bioregena

Prvním krokem bylo zapotřebí získat všechny rozměry z dokumentace. Postup jsem podrobně popsal v následující podsekci pro Blok A. Chci se zmínit, že přesnost výpočtu plochy oken je pro nás důležitá z hlediska dalšího určování tepelných ztrát zapříčiněných zejména větráním. Dalším parametrem bude intenzita větrání, kterou rozvedu později. Samozřejmě hodnoty nejsou úplně přesné, ač se ve výkresech uvádějí v $[mm]$.

3.1.1 Blok A

Blok A tvoří podle obrázku 3.1 severní část polikliniky a přízemní „první“ patro bloku se nachází přímo na terénu, což bude důležité pro určení činitele teplotní redukce. Nyní však přistoupíme k následujícím tabulkám. Jak je vidět hned z první tabulky 3.1, rozdělil jsem pro zjednodušení vnější strany budovy podle světových stran. Dále jsem u každé strany bloku určil její délku a po vynásobení výškou její plochu, která v sobě obsahuje plochu zdí i oken. Tudíž jsem následně spočítal počet oken daného typu na každé straně. Počet oken neuvádím, pouze tabulku 3.2 se všemi třinácti typy oken, které na budově můžeme najít, a nakonec jsem určil celkovou plochu oken i zdí.



Obrázek 3.1: Půdorys Bioregeny - blok A

	Plocha strany $[m^2]$			
Podlaží	**Severní**	**Východní**	**Jižní**	**Západní**
1. 224.8 [mm]	49,657*3,6	25,048*3,6	21,150*3,6	8,042*3,6
2. 228.4 [mm]	40,670*3,6	13,039*3,6	37,960*3,6	10,000*3,6

Tabulka 3.1: Plochy vnějších stran bloku A, včetně oken

	Rozměry okna $[m]$	
Okno typ	**Šířka**	**Výška**
o1	2,35	0,85
o2	2,40	0,85
o3	5,40	2,00
o4	2,25	1,65
o5	1,10	1,75
o6	1,15	1,68
o7	2,40	0,87
o8	2,40	1,45
o9	2,30	1,70
o10	1,65	2,10
o11	1,20	1,55
o12	1,98	1,35
o13	1,10	1,76

Tabulka 3.2: Typy oken bloku A

	Celková plocha oken $[m^2]$ **na straně**			
Podlaží	**Severní**	**Východní**	**Jižní**	**Západní**
1. 224.8 [mm]	20,88	10,65	0	0
2. 228.4 [mm]	32,725	0	32,450	0

Tabulka 3.3: Celkové plochy oken bloku A na jednotlivých stranách

Celková plocha oken	96,705 $[m^2]$
Celková plocha vnějších zdí (bez oken)	592,498 $[m^2]$

Tabulka 3.4: Celkové plochy oken a zvlášť zdí bloku A

3.1.2 Blok B

Postup výpočtu vnějších ploch bloku B i C je totožný. Proto uvádím dále pouze jen tabulky. Jenom bych se rád zmínil, že u bloku B je sklepení patro které se nachází částečně pod terénem, přesněji z 1,8 metrů, kde se mimo jiné vytápí dvěmi plynovými kotly a třemi tepelnými čerpadly vzduch-voda.

	Plocha strany $[m^2]$			
Podlaží	**Severní**	**Východní**	**Jižní**	**Západní**
0. 223 [mm]	40,700*3,6	0	50,694*3,6	21,1450*3,6
1. 226.6 [mm]	30,000*3,6	0	50,694*3,6	0

Tabulka 3.5: Plochy vnějších stran bloku B, včetně oken

	Celková plocha oken $[m^2]$ **na straně**			
Podlaží	**Severní**	**Východní**	**Jižní**	**Západní**
0. 223 [mm]	14,612	0	38,28	0
1. 226.6 [mm]	35,19	0	27,37	0

Tabulka 3.6: Celkové plochy oken bloku B na jednotlivých stranách

Celková plocha oken	115,45 $[m^2]$
Celková plocha vnějších zdí (bez oken)	607,42 $[m^2]$

Tabulka 3.7: Celkové plochy oken a zvlášť zdí bloku B

3.1.3 Blok C

Jak již jsem se zmínil postup je totožný jako u bloku A, proto uvádím pouze tabulky.

	Plocha strany $[m^2]$			
Podlaží	**Severní**	**Východní**	**Jižní**	**Západní**
1. 224,8 [mm]	39,1*3,6	23,666*3,6	30,903*3,6	0
2. 228.4 [mm]	36,9*3,6	23,666*3,6	30,903*3,6	0

Tabulka 3.8: Plochy vnějších stran bloku B, včetně oken

	Celková plocha oken $[m^2]$ na straně			
Podlaží	**Severní**	**Východní**	**Jižní**	**Západní**
1. 224,8 [mm]	20,872	0	37,12	0
2. 228.4 [mm]	46,2	1,93	26,95	0

Tabulka 3.9: Celkové plochy oken bloku B na jednotlivých stranách

Celková plocha oken	133,07 $[m^2]$
Celková plocha vnějších zdí (bez oken)	487,84 $[m^2]$

Tabulka 3.10: Celkové plochy oken a zvlášť zdí bloku B

3.2 Určení Součinitelů prostupu tepla a činitele teplotní redukce

Dalším úkolem bylo určení součinitelů prostupu tepla. Tato veličina nám udává výkonovou ztrátu tepla na 1 m^2 při rozdílu venkovní a vnitřní teploty 1 °C. Pro hrubou představu o hodnotě tohoto součinitele pro každou konstrukci vycházím z tabulky 3.2 z výkladu ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov pro obytné dřevostavby, ve které jsou uváděny dolní mezní hodnoty, které by měla budova splňovat, a také doporučené hodnoty.

Další proměnou jež potřebujeme znát je bezrozměrný činitel teplotní redukce. Protože tuto hodnotu stěží naměříme vycházel jsem mimo jiné z vyhlášky Ministerstva průmyslu a obchodu 291/2001 Sb. Význam veličiny je popsán v předchozích kapitolách. Nicméně veličina je opět těžko měřitelná a zvolené hodnoty nejsou stoprocentní, proto v dalších kapitolách zvolím procentuální tolerance pro měrnou tepelnou ztrátu prostupem tepla H_{Ti} každé konstrukce zvlášť.

3.2.1 Určení činitele teplotní redukce oken a zdí

Podle tabulky jde vidět, že součinitel prostupu tepla u zdí se pohybuje v až do požadovaných limitních hodnot 0,30 W/K pro lehké zdi a 0,38 W/K pro těžké zdi. Činitel teplotní redukce u oken je v TNI 730329 uváděn chybně $b = 1,15$, autor následně kvůli tiskové chybě vydal opravenku a v TNI 730330 je již správná hodnota $b = 1$, které se budeme držet. U zdí se součinitel pohybuje na nižších hodnotách pouze pokud je konstrukce pod povrchem nebo se z druhé strany nachází nevytápěný prostor. Pro zeď Bioregeny sklepního patra bloku B, jež je z 1,8 m pod povrchem, odpovídá podle vyhlášky $b = 0,57$, hodnota tudíž platí pro plochu o velikosti obvodu Bloku B násobeno $1,8$. Avšak dále se spokojíme s činitelem teplotní redukce sklepu $b = 0,65$, protože pracujeme pouze s plochou a sklep se projeví v koeficientu redukce.

Popis konstrukce		Součinitel prostupu tepla U_N [W/(m²·K)]	
		Požadované hodnoty	Doporučené hodnoty
Střecha plochá a šikmá (do 45°) Podlaha vnější (nad venkovním prostorem)		0,24	0,16
Strop pod nevytápěnou půdou		0,30	0,20
Stěna vnější Střecha strmá se sklonem nad 45°	lehká	0,30	0,20
	těžká	0,38	0,25
Podlaha a stěna přilehlá k zemině (s výjimkou) Strop a stěna z vytápěného k nevytápěnému prostoru		0,60	0,40
Okno, dveře a jiná výplň otvoru ve vnější stěně a strmé střeše, z vytápěného prostoru do venkovního prostředí Rámy nových výplní otvorů s $U_f \leq 2{,}0$ W/(m²·K)	nová	1,7	1,2
	upravená	2,0	
Okno, dveře a jiná výplň otvoru ve vnější stěně a strmé střeše, z vytápěného do částečně vytápěného prostoru nebo z částečně vytápěného prostoru do venkovního prostředí		3,5	2,3
Šikmé střešní okno, světlík, apod. do 45°, z vytápěného prostoru do venkovního prostředí Rámy včetně tepelně izolačního obkladu s $U_f \leq 2{,}0$ W/(m²·K)		1,5	1,1
Šikmé střešní okno, světlík, apod. do 45°, z vytápěného do částečně vytápěného prostoru nebo z částečně vytápěného prostoru do venkovního prostředí		2,6	1,7
Lehký obvodový plášť (LOP), hodnocený jako smontovaná sestava včetně nosných prvků, s průsvitnou výplní otvoru o poměrné ploše $f_w = A_w / A$, v m²/m², kde A je celková plocha LOP; A_w plocha průsvitné výplně otvoru v LOP. Rámy LOP s $U_f \leq 2{,}0$ W/(m²·K)	$f_w \leq 0{,}50$	$0{,}3 + 1{,}4 \cdot f_w$	$0{,}2 + 1{,}0 \cdot f_w$
	$f_w > 0{,}50$	$0{,}7 + 0{,}6 \cdot f_w$	

Obrázek 3.2: Hodnoty součinitele prostupu tepla U_N pro obytné budovy [1]

Naše konstrukce zdí se skládá ze dvou železobetonových vrstev proložených tepelnou izolací 40 mm a z vnější stěny ještě zateplených izolací o tloušťce 100 mm. Hodnotu U jsme odhadli na 0,32 W/K. U oken se podařilo zjistit, že se jedná o plastová okna Vekra Classic s $U = 1,3\ W/K$.

3.2.2 Určení činitele teplotní redukce podlahy a střechy

Podlaha suterénu má pravděpodobně tepelnou izolaci o tloušťce 20 až 30 mm, sloužící jako kročejová izolace. Díky neznalosti složení konstrukce podlahy uvádím mezní požadovanou hodnotu $U = 0.6$ včetně tolerance, tj. nominální hodnota bude o dané procento tolerance, jež zvolíme později, nižší. Co se týče činitele teplotní redukce podlahy na terénu je přibližně určen podle zmíněné vyhlášky na hodnotu $b = 0,4$, zde se činitel teplotní redukce uplatňuje z důvodu redukce teploty způsobené zeminou, jež je v zimě teplejší a v létě chladnější.

3.3 Výpočet tepelných ztrát budovy

Tepelná ztráta ve W je vstupní údaj pro určení roční potřeby tepla na vytápění v kWh/rok. Mimo jiné je důležitá pro výpočet průměrného součinitele tepla obálky budovy U_{em} ve $W/(m^2.K)$, jež také definuje energetický štítek obálky budovy.

3.3.1 Výpočet průměrného součinitele prostupu tepla

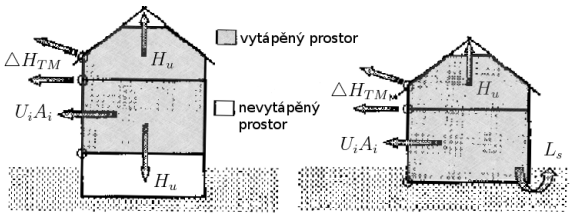
K získání Uem potřebujeme znát měrnou tepelnou ztrátu H ve W/K, jež je definována součtem měrné tepelné ztráty přechodem tepla H_T a měrné tepelné ztráty větráním vypočtené podle vztahu (3.1).

$$H = H_T + H_v \tag{3.1}$$

Měrná tepelná ztráta se určuje dle ČSN 73 0540-2. Při výpočtu potřeby tepla na vytápění se uvažují tepelné toky podle obrázku 3.3 a platí vztah (3.2).

$$H_T = \sum U_i A_i + \triangle H_{TM} + H_U \tag{3.2}$$

Kde $\sum U_i A_i$ je tepelná vodivost mezi vytápěným prostorem a exteriérem ve W/K, bez vlivu tepelných vazeb
$\triangle H_{TM} + H_U$ – zvýšení tepelné ztráty vlivem tepelných mostů ve W/K
H_U – měrná tepelná vazba mezi vytápěným prostorem a vnějším prostředím přes nevytápěné prostory ve W/K



Obrázek 3.3: Tepelné ztráty přechodem [7]

Měrná tepelná ztráta skrze prostory s redukovanou teplotou se určí podle vztahu

$$H_U = \sum b_x (U_i A_i) \tag{3.3}$$

Kde b_x je činitel teplotní redukce a typické hodnoty uvádím v tabulce 3.11

Tepelná ztráta skrze konstrukci	b_x
Stěna	1
Okna	1
Podlaha na terénu	0,4
Podlaha nad sklepem (sklep je celý pod terénem)	0,45
Podlaha nad sklepem (sklep je částečně nad terénem)	0,65
Střecha	1

Tabulka 3.11: Redukční faktory

Po zavedení činitelů teplotní redukce můžeme měrnou tepelnou ztrátu přibližně určit podle vztahu (3.4).

$$H_T = \sum b_{x,i} U_i A_i + \triangle U \sum A_i \tag{3.4}$$

Z důvodu neznalosti hodnot všech veličin pro výpočet zvýšení součinitele prostupu tepla vlivem tepelných mostů ΔU jsme nuceni použít tabulku 3.12 namísto vzorce (3.5)

$$\triangle U = (\sum \Psi_k.l_k + \sum \chi_j)/A \tag{3.5}$$

Kde Ψ_k je lineární činitel prostupu tepla k-té lineární tepelné vazby mezi konstrukcemi, ve $W/(m.K)$, stanovený z k-tého výseku spoje konstrukcí s pouze k-tou lineární tepelnou vazbou,
l_k - délka k-té lineární tepelné vazby v celé obálce budovy, v m,
χ_j - bodový činitel prostupu tepla j-té bodové tepelné vazby, ve $W/(m2.K)$, stanovený z j-tého výseku spoje konstrukcí s pouze j-tou bodovou tepelnou vazbou,
A -plocha celé teplosměnné obálky budovy, v m^2.

$\triangle U$ $[W/(m^2.K)]$	Typ konstrukce
0,02	Konstrukce téměř bez tepelných mostů (optimalizované řešení)
0,05	Konstrukce s mírnými tepelnými mosty (systémové řešení)
0,10	Konstrukce s běžnými tepelnými mosty (standardní řešení)
0,15	Konstrukce s výraznými tepelnými mosty (zanedbané řešení)

Tabulka 3.12: Odhad $\triangle U$ podle typu konstrukce

Nyní již můžeme vypočítat jednotlivá H_{Ti} podle vzorce (3.4). Všechny hodnoty k tomu potřebné jsem vypsal do přehledové tabulky 3.13.

A_i $[m^2]$	U_i $W/(m^2K)$	b_i $[-]$	H_{Ti} $[W/K]$
1687,769	0,32	1	540,09
1090,015	1,75	0,4	763,01
656,56	1,75	0,65	746,84
1485,23	0,14	1	207,93
345,2405	1,3	1	448,81
Celkem			2706,67

Tabulka 3.13: Tepelná ztráta H_T

Abychom získali celkovou hodnotu H_T, musíme k výsledku z tabulky 3.13 přičíst ztrátu způsobenou vlivem tepelných mostů $\triangle U$, jejíž hodnotu jsem zvolil $0,1$ z tab. 3.12 jakožto standardní řešení.

$$H_T = \sum H_{Ti} + \triangle U.A = 2706,67 + 0,1 \cdot 5264,81 = 3233,15[W/K] \tag{3.6}$$

3.3.2 Odhad intenzity větrání a výpočet tepelné ztráty větráním

Tepelnou ztrátou větráním se označuje tepelný výkon potřebný k ohřátí vnějšího vzduchu vnikajícího do místnosti jak infiltrací tak i otvíráním oken. Měrná tepelná ztráta H_v ve

$W.K^{-1}$ se určí ze vztahu.

$$H_v = V'.c.\rho \tag{3.7}$$

Kde V' je objemový tok vzduchu v $m^3.s^{-1}$
c – tepelná kapacita vzduchu v $J/(kg.K)$
ρ – objemová hmotost v $kg.m^3$, $c.\rho \cong 1200J/(m^3.K)$

V případě, že známe teplotní rozdíl uvnitř a vně budovy, můžeme za pomocí rovnice (3.2) určit tepelnou ztrátu Φ_v ve W :

$$\Phi_v = 1200.V'.(\theta_i - \theta_e) \tag{3.8}$$

Kde θ_i je teplota interiéru
θ_e je teplota exteriéru (venkovní teplota)

Pomocí vztahu

$$n = \frac{3600.V'}{V_m} \tag{3.9}$$

kde n je intenzita výměny vzduchu při infiltraci v h^{-1}
V_m – objem vzduchu v místnosti v m^3

získáme další vztah pro měrnou tepelnou ztrátu v místnosti s intenzitou n na pravé straně rovnice.

$$H_v = 0,33.n.V_m \tag{3.10}$$

Intenzita výměny vzduchu nám udává, kolikrát za hodinu se vymění vzduch v celém objemu budovy. Nejmenší hodnota intenzity výměny vzduchu pro hodnocení energetické náročnosti budov by měla být 0,5/h.

Co se týče reálné hodnoty n, je závislá na vzduchotěsnosti budovy, jež se dá vyjádřit pomocí n_{50}, což je intenzita výměny vzduchu při tlakovém rozdílu vně a uvnitř budovy 50 Pa, a koeficientem zastínění e, jež vyjadřuje míru, jak moc je objekt vystaven povětrnostním podmínkám. Veličiny jsou přímo úměrné a n se přibližně určí podle vztahu (3.11).

$$n = n_{50}.e \tag{3.11}$$

Pro představu hodnot n_{50} a e uvádím tabulky 3.14 a 3.15

intenzita výměny vzduchu při 50 Pa n_{50}v h^{-1}		Úroveň vzduchotěsnosti budovy
budovy pro více rodin	budovy pro jednu rodinu	
<2	<4	vysoká
2 až 5	4 až 10	střední
>5	>10	nízká

Tabulka 3.14: Úroveň vzduchotěsnosti budov

Koeficient e pro třídu ochrany	Více exponovaných fasád	Jedna exponovaná fasáda
Nechráněné budovy v otevřené krajině	0,1	0,03
Přiměřeně chráněné budovy v krajině se stromy	0,07	0,02
Velmi chráněné budovy proti větru: centra měst	0,04	0,01

Tabulka 3.15: koeficient e

V našem případě se budeme pohybovat v doporučeném rozmezí, a to mezi $0,3$ a $0,6$, a protože $n = 0,5$ je více než dostačující, vezmeme $n = 0,4$ jako nominální hodnotu a zvolíme toleranci $\pm 0,1[h^{-1}]$

Nyní zbývají objemy podlaží budovy bez atiky a částečně bez sklepa, které jsou uváděny v tab 3.16 . Říkám částečně, neboť i ve sklepě musí probíhat výměna vzduchu a místo snížení intenzity větrání ve sklepě jsem snížil jeho výšku, tudíž i objem na polovic. Atika všechna druhá patra obírá o $0,5[m]$, proto $3,1[m]$ namísto $3,6[m]$.

podlaží / blok	1./ A	2./ A	0./ B	1./ B	1./ C	2./ C	
polocha $[m^2]$	489,00	428,75	656,56	572,28	601,02	484,20	
výška $[m]$	3,6	3,1	1,8	3,1	3,6	3,1	celkem
objem $[m^3]$	1760,40	1329,13	1181,81	1774,07	2163,65	1501,02	9710,08

Tabulka 3.16: Plochy a objemy jednotlivých pater budovy

Nyní již známe všechny nezbytné parametry pro výpočet tepelné ztráty způsobené větráním, jimiž po dosazení do vztahu (3.10) získáváme:

$$Hv = 0.33 \cdot 0.4 \cdot 9710,08 = 1281 W/K \tag{3.12}$$

Výsledná hodnota nám říká, že s každým stupněm rozdílu teplot mezi interiérem a exteriérem vzroste tepelná ztráta způsobená větráním či infiltrací o $1281[W]$ při nominální hodnotě intenzity větrání $n = 0.4[h^{-1}]$. Horní a dolní mez $\triangle n = \pm 0,1$ se projeví změnou $\pm 320[W/K]$. Tudíž můžeme napsat:

$$H_V = 1280 \pm 320 \ [W/K] \tag{3.13}$$

3.3.3 Volba tolerancí tepelných ztrát obálky budovy

Správné nastavení mezních hodnot nám zajistí reálný pohled na míru tepelných ztrát. Procentuální toleranci volím pro jednotlivá H_{Ti} a uvádím v tabulce 3.17. Každý parametr – plocha A_i, faktor redukce b_i a součinitel U_i – svou nejistotou ovlivňuje H_{Ti} konkrétní konstrukce. Největší procentuální rozpětí tepelných ztrát ± 20 %, resp. ± 15 %, je způsobeno nejistou teplotní propustností u podlah v rozmezí $1,5 < U < 2,0$ z důvodu, že nevíme, jestli je či není konstrukce zateplena. Ostatní parametry jsou celkem přesné, pouze u oken volím též ± 20 %, neboť každé okno má jiné rozměry a jiný průměrný součinitel U, který je tvořen teplotní propustností U rámů a skla, neboť poměr ploch rámů a skla je

různý. Jinými slovy řečeno, jedná se o vážený průměr. Ostatní parametry jsou počítány podle tabulky 3.2 .

Konstrukce	Stěna	Podlaha na terénu	Podlaha nad sklepem	Střecha	Okna
Tolerance [%]	10	20	15	10	20
Tolerance $\triangle H_{Ti}$	54,008	152,6021	112,025	20,793	89,762
Celková tolerance $\triangle H_T$					429,192

Tabulka 3.17: Zvolené tolerance jednotlivých konstrukcí

3.3.4 Tepelné zisky

Podle vyhlášky č. 291/2001 se bere zřetel na tepelné zisky z vnitřních zdrojů tepla a zisky ze slunečního záření.

Tepelné zisky z vnitřních zdrojů tepla za otopné období E_{vz} (kWh) se podle zmíněné vyhlášky stanoví z empirického vztahu:

$$E_{vz} = 6.V \tag{3.14}$$

Tepelné zisky ze slunečního záření za otopné období Ezs (kWh) se stanoví z empirického vztahu:

$$E_{zs} = 3.V \tag{3.15}$$

Kde V je objem budovy $[m^3]$.

Výsledný tepelný zisk za otopné období se stanoví z empirického vztahu:

$$E_z = 0,9.(E_{zs} + E_{vz}) \tag{3.16}$$

Přičemž číselná hodnota $0,9$ představuje využitelnost tepelných zisků.

3.3.5 Určení Energetického štítku obálky budovy

Energetický štítek obálky budovy nám pomáhá zhodnotit míru kvality obalových konstrukcí celkové a nároků na energii potřebnou pro vytápění, a tedy i nákladů na provoz.

Energetický štítek obálky budovy podle revidované technické normy ČSN 73 0540-2:2007, platné od května 2007, nahrazuje původní Energetický štítek budovy. Oproti původní normě se hodnocení stavebně-energetických vlastností budovy zjednodušuje na hodnocení prostupu tepla obálkou budovy pomocí průměrného součinitele prostupu tepla U_{em}.

Z předchozích bodů známe celkovou tepelnou ztrátu objektu Bioregena včetně ztrát způsobené větráním či infiltrací a jejich tolerance. K zařazení budovy do klasifikační třídy nám pomůže použít vztah (3.18) a výsledek srovnat s tabulkou 3.18.

Klasifikační třída	Slovní vyjádření klasifikace	Klasifikační ukazatel CI
A	Velmi úsporná	$\leq$ 0,3
B	Úsporná	$\leq$ 0,6
C	Vyhovující	$\leq$ 1,0
D	Nevyhovující	$\leq$ 1,5
E	Nehospodárná	$\leq$ 2,0
F	Velmi nehospodárná	$\leq$ 2,5
G	Mimořádně nehospodárná	$>$ 2,5

Tabulka 3.18: Klasifikace budov podle ČSN 73 0540-2:2007

$$\begin{aligned} H_V &= 1280 \pm 320[W/K] \\ H_T &= 3233 \pm 430[W/K] \\ \Rightarrow H &= 4513 \pm 750[W/K] \end{aligned} \tag{3.17}$$

$$U_{em} = \frac{H}{A} = \frac{4513 \pm 750}{A} = 0,85 \pm 0,14 \tag{3.18}$$

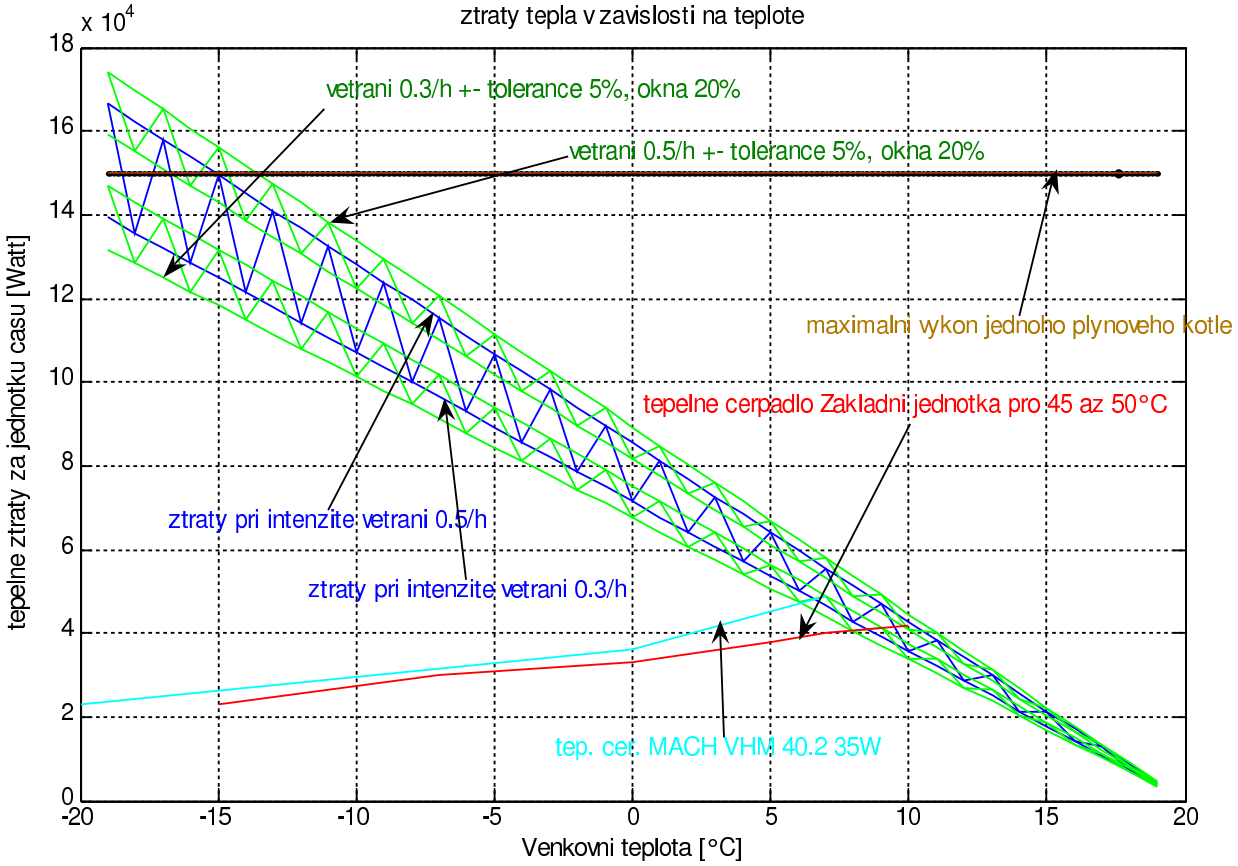
Můžeme konstatovat, že se hodnota U_{em} nejen pohybuje ve vyhovující klasifikační třídě, ale i pokrývá svou tolerancí celou třídu. Minimální hodnota se shora blíží $0,6$ a maximální hodnota součinitele U_{em} zdola k hranici $U = 1$.

3.3.6 Porovnání okamžitého tepelného výkonu kotlů a tepelných ztrát budovy

Nyní již máme dostatek výsledků, abychom mohly provádět srovnání „okamžitých ztrát“. V následujícím grafu 3.4 můžeme pozorovat klesající tepelné ztráty budovy, jež se pohybují ve vyšrafovaném tolerančním pásmu, s rostoucí teplotou a naopak výkon tepelných čerpadel s venkovní teplotou roste. Křivka tepelného čerpadla říká, jaký tepelný výkon pro danou venkovní teplotu je TČ schopno vykonat. Z grafu lze usoudit, že bod zlomu, kdy je TČ schopno udržovat vnitřní teplotu vytápěné budovy na 20 °C nastává při 7 až 10 °C. Poslední horizontální, konstantní funkce s hodnotou 150 kW odpovídá maximálnímu výkonu jednoho ze dvou plynových kotlů v Bioregeně.

3.4 Výpočet roční tepelné ztráty budovy

Roční tepelné ztráty závisí převážně na vývoji venkovních teplot během celého roku. V případech teplých zim nebudou ztráty tepla a tudíž i náklady na vytápění tak veliké. Zde se již nezabýváme kvalitou tepelné ochrany budovy, nýbrž získané údaje dále používáme pro určení ročních ztrát podle vývoje venkovních teplot v daném místě či oblasti, neboť vývoj teplot na různých místech je jiný. Toto dilema nám mimo jiné pomáhají řešit takzvané denostupně.



Obrázek 3.4: Srovnání okamžitých výkonů zdrojů tepla a tepelných ztrát budovy

3.4.1 Denostupně

Stavební konstrukce našich objektů mají schopnost utlumit kolísání venkovní teploty a tato schopnost útlumu roste s masivností (měrnou hmotností) obvodového zdiva. Jinak řečeno zdivo se chová jako integrátor „vyhlazuje a průměruje signál“.

Běžné zdivo reaguje na pokles průměrné venkovní teploty o 10 °C téměř 2-3 dny, což bychom mohli nazvat dopravním zpožděním v daném systému, a pokud je dům dodatečně zateplen izolací, tato perioda se ještě prodlouží. Tak byly z klimatických pozorování stanoveny průměrné teploty otopného období označované jako t_{es} a průměrné počty dnů d s těmito teplotami v otopném období pro výpočet spotřeby tepla pro vytápění. Tyto hodnoty jsou uvedeny v ČSN 38 3350.

Pokud stanovíme rozdíl mezi průměrnou vnitřní teplotou t_{is} v domě a venkovní t_{es} a vynásobíme jej počtem dnů otopného období, dostaneme hodnotu označovanou jako počet denostupňů D.

$$D = (t_{is} - t_{es}).d \tag{3.19}$$

Při propočtu spotřeby tepla musíme ještě rozhodnout o mezní teplotě t_{em}. Zpravidla počítáme s hodnotou $t_{em} = -12$°C vyhledáme počet dnů d a střední venkovní teplotu t_{es} v tabulce 3.19. Pro novější stavby, které mají obvodové zdi s menší hmotností a menší

schopností útlumu kolísání venkovní teploty během dne, je lépe počítat s mezní teplotou $t_{em} = -15$℃. Teoretická roční spotřeba tepla při nepřerušovaném vytápění se počítá ze vztahu:

$$Q_d = \frac{24.Tz.e.d.(t_{is} - t_{es})}{(t_{is} - t_e)} \tag{3.20}$$

nebo

$$Q_d = \frac{24.Tz.e.D}{(t_{is} - t_e)} \tag{3.21}$$

Kde Q_d je teoretická roční spotřeba tepla v $[kWh]$ Tz – tepelná ztráta budovy vypočtená podle ČSN 06 0210 v $[kW]$
e – součinitel charakterizující nesoučasnost vytápění (zpravidla e = 0,85, pokud je např. škola nebo administrativní budova vytápěna s jedno nebo dvoudenním útlumem během týdne, klesá hodnota součinitele na e = 0,75-0,7)
D - denostupně
t_e - výpočtová venkovní teplota podle ČSN 06 0210

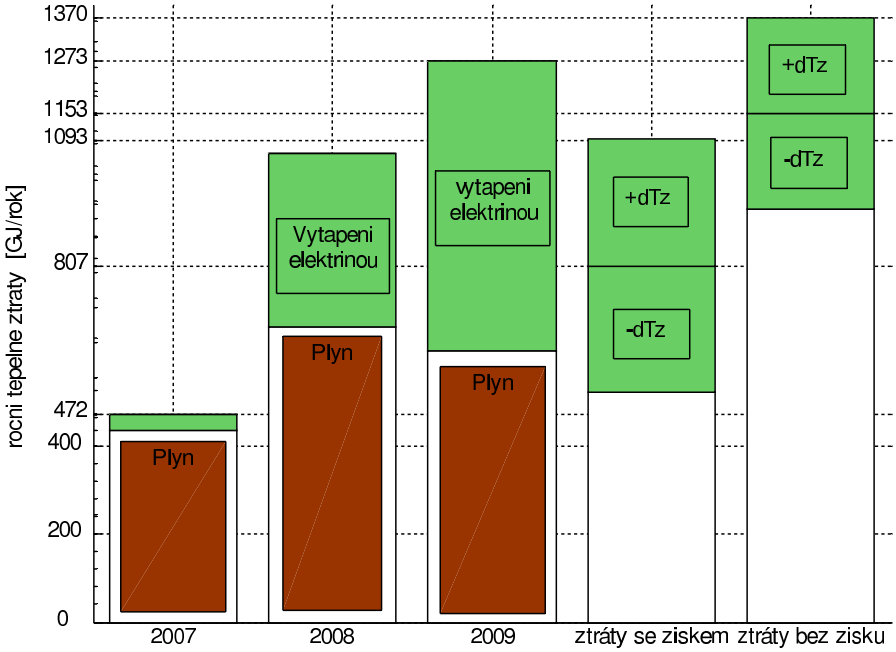
Pro střední teploty uvnitř budovy $t_{is} = 20$ ℃ je možno podle tabulky 3.19 pro Prahu počítat s $d = 216$ dnů, $t_{es} = 4,0$℃.

Místo	Nejnižší venkovní (výpočtová) teplota t_{emin}	$t_{em} = -8$℃		$t_{em} = -10$℃		$t_{em} = -12$℃		$t_{em} = -15$℃	
		d (dny)	t_{es} (℃)	d (dny)	t_{es} (℃)	d (dny)	t_{es} (℃)	d (dny)	t_{es} (℃)
Praha	-12	167	2.4	191	3.2	216	4.0	244	4.9
Č. Budějovice	-15	186	1.7	209	2.6	232	3.4	270	4.5
Liberec	-18	195	1.4	217	2.2	241	3.1	288	4.5
Bratislava	-12	153	2.5	177	3.2	202	4.0	232	5.2
Ko?ice	-15	173	1.0	194	1.7	218	3.0	250	4.3
?ilina	-18	186	0.4	212	1.7	232	2.7	267	4.0

Tabulka 3.19: Počet otopných dnů d a střední venkovní teplota t_{es} při mezní teplotě $t_{em} = -8, -10, -12$ a -15℃

3.5 Porovnání roční spotřeby tepla a ročních tepelných ztrát budovy

Roční spotřeba tepla by ideálně měla odpovídat ročním tepelným ztrátám. V realitě však většinou dochází k přetápění budov až o 40 %. Byla mi dána k dispozici data o spotřebě



Obrázek 3.5: Srovnání vyrobené roční energie s odhadovanými ročními ztrátami

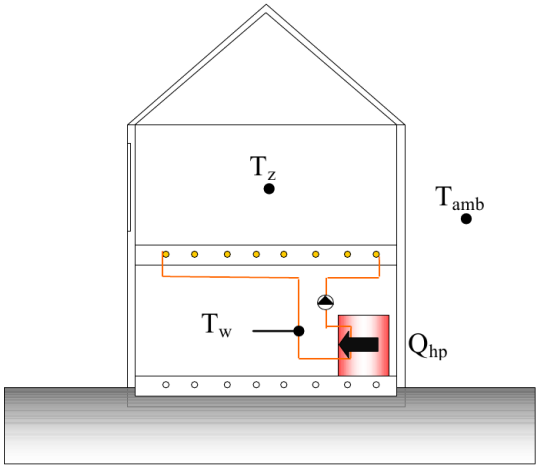
tepla v Bioregeně za roky 2007, 2008, 2009, která jsem k porovnání s vypočítanými hodnotami znázornil v grafu 3.5 V prvních třech sloupcích je zvlášť vykreslena spotřeba tepla vytápění plynem a elektřinou v GJ. V dalších dvou se střední hodnoty tepelných ztrát nacházejí mezi tolerančními oblastmi +dTz a -dTz odhadovaných ročních tepelných ztrát s tím, že čtvrtý sloupec znázorňuje tepelné ztráty spolu s tepelným ziskem, jehož střední hodnota se pohybuje kolem 807 GJ/rok. Pokud tuto hodnotu porovnáme s roky 2008 a 2009, můžeme říci že dochází k přetápění objektu o 20 až 40% a při změně nastavení regulace by bylo možné 1/5 až 2/5 dosavadních nákladů ušetřit.

Kapitola 4

Identifikace systému budovy

V této kapitole si popíšeme fyzikální model budovy z hlediska dynamického proudění tepelné energie stavovými rovnicemi, které následně pomocí ACADO toolkitu, určeného jak pro identifikaci, tak i návrh řízení, identifikujeme a verifikujeme na reálných, naměřených datech z Bioregeny, jež budou zapotřebí pro návrh řízení popsaného v další kapitole. Nyní si popíšeme fyzikální model budovy stavovými rovnicemi.

4.1 Fyzikální model budovy



Obrázek 4.1: Grafické znázornění stavů a vstupů fyzikálního modelu. [10]

Dynamika systému budovy, kterou budeme identifikovat, může být reprezentována, systémem druhého řádu s následujícími stavy [10]:

- Teplota vratné vody $T_{vratná}$
- Teplota uvnitř budovy, kterou budeme dále označovat jako T_{pokoje}

a následujícími vstupy:

- Venkovní teplota vzduchu T_{out}

- Energie ve formě tepla předaná zdroji tepla vytápěcímu potrubí Q_{hp}

Diferenciální stavové rovnice systému vypadají následovně [10]:

$$\begin{bmatrix} \dot{T}_{vratná} \\ \dot{T}_{pokoje} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_{wz}}{\rho_w c_w V_w} & \frac{k_{wz}}{\rho_w c_w V_w} \\ \frac{k_{wz}}{k_b \tau_b} & -\frac{k_{wz}+k_b}{k_b \tau_b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{vratná} \\ T_{pokoje} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\rho_w c_w V_w} \\ \frac{1}{\tau_b} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{out} \\ \dot{Q}_{hp} \end{bmatrix} \tag{4.1}$$

Kde k_{wz} reprezentuje míru prostupnosti tepla mezi ohřátou vodou v topení a vytápěným prostorem v $[W/K]]$
$\rho_w c_w V_w$ reprezentuje míru prostupnosti tepla mezi ohřátou vodou v topení a vytápěným prostorem v závislosti na rozdílu teplot obou prostředí v $[J/K]$
k_b – míra prostupnosti tepla mezi vnitřními prostory budovy a venkovním vzduchem v $[W/K]$
τ_b – časová konstanta budovy v $[h]$

Z rovnic lze mimo jiné vyčíst, že jedním ze vstupů není přímo teplo dodané vytápěcím systémem, ale jeho derivace podle času, která odpovídá výkonu dodávaného vytápěcím systémem. Konstanty se často spolu s jinými v rovnicích opakují a rovnice můžeme zapsat zjednodušeným způsobem následovně:

$$\begin{bmatrix} \dot{T}_{vratná} \\ \dot{T}_{pokoje} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a & a \\ c & -(c+d) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{vratná} \\ T_{pokoje} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & b \\ d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{out} \\ \dot{Q}_{hp} \end{bmatrix} \tag{4.2}$$

První stavová rovnice nám říká, že velikost změny teploty v potrubí odpovídá velikosti rozdílu teplot mezi vytápěným prostorem a topením násobeného přes konstantu $a[h^{-1}]$ (tj. čím větší teplotní rozdíl mezi pokojem a topením, tím větší pokles či růst teploty vratné vody) a míře dodávaného výkonu vratné vodě násobené přes konstantu $b[C.kWh^{-1}]$.

Druhá stavová rovnice říká, že velikost změny teploty v pokoji odpovídá velikosti rozdílu teploty vratné vody od teploty pokoje násobené přes konstantu $c[h^{-1}]$ a velikosti rozdílu venkovní teploty od teploty pokoje násobené přes konstantu $d[h^{-1}]$.

Zjednodušený model obsahuje pouze čtyři parametry, které se různě kombinují v konstanty jednotlivých stavů a vstupů, a teoreticky neobsahuje z matematického hlediska žádné zřejmé nelinearity, které se v systémech často vyskytují. V následujících sekcích budeme parametry identifikovat pomocí GPL toolkitu ACADO.

4.2 ACADO toolkit

ACADO Toolkit je softwarové prostředí pro automatické řízení a optimalizaci (řešící identifikaci). Umožňuje používání nejrůznějších algoritmů pro řešení problému optimálního řízení, prediktivního řízení, odhad parametrů a robustní optimalizace i pro nelineární systémy. ACADO Toolkit je realizován samostatně pomocí C++ programovacího jazyka a dodáván spolu s uživatelsky přívětivém rozhraní Matlabu. [3]

Klíčové schopnosti ACADO Toolkitu

Nelineární optimální řízení Jedním ze základních problémů, které lze vyřešit pomocí ACADO toolkitu, jsou standardní problémy optimálního řízení dynamického systému různými metodami za pomocí algoritmů, jako je např. Levenberg-Marquardt. ACADO umožňuje ohraničit jak stavy, tak i řídicí veličiny limitními hodnoty a simulovat tak reálnou nelinearitu jakéhokoliv systému, jež může mít podobu saturace, pásma necitlivosti apod. [3]

Odhady stavů, parametrů Důležitou částí optimálního řízení, které se dostává zvláštní pozornosti v rámci nástrojů ACADO, je problém odhadu stavů a parametrů. Tato část je důležitá pro identifikaci systémů a teoreticky může být transformována pro řešení problému optimálního řízení. Nicméně problém odhadu stavů a parametrů mají často určité struktury, na které mohou být použity různé algoritmy kterými ACADO disponuje, jako je metoda nejmenších čtverců a s pomocí Levenberg-Marquardt algoritmu vycházející z Newtonovy metody, dokáže ACADO odhadnout parametry zjevně nelineárních systémů.[3]

Důvod použití ACADO toolkitu

Důvodů, proč jsme se rozhodli pro softwarové prostředí ACADO, je několik. V první řadě je ACADO zaměřené na problémy optimálního řízení a odhad parametrů přispívající k věrohodné identifikaci jak lineárních tak i nelineárních systémů převážně metodou nejmenších čtverců pomocí implementovaného iteračního algoritmu Levenberg-Marquardt, který vychází z Newtonovy iterační metody a jež se dobře vypořádává i s nelineárními, zašuměnými systémy. Náš systém sice není nelineární, avšak koeficienty stavové matice A i matice vstupů B, kterých je celkem šest, jsou v našem případě kombinací pouze čtyř parametrů, které ACADO dokáže věrohodně odhadnout. Dále na rozdíl od subspace metod, kdy se vytvářejí matice A, B, C, D popisující model pouze z matematického hlediska, můžeme zaručit, aby stavy odpovídaly fyzikálnímu modelu.

4.3 Identifikace a verifikace

Jak jsem se již zmínil v minulé kapitole, k identifikaci a následné verifikaci jsme použili ACADO toolkit založený na C++ programovacím jazyce v přívětivém rozhraním Matlabu. Budeme vycházet z odvozeného fyzikálního modelu (4.2) popsané v předchozích kapitolách, a tudíž budeme identifikovat metodou nejmenších čtverců pouze čtyři parametry algoritmem ACADO toolkitu.

K dispozici máme následující naměřené veličiny:

- Teplotu právě ohřáté vody kotly a čerpadly vstupující do vytápěcího systému (radiátorů), kterou budeme dále označovat jako teplotu vstupní vody nebo $T_{vstupní}$
- Teplotu vratné vody, která předala tepelnou energii vytápěnému systému a vrací se k opakovanému ohřátí jako $T_{vratná}$
- Teplotu prvního pokoje jako T_{pokoj1}, teplotu jiného dalšího pokoje jako T_{pokoj2} a průměr teplot obou pokojů jako T_{pokoje}

- Maximální a minimální předpovídanou venkovní teplotu dále označovanou jako T_{outmin}a T_{outmax}, jejich průměrnou venkovní teplotu jako T_{out}

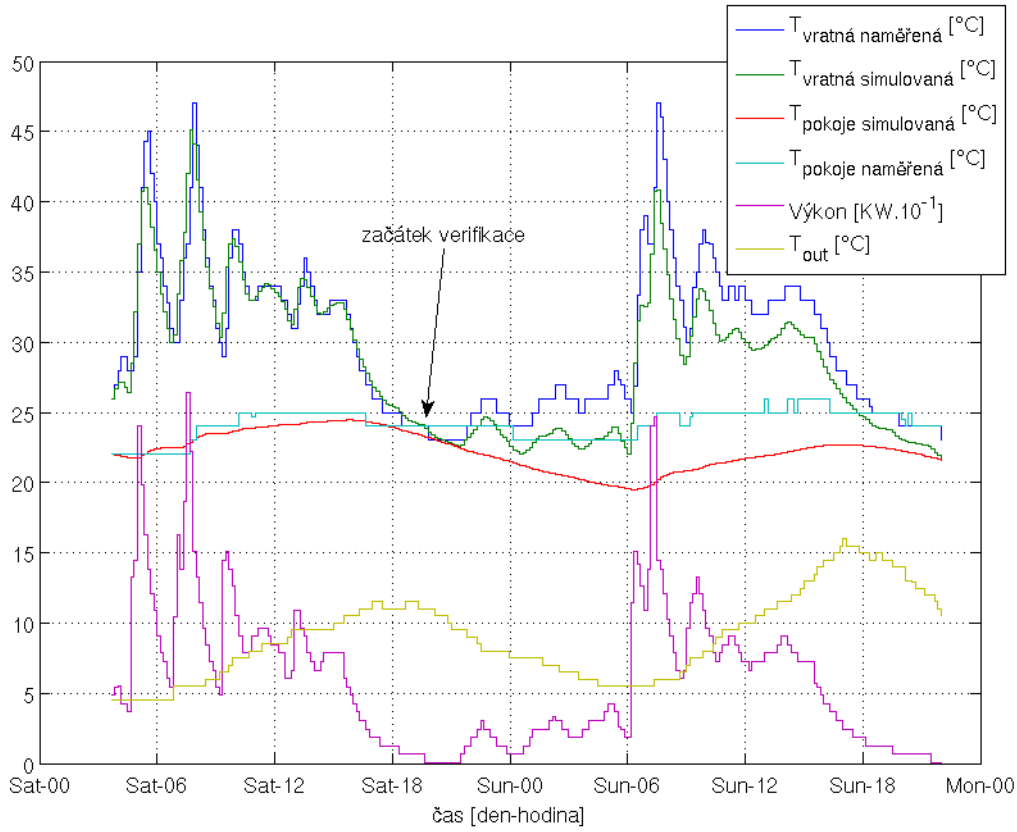
Ze zmíněných měřených veličin lze vidět, že výkon, jakožto důležitá vstupní veličina pro identifikaci, nebyl měřen, a proto jsme jej odvodili, za předpokladu konstantního objemového průtoku otopné vody, z rozdílu teplot vstupní a vratné vody. Navýšení teploty odpovídá po vynásobení zatím neznámou konstantou, kterou určíme a použijeme později pro určení maximálních hodnot výkonu jakožto podmínky v řízení, tepelnému výkonu plynových kotlů a čerpadel.

V dalších podsekcích odhadneme parametry metodou Levenberg-Marquardt na různých časových úsecích s tím, že v několika případech budeme záměrně používat tytéž časové úseky jednou s průběhem měřeného stavu T_{pokoj1} a podruhé s průběhem T_{pokoj2}, jež následně porovnáme.

Většinou budeme brát interpolované vzorky po 10 minutách, jež byly pro každou veličinu měřeny v různých časech. Identifikace jsou provedeny většinou na sadách se 100 až 200 vzorky z důvodu výskytu výpočetních problémů ACADO toolkitu, způsobených buď větším množstvím vzorků nebo nemožností identifikace „s nevhodnými měřenými daty“. Vyzkoušíme také identifikaci na datech s periodou vzorkování 1 hodina pro dosažení delšího časového úseku, tj. v horizontu několika dnů.

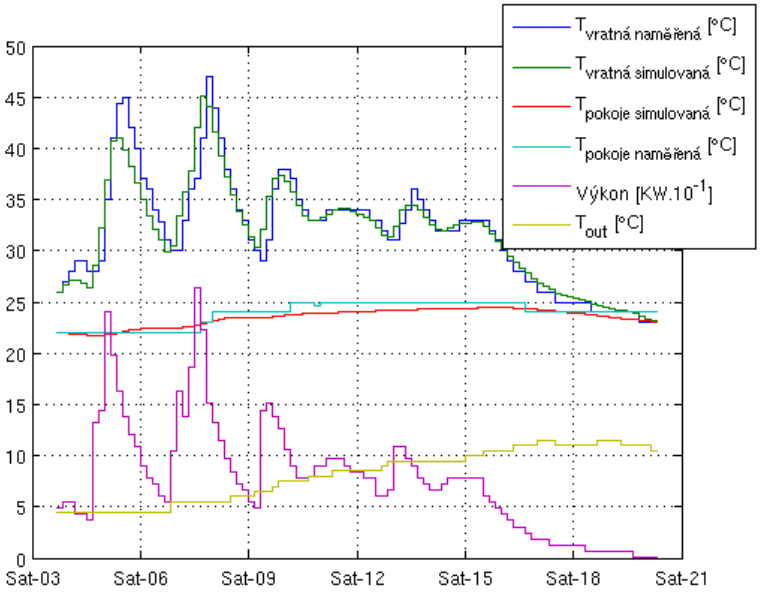
4.3.1 1. sada

Jak můžeme zpozorovat na grafu 4.2, data byla identifikována na intervalu od 3:00 do 21:00 téhož dne a postupně se simulovaný průběh pokojové teploty začíná v dalších nočních hodinách rozcházet s reálným průběhem pokojové teploty. Začátkem dalšího dne kolem 6:00 se reálná a simulovaná teplota pokoje liší o dva stupně. Lze vyvodit, že odchylka v průběhu dalšího dne, která je přibližně konstantní, je způsobena převážně noční periodou, při klesajících venkovních teplotách a nízkém výkonu vytápěcího systému. Nicméně simulovaný průběh se stále snaží opisovat tvar reálného průběhu. Na následujících grafech 2 a 3 se podařilo simulovat verifikovaný interval téměř bez odchylek, zejména protože jsme vynechali noční průběh a začali s reálnými počátečními podmínkami verifikovat ve stejnou dobu, kdy probíhala identifikace, pouze následující den, kdy průběh teplot je obdobný a tudíž z hlediska odchylek je verifikovaný a identifikovaný průběh téměř nerozeznatelný.

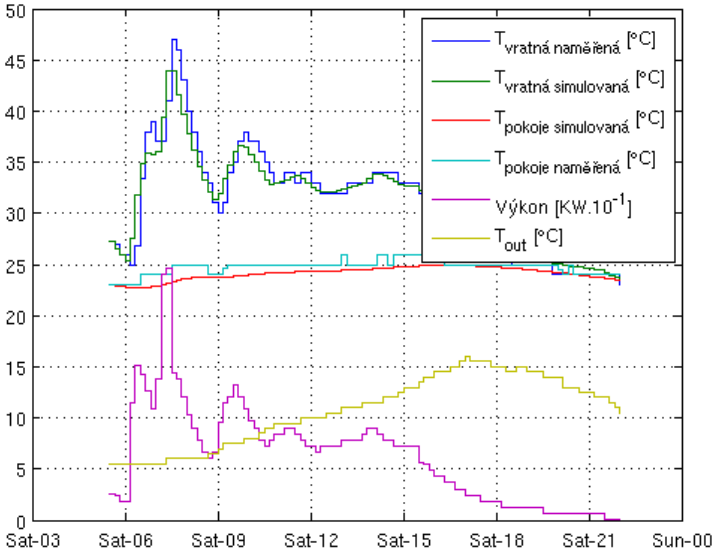


Obrázek 4.2: Identifikace na denních datech a následná verifikace přes noc a nadcházející den

Identifikované parametry pro periodu vzorkování 10 minut jsou následující: $a = 5.863e^{-01}, b = 3.808e^{-01}, c = 1.300e^{-02}, d = 6.306e^{-03}$



(a) Identifikace na denních datech



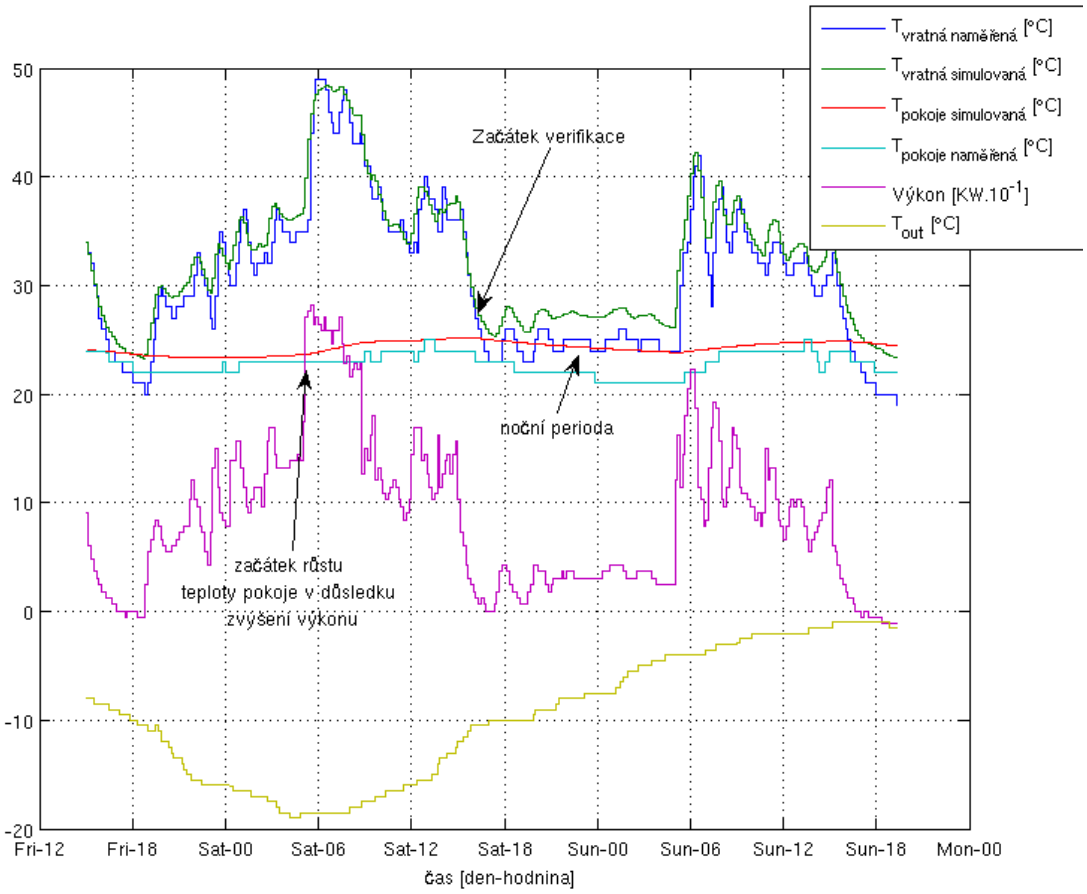
(b) Verifikace na denních datech dalšího dne

Obrázek 4.3: Identifikace a verifikace s „noční pauzou“.

4.3.2 2. Sada

Druhý časový úsek, na kterém jsme data identifikovali a verifikovali, jak je zobrazeno v grafu č. 4, pojímá venkovní teploty, na rozdíl od prvního příkladu, v rozsahu od -20 do -1 °C. Lze zpozorovat, že při snižování venkovních teplot zrcadlově, podle horizontu, roste výkon. Simulovaná teplota vratné vody pro dostatečně vysoký výkon téměř opisuje reálnou teplotu vratné vody, naopak při nízkém nočním výkonu se křivky začínají rozcházet a jistým podílem se odchylka přičítá druhému simulovanému stavu systému a reálná pokojová teplota je tak nižší. Pozornosti neujde začátek růstu simulované teploty pokoje v důsledku značného zvýšení výkonu, zatímco reálná teplota pokoje stále drží svou hodnotu, což je mimo jiné způsobeno hrubém rozlišení senzoru, v jednotkách stupních celsia. Nelze také opomenout, že výsledná pokojová teplota je průměrem teplot dvou pokojů a v případě změny polohy ventilu topení dvou různých a částečně časově variantních systémů.

Identifikované parametry pro druhou sadu odpovídají hodnotám:
$a = 4.702e^{-01}, b = 2.624e^{-01}, c = 3.705e^{-02}, d = 8.300e^{-03}$,

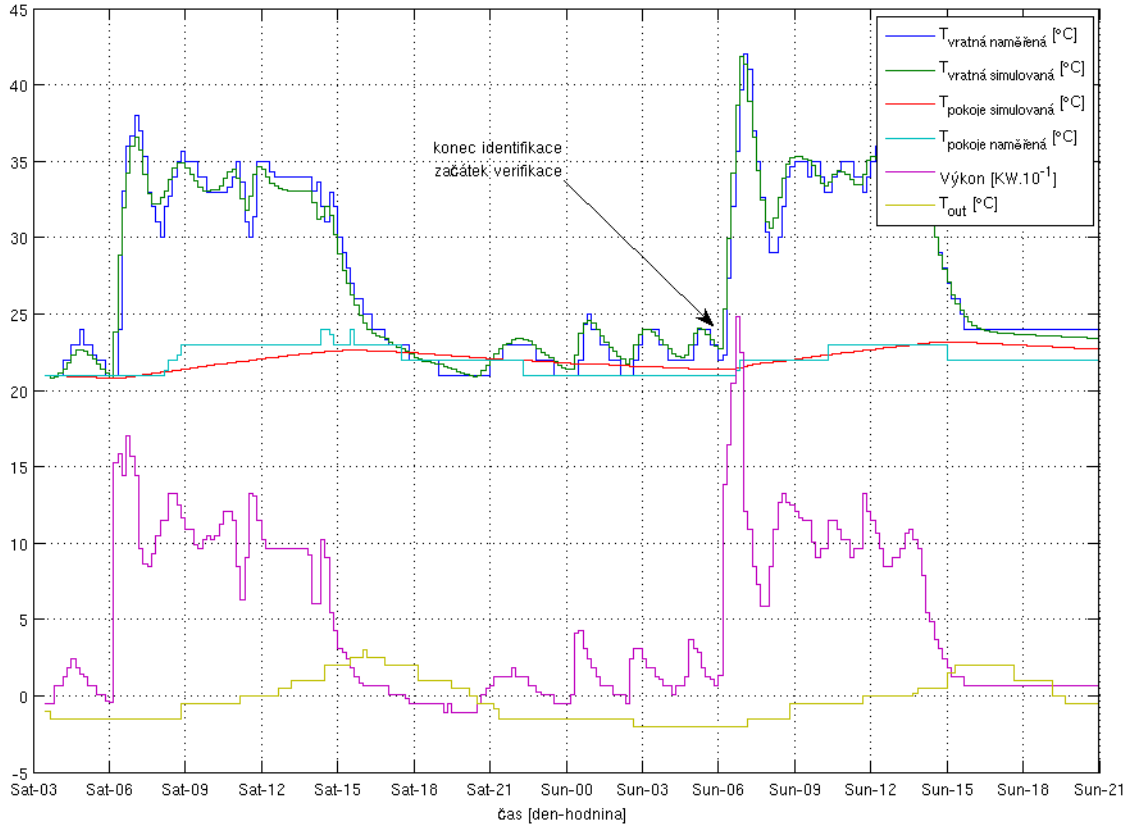


Obrázek 4.4: Identifikace a následná verifikace systému pro záporné venkovní teploty

4.3.3 3. sada

Následující datová sada se rozkládá na intervalu pro venkovní teploty pohybující se kolem 0°C, kterých ze všech naměřených dat není mnoho, ale pro identifikaci a řízení jsou nezbytné, neboť potřebujeme pokud možno co nejrozmanitější venkovní teploty. V grafu 4.5 se nám podařilo velmi věrohodně identifikovat průběh naměřených dat, kde simulovaná data v části identifikace jsou, z hlediska odchylky, nerozeznatelná od verifikovaného průběhu.

Identifikované parametry pro třetí sadu:
$a = 4.329e^{-01}, b = 2.904e^{-01}, c = 4.560e^{-03}, d = 8.042e^{-04}$,

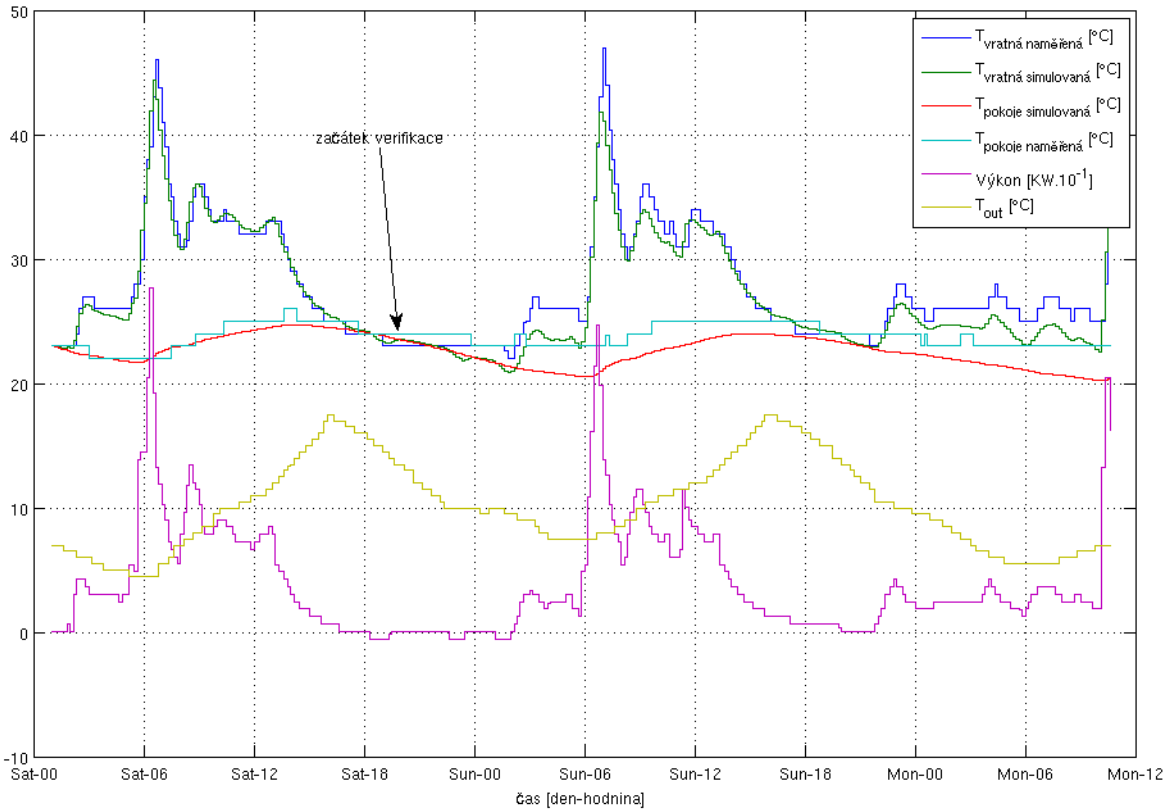


Obrázek 4.5: Identifikace a následná verifikace systému pro venkovní teploty od −2 do +3°C

4.3.4 4. sada

V následujícím příkladě se podařilo věrohodně identifikovat a verifikovat systém pro delší časový průběh trvající 60 hodin. Simulované hodnoty prvního stavu v první části (tj. do začátku verifikace), přímo kopírují reálný průběh vratné vody, zatímco reálné hodnoty s hrubším rozlišením druhého stavu (teplota pokoje) jsou jakoby přímo proloženy simulovanou křivkou. Simulovaný průběh druhého stavu si během verifikace uchovává svůj tvar i když se od reálné teploty pokoje mírně vzdaluje. V grafu lze zaznamenat „záporný výkon“, tj. moment kdy nedochází k přenosu tepla z vytápěcího systému do vytápěného prostoru, ale naopak z vytápěných prostor se staly „vytápěcí“ prostory, které předávají teplo zpětně vratné vodě a teplota vratné vody je tak vyšší než teplota vody vstupní.

Identifikované parametry odpovídající čtvrté sadě:
$a = 4.875e^{-01}, b = 3.292e^{-01}, c = 1.310e^{-02}, d = 5.091e^{-03}$,



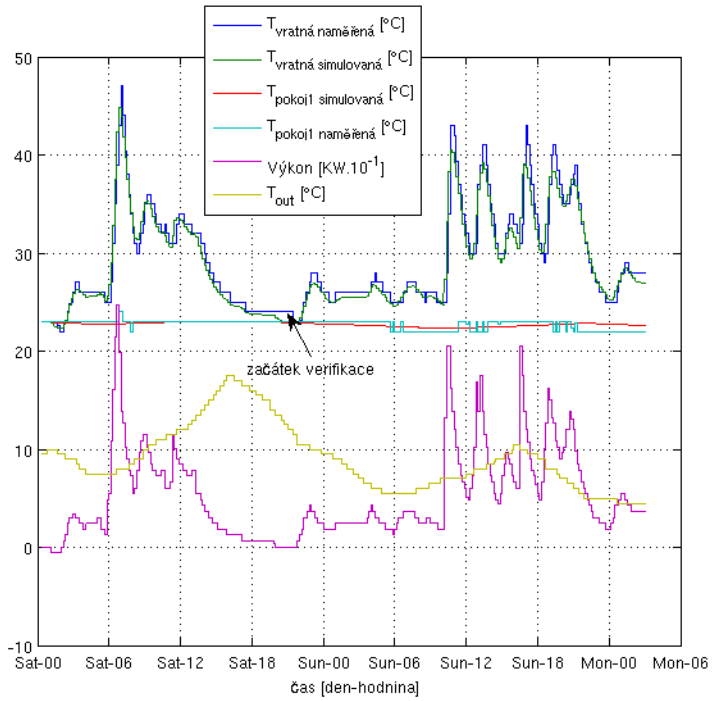
Obrázek 4.6: Identifikace a verifikace v intervalu 60ti hodin +3°C

4.3.5 5. sada – identifikace pro různé průběhy pokojových teplot na totožném časovém úseku

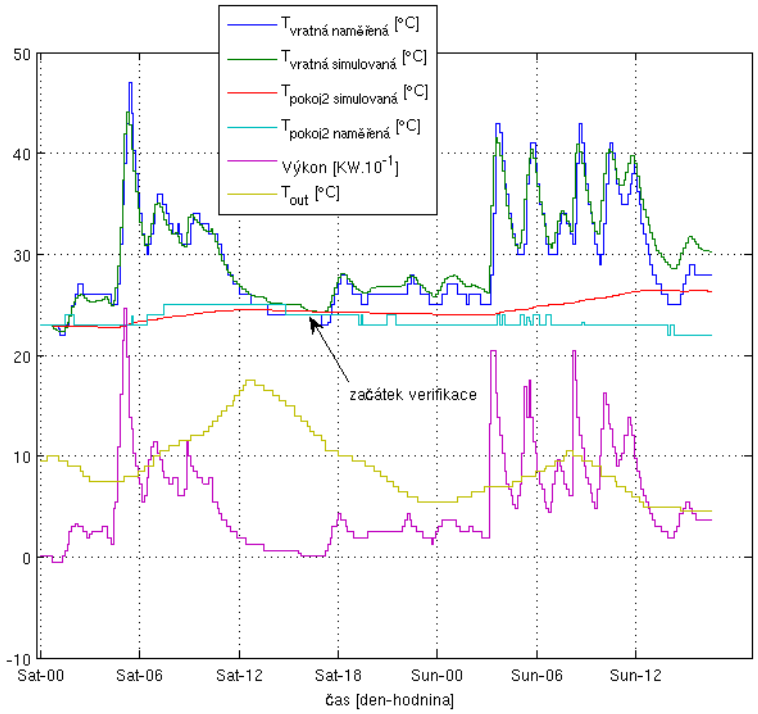
Následující dva příklady byli identifikované na totožném intervalu pouze s jiným průběhem pokojových teplot (pokoj2 je kancelář pana Lišky). Simulované průběhy se, na rozdíl od reálných, liší mimo jiné i prvním stavem, což je způsobeno metodou nejmenších čtverců a algoritmem Levenberg-Marquardt, že se snaží minimalizovat součet druhých mocnin všech odchylek a na úkor prvního stavu pak lépe odhadne (proloží) druhý stav. Teoreticky by bylo možné, a z jistého hlediska správné, identifikovat první dva parametry ovlivňující teplotu vratné vody a následně C a D nezávisle na již identifikovaných parametrech A a B. Tuto vlastnost nelze přehlédnou zvláště na konci obou průběhů, kdy je reálná teplota vratné vody oproti grafu a) přesně proložena průběhem simulovaným. Míru těchto odchylek u jednotlivých stavů můžeme ovlivnit kovarianční maticí, jež váží jednotlivé měřené veličiny.

Identifikované parametry pro 1. pokoj:
$a = 4.825e^{-01}, b = 3.437e^{-01}, c = 1.638e^{-03}, d = 8.158e^{-04}$,

Identifikované parametry pro 2. pokoj:
$a = 5.695e^{-01}, b = 3.702e^{-01}, c = 4.795e^{-03}, d = 9.962e^{-04}$,



(a) Průběh teplot v 1. pokoji

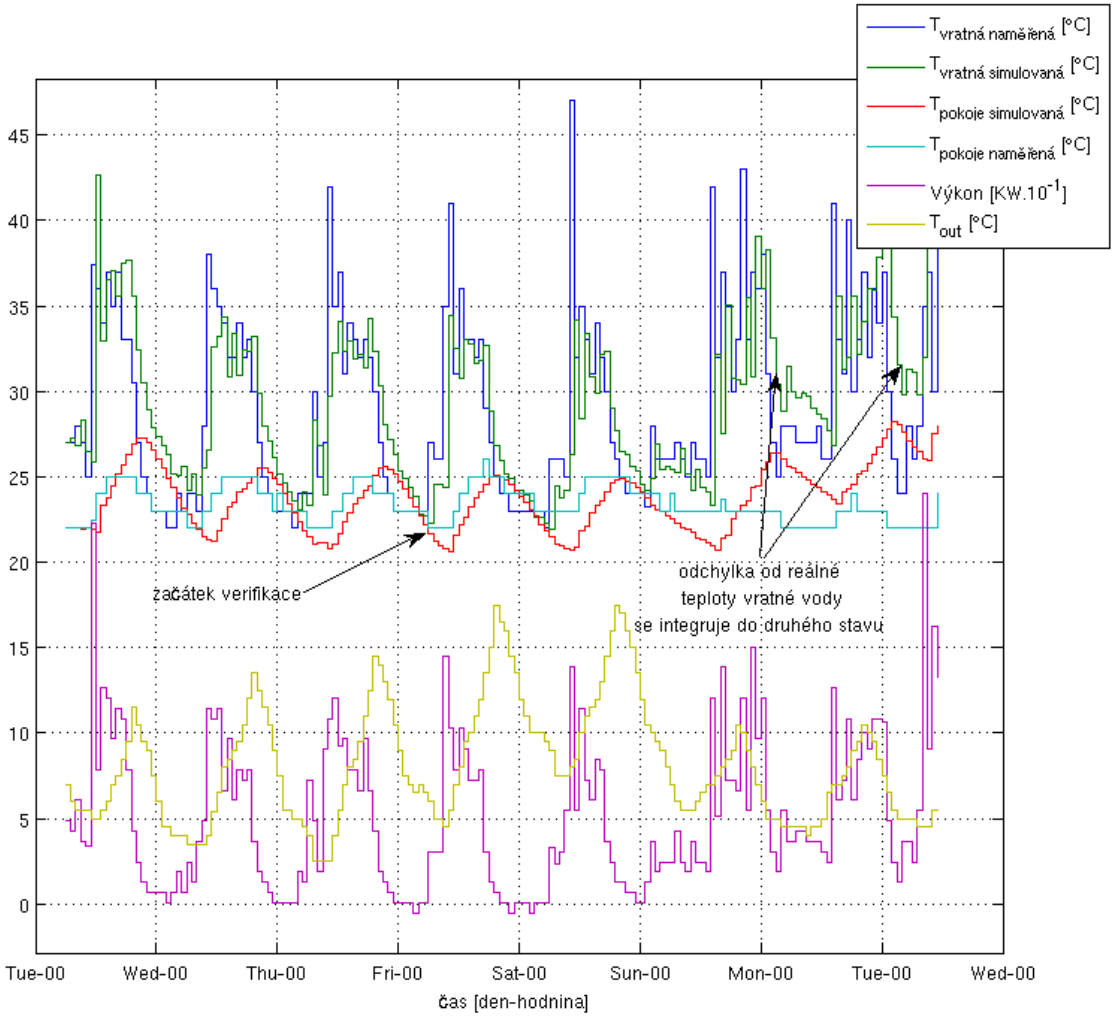


(b) Průběh teplot v kanceláři pana Lišky

Obrázek 4.7: Identifikace a verifikace s rozdílnými průběhy pokojových teplot.

4.3.6 6. Sada

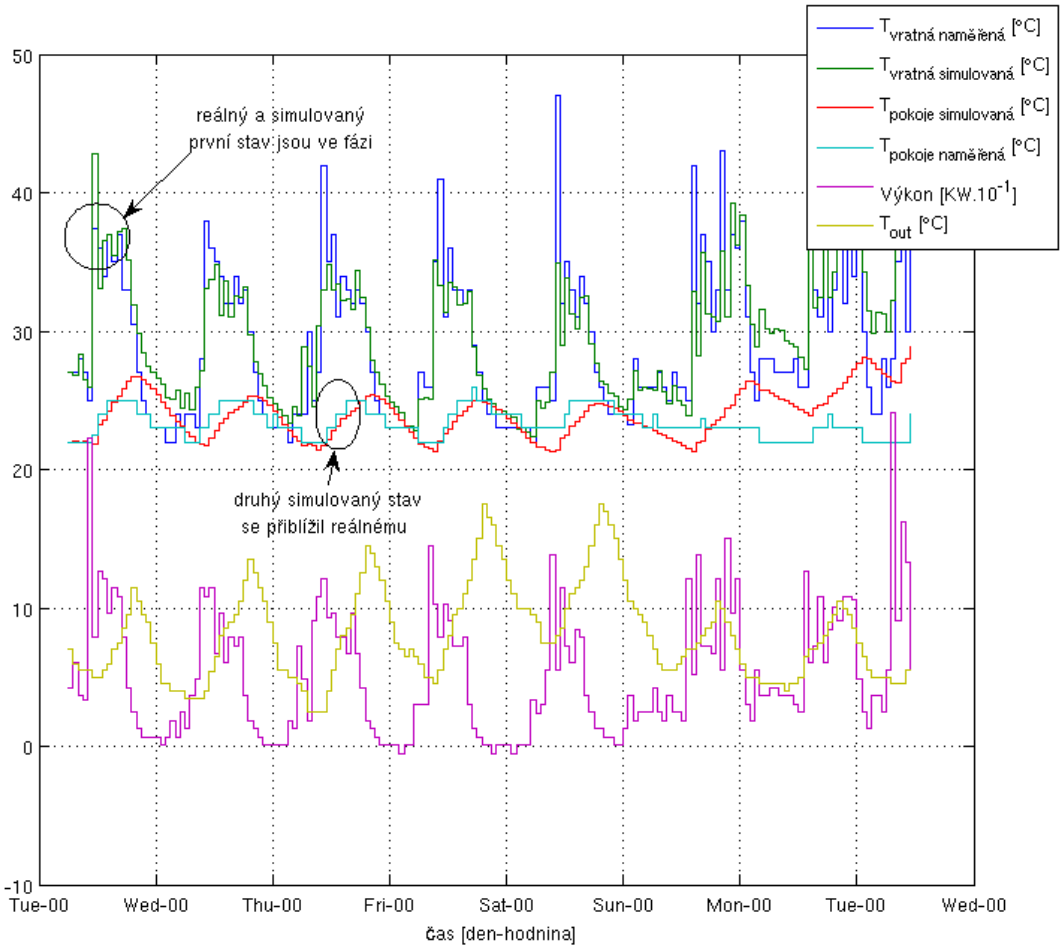
Identifikované parametry pro graf 4.8:
$a = 8.000e^{-01}, b = 5.383e^{-01}, c = 1.045e^{-01}, d = 3.458e^{-04}$,



Obrázek 4.8: Identifikace a verifikace se vzorkováním $1h$

Na dalším příkladu se podařilo identifikovat třídenní průběh s periodou vzorkování 1 hodina. Jak si lze všimnou z grafu 4.8, jak první, tak i druhý simulovaný stav je fázově opožděný oproti reálným průběhům, což může být způsobeno odvozeným výkonem z rozdílu teplot vstupní a vratné vody, kdy konkrétní rozdíl neodpovídá momentálnímu výkonu, ale tomu, který již nastal v momentu předešlém. Pro srovnání jsem při identifikaci i simulaci posunul průběh výkonu o hodinu dříve v grafu 4.9 tak, aby se v rozdílu vstupní a vratné vody projevil o něco později. Identifikované parametry a, b, c, d jsou téměř totožné jako v prvním případě a na výsledném grafu 4.9 se simulované křivky fázově k sobě více přiblíží.

Identifikované parametry pro graf 4.9:
$a = 8.000e^{-01}, b = 5.402e^{-01}, c = 9.000e^{-02}, d = 2.919e^{-02}$,



Obrázek 4.9: Identifikace a verifikace se vzorkováním a fázovým posunutím $1h$

Ověřili jsme si předpoklad, že při identifikaci delšího průběhu, kdy se začínají výrazně a nepravidelně měnit vstupní veličiny, se projevují nelinearity systému a jistá invariantnost, tj. systém samotný (v čase může být změněna poloha regulačního ventilu topení, začne se větrat, v místnosti se zapínají a vypínají spotřebiče produkující teplo). Identifikace byla těžší respektive nepřesnější také kvůli hrubému rozlišení teplotních senzorů v místnostech. Avšak přesto se podařilo získat několik identifikovaných průběhů, které pro daný časový interval věrohodně popisují reálné chování teplot v Bioregeně v závislosti na výkonu vytápěcího systému a průběhu venkovní teplot a které dále použijeme v následující kapitole, kde se budeme snažit systém řídit.

Sada	Vzorkování $[minuty]$	Počet vzorků$[-]$	a $\times 10^{-1}$	b $\times 10^{-1}$	c $\times 10^{-2}$	d $\times 10^{-3}$	Obr. č.
1.	10	101	5.836	3.808	1.300	6.306	4.2,4.3(a),4.3(b)
2.	10	156	4.702	2.624	3.705	8.300	4.4
3.	10	174	4.329	2.904	0.456	0.804	4.5
4.	10	107	4.875	3.292	1.310	5.091	4.6
5.	10	121	4.825	3.437	0.163	0.815	4.7(a)
5.	10	121	5.695	3.702	0.479	0.996	4.7(b)
6.	60	67	8.000	5.383	10.45	0.345	4.8
6.	60	67	8.000	5.402	9.000	0.291	4.9

Tabulka 4.1: Přehled identifikovaných parametrů pro jednotlivé sady

Kapitola 5

Návrh a simulace řízení vytápěcího systému pro Bioregenu

V této kapitole se budeme snažit optimalizovat řídicí veličiny tak, abychom docílili stabilní průběh pokojové teploty s minimální hodotou 20 °C s co nejnižšími náklady na vytápění. Porovnáme průběhy, kdy se budeme snažit minimalizovat pouze energetické náklady bez ohledu na to, kolik stojí elektrická energie nebo stejný objem energie uvolněný při vytápění plynovým kotlem s průběhy, ve kterých se budeme snažit minimalizovat finanční náklady na vytápění. Řídicí signály bude vypočítávat ACADO toolkit pomocí implementovaných algoritmů založených na metodách Newtona nebo Levenberg-Marquardta, jež nám umožňují zadávat jak limitní podmínky (např. saturace, omezení stavu minimální hodnotou), tak i minimalizační podmínky pro nalezení nejnižší ceny řízení a nejmenší odchylky od požadované pokojové teploty.

5.1 Funkce COP pro tepelná čerpadla

Dříve než se dostaneme k samotné optimalizaci řízení, budeme potřebovat určit COP tepelných čerpadel, aby simulace jeho výkonu tepelného čerpadla při dané venkovní teplotě byla věrohodná.

K dispozici jsou dvě totožná tepelná čerpadla typu MACH VHM 40,2 s chladivem R 507, tudíž COP obou čerpadel budou totožná, Z technické specifikace tepelného čerpadla máme k dispozici následující tabulku 5.1.

Pro upřesnění výraz v druhé buňce A7/W50 znamená, že pro venkovní teplotu 7 °C a teplotu vratné vody 50 °C vytápí tepelné čerpadlo s topným faktorem 3,2. Dále, pro zjednodušení, budeme uvažovat, že maximální příkon tepelného čerpadla bude roven

MACH VHM 40,2	A7/ /W50	A0/ /W50	A-15/ /W50	A7/ /W35	A0/ /W35	A-20/ /W35
Tepelný výkon $[kW]$	48,8	33,8	24,2	49,2	36,6	21,8
Celkový příkon $[kW]$	15,10	13	11,6	12,85	12	8,99
Topný faktor (COP) $[-]$	3,2	2,6	2,1	3,8	3,1	2,4

Tabulka 5.1: Parametry tepelného čerpadla Mach VHM 40,2

12 kW. Pomocí Matlabu se podařilo naměřené hodnoty proložit, jako závislost COP na venkovní teplotě a teplotě vratné vody. Proložená funkce vypadá následovně:

$$\begin{aligned} COP_{bez_saturace}(t) &= -9.3125 + 0.1145 \cdot T_{out}(t) + 0.0024 \cdot T_{out}(t)^2 + \\ &+0.0009 \cdot T_{out}(t) \cdot T_{vratná}(t) + \\ &+0.6264 \cdot T_{vratná}(t) - 0.0078 \cdot T_{vratná}(t)^2 \end{aligned} \quad (5.1)$$

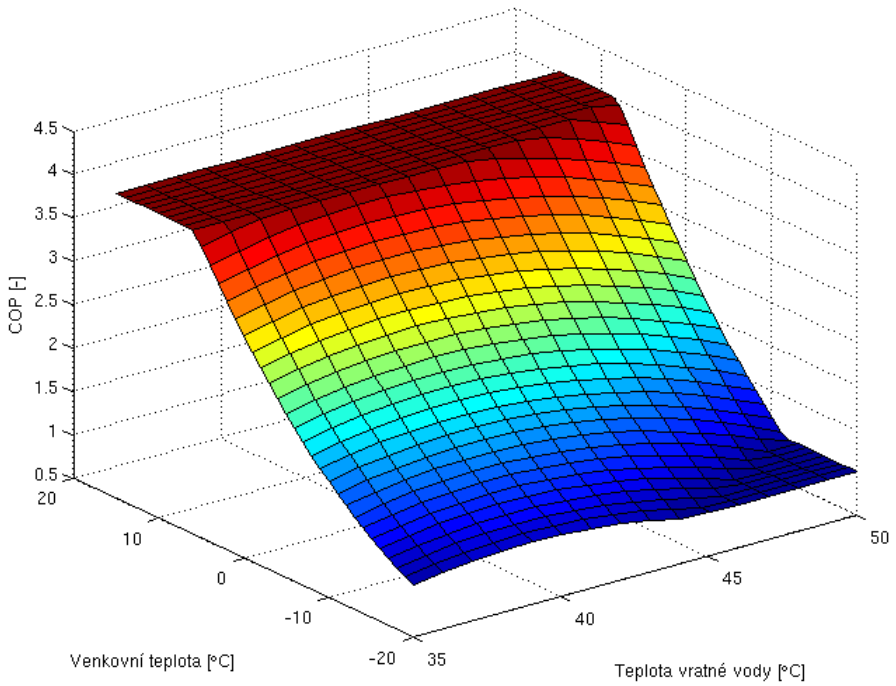
Z logické úvahy nejnižší smysluplný výkon dodaný tepelným čerpadlem je roven příkonu tepelného čerpadla a minimální COP=1, proto jsme funkci ošetřili následovně:

$$COP_{s_horní_saturací}(t) = \frac{abs(COP_{bez_saturace}(t) - 1) + COP_{bez_saturace}(t) - 1}{2} + 1 \quad (5.2)$$

Součet hodnoty s absolutní nám zajistí nulový výsledek pro záporné vstupní hodnoty a dvojnásobný pro kladné, jež po vydělení dvěma odpovídají původní. Tím se podařilo saturovat záporné hodnoty do nuly a odečet jednotky od vstupní veličiny zajistí saturaci hodnot nižších než jedna, kterou je nutné opět přičíst k výsledku aby hodnoty byli odpovídající. Obdobně pro horní saturaci COP, která nebývá vyšší než 4:

$$COP_{se_saturací}(t) = \frac{-abs(COP_{s_horní_saturací}(t) - 4) + COP_{s_horní_saturací}(t) - 4}{2} + 4 \quad (5.3)$$

Výslednou závislost COP lze vyobrazit ve 3D grafu:



Obrázek 5.1: Závislost COP na teplotě vratné vody a venkovní teplotě

Proložená závislost COP je nelineární a klesající z hlediska změny teploty vratné vody. Jinými slovy řečeno Při vysoké teplotě vratné vody je pro tepelné čerpadlo těžší více zvyšovat její teplotu.

5.2 Minimalizační kritéria a podmínky optimalizace

Pomocí ACADO toolkitu se budeme snažit minimalizovat dvě kritéria:

$$min\left\{(1-K)\cdot\left(u_1(t)\cdot\frac{cena_elektřiny}{COP(t)}+cena_plynu\cdot u_2(t)\right)\right\} \tag{5.4}$$

$$min\left\{K\cdot\left(x_2(t)-x_{2_ref}\right)^2\right\} \tag{5.5}$$

Kde u_1 je součet výkonů obou tepelných čerpadel v $[kW]$
cena_elektiny - bezrozměrná veličina vycházející ze vztahu (5.6)
cena_plynu - bezrozměrná veličina vycházející ze vztahu (5.7)
x_{2ref} - konstantní referenční hodnota pro teplotu pokoje [°C]
x_2 - simulovaná teplota pokoje [°C]
K - parametr vážící důležitost kriterií vůči sobě $[-]$

Další vztahy definují ceny energií, kterými budeme vážit řídicí veličiny:

$$cena_elektiny=\frac{cena_energie_elektřiny}{cena_energie_plynu+cena_energie_elektřiny} \tag{5.6}$$

$$cena_plynu=\frac{cena_energie_plynu}{cena_energie_plynu+cena_energie_elektřiny} \tag{5.7}$$

Kde *cena_energie_elektřiny* je cena elektrické energie v K/kWh, kterou jsme podle zdroje [11] určili $5K/kWh$
cena_energie_plynu - cena plnu při spálení jedné kWh, kterou jsme určili $1,42K/kWh$ pomocí následujícího vzorce (5.8)

$$cena_energie_plynu=\frac{cena_plynu_v}{spaln_teplo} \tag{5.8}$$

Kde $cena_plynu_v$ je cena plynu za objemovou jednotku v K/m^3, která činní $15K/m^3$ zdroj [11]
spalne_teplo - tepelný zisk při spálení m3 plynu v kWh/m^3, která činní 10,599 kWh/m^3 [12]

Zbývá nám ještě definovat doplňující podmínky pro saturace stavů a řídicích signálů ve formě nerovností:

$$20\leq\quad x_1(t)\quad\leq 50 \tag{5.9}$$

$$19\leq\quad x_2(t)\quad\leq 25 \tag{5.10}$$

$$0\leq\quad u_1(t)/COP(t)\quad\leq P_{max} \tag{5.11}$$

$$0\leq\quad u_2(t)\quad\leq P_{kotle_max} \tag{5.12}$$

Kde P_{max} je celkový maximálních příkon Tepelných čerpadel,
který podle tabulky 5.1 odpovídá $30kW$
P_{kotle_max} - celkový maximální výkon plynových kotlů
odpovídající hodnotě $300kW$

Nyní nám zbývá určit váhu mezi kritérii, kterou jsem určil s hodnotou $0,9$ ve prospěch minimalizace regulační odchylky od reference a prvnímu kritériu (5.4) zbývá doplněk k jednotce, tj. $0,1$. Tato volba hodnoty K je důsledkem potřeby menší odchylky od referenční hodnoty ke konci každého intervalu, na kterém se řízení navrhuje.

5.3 Návrh řízení

Následující sady, na kterých bylo řízení navrženo byly zvoleny tak, aby pokryli pokud možno co největší spektrum venkovních teplot. Jako první budeme analyzovat druhou sadu, která zahrnuje převážně záporné venkovní teploty v rozsahu od -18 do -3 °C. Pro třetí sadu odpovídají venkovní teploty kolem nulové hodnoty od -5 do $+5$ °C a pro čtvrtou sadu kladné venkovní teploty mezi 5 až 18 °C. Celkový interval jednotlivých sad bylo zapotřebí, pro jejich velký objem dat způsobující ACADU výpočetní problémy, rozdělit na menší intervaly a pro každý z nich vypočítat příslušný průběh řídicích veličin s tím, že koncové hodnoty stavů a vstupů systému byly brány jako počáteční podmínky do dalšího intervalu.

5.3.1 Řízení druhé sady

Řídicí signály v prvním grafu 5.2 byly vygenerovány ACADO toolkitem, kdy jsme se snažili minimalizovat kritéria (5.4) a (5.5). Průběhy výkonů tepelných čerpadel a plynových kotlů na hranicích jednotlivých intervalů značně kolísají, což je způsobeno tím, že ACADO ke konci každého neuvažuje regulaci následujícího intervalu a snižuje výkon na mezní úroveň což způsobí potřebu jeho rapidního zvýšení v následujícím intervalu. Mimo výkyvů řídicích veličin při přechodu z jednoho intervalu na druhý dochází ke značným změnám výkonů i v průběhu intervalů, proto bylo nutné do ACADA vnést následující minimalizační kritérium:

$$\min \left\{ \delta u(t)_1^2 + \delta u(t)_2^2 \right\}, \tag{5.13}$$

které nám minimalizuje velikost změny řídicích veličin. Bohužel zapsat jednoduše kritérium s derivacemi nelze. Bylo nutné derivaci zapsat v diskrétní podobě jako rozdíl současné a minulé hodnoty, kterou jsme také neměli k dispozici, proto jsme si ji vytvořili zavedením dalších dvou stavů, pro každý řídicí vstup jeden:

$$x_3^*(t) = \tau \cdot (u_1 - x_3) \tag{5.14}$$
$$x_4^*(t) = \tau \cdot (u_2 - x_4) \tag{5.15}$$

Jedná se o systémy prvního řádu kde konstanta τ určuje rychlost náběhu výstupní veličiny na hodnotu vstupní veličiny, tudíž stavy x_3 a x_4 při každé změně potřebují určitý

čas aby se dostali na hodnotu vstupů u_1 a u_2, proto lze říci, že stavy x_3 a x_4 reprezentují minulé hodnoty vstupů u_1 a u_2 a výsledné kritérium minimalizující změnu řídicích veličin lze psát následovně:

$$\min \left\{ (u_1(t) - x_3(t))^2 + (u_2(t) - x_4(t))^2 \right\} \tag{5.16}$$

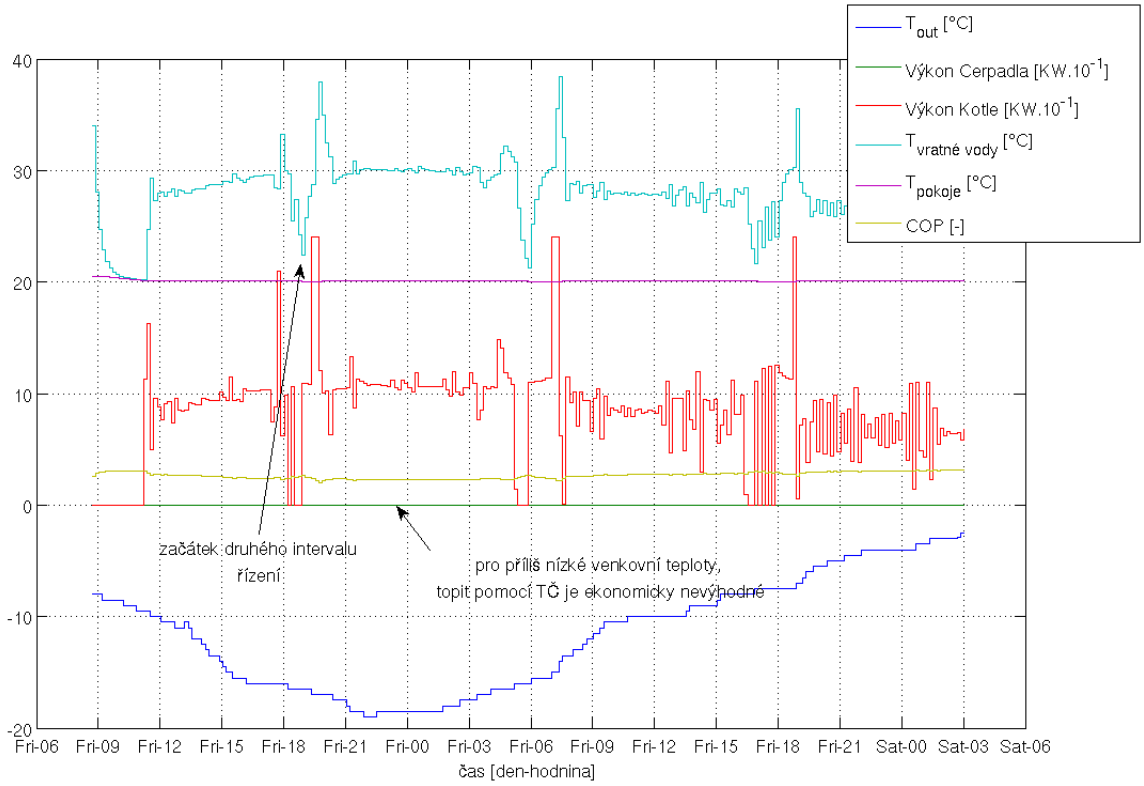
Nakonec zbývá upravit váhy jednotlivých kritérií, tak aby jejich součet byl roven jedné zavedením konstanty L s experimentálně zvolenou hodnotou $0,98$:

$$\min \left\{ K \cdot (L-1) \left(u_1(t) - x_3(t)\right)^2 + \left(u_2(t) - x_4(t)\right)^2 \right\} \tag{5.17}$$

$$\min \left\{ (1-K) \cdot \left(\frac{u_1(t) \cdot cena_energie_elektřiny}{COP(t)} + cena_energie_plynu \cdot u_2(t) \right) \right\} \tag{5.18}$$

$$\min \left\{ L \cdot K \cdot \left(x_2(t) - x_{2_ref} \right)^2 \right\} \tag{5.19}$$

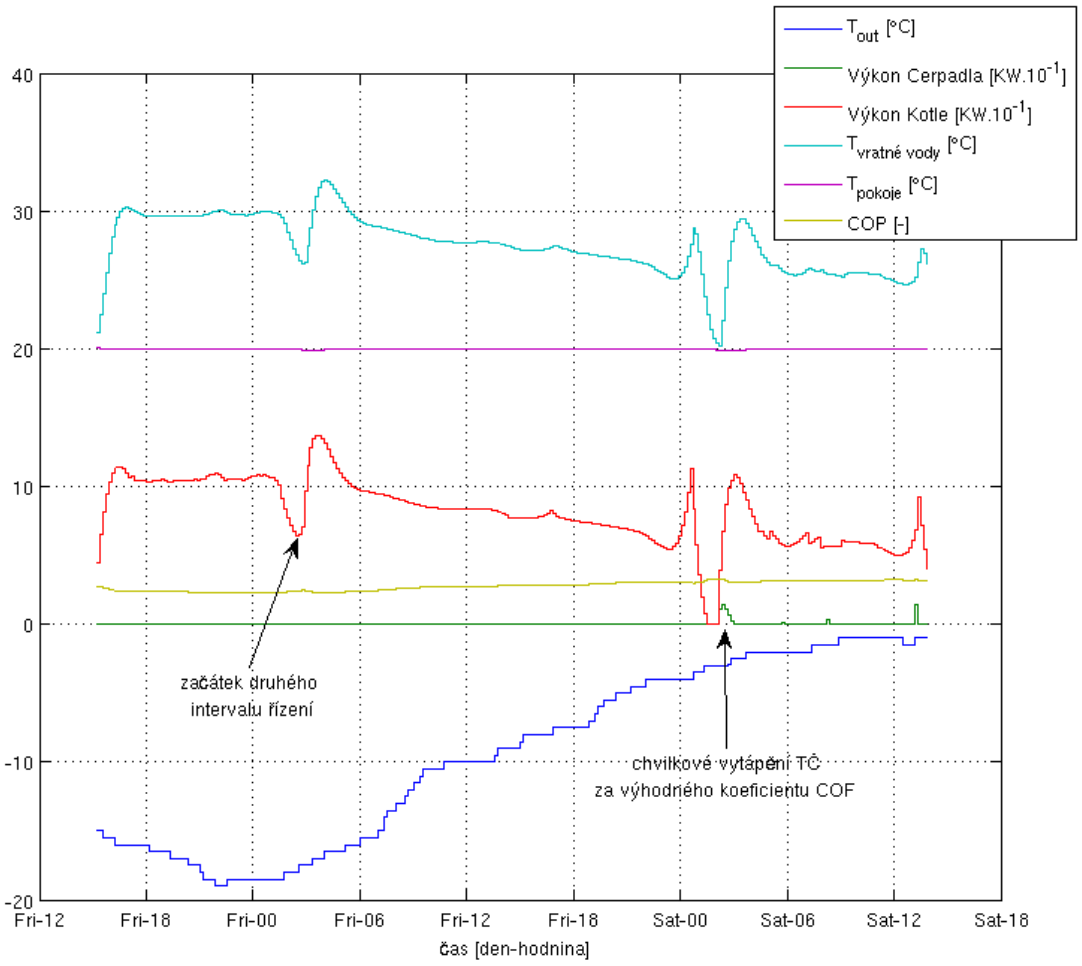
Jinými slovy řečeno konstanta L váží důležitost kritérií (5.17) až (5.19).



Obrázek 5.2: Simulace řízení druhé sady bez omezení změny řídicích veličin

S dalším kritériem jsme získali hladké průběhy veličin vyobrazené v grafu 5.3, kde si lze všimnou i známých, nyní tlumených, výkyvů nejen řídicích veličin na hranicích sousedních intervalů, které jsem se snažil eliminovat nejen přidáním kritéria (5.18), ale i zahozením posledních navržených hodnot řídicích veličin ke konci každého intervalu, kdy řídicí veličina klesla ještě na přijatelnou hodnotu a následný výkyv nebyl tak veliký. Na

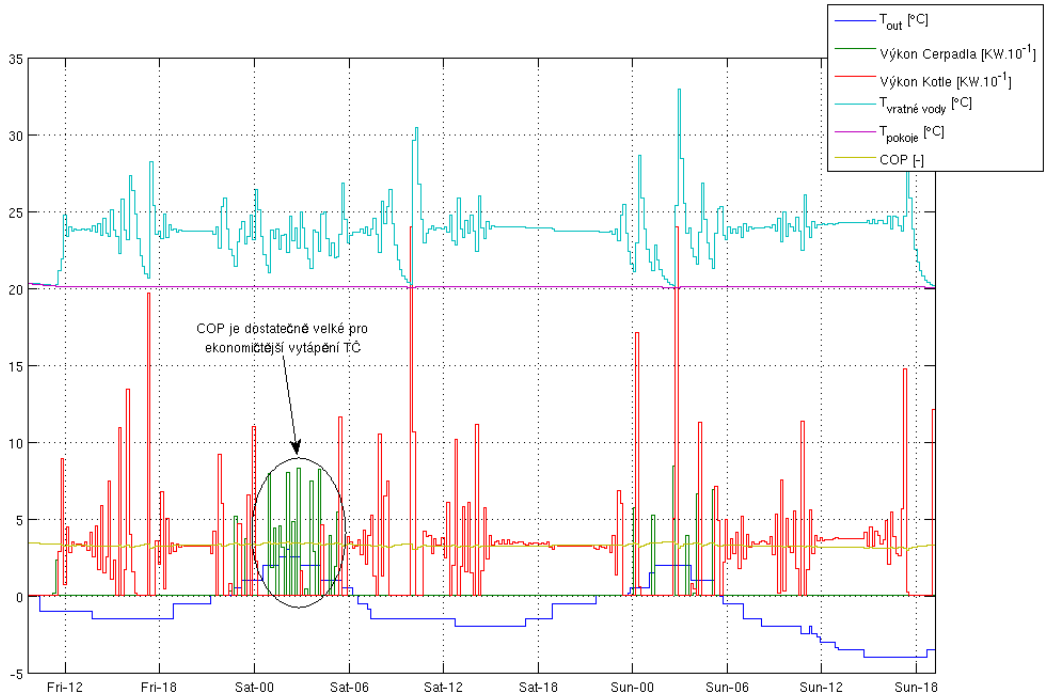
grafu 5.3 si lze všimnout situace, kdy chvilkově začalo pracovat tepelné čerpadlo nejen v důsledku zvýšení venkovní teploty, ale v našem případě hlavně z důvodu snížení teploty otopné vody, která určuje hodnotu ,na kterou musí tepelné čerpadlo zahřívat, tj. pro vyšší potřebné hodnoty otopné vody ztrácí tepelné čerpadlo výkon a tím se topný faktor snižuje. Aktivita tepelného čerpadla v grafu 5.3 je příkladem závislosti COP na teplotě vratné vody.



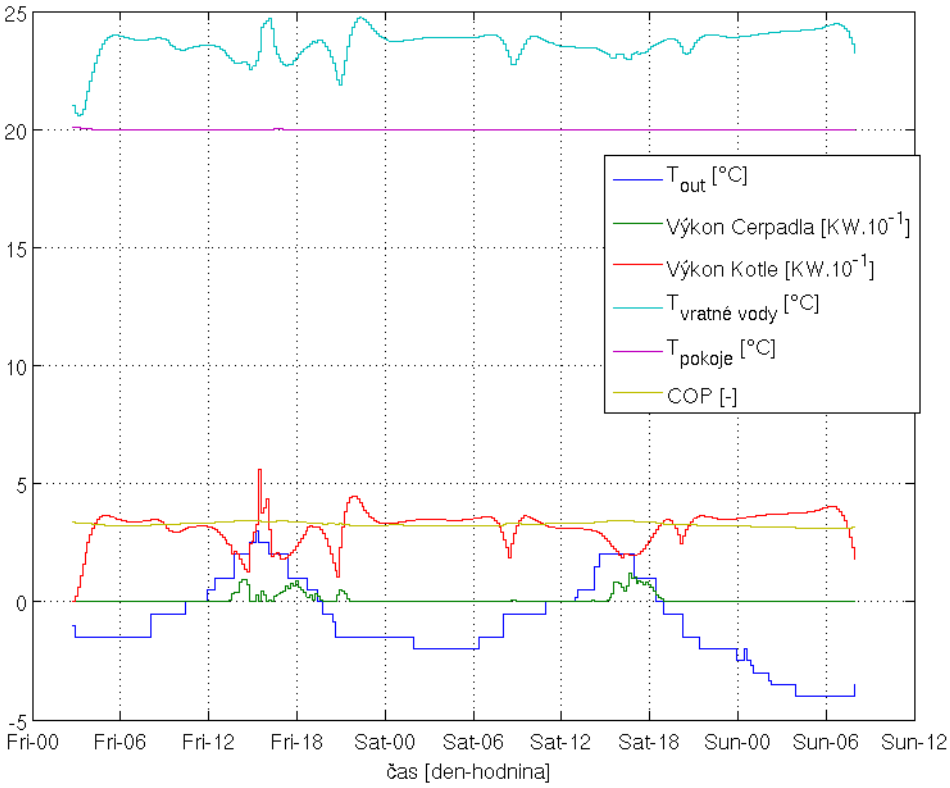
Obrázek 5.3: Simulace řízení druhé sady s omezením změny řídicích veličin

5.3.2 Řízení třetí sady

V intervalu odpovídající 3. datové sadě se průběhy venkovních teplot pohybují od -4 do +3 °C a jak lze vidět v grafu 5.4, aktivita tepelného čerpadla je oproti minulému případu větší, převážně kolem teplot pohybující se mezi +1 a +3 °C. Není od věci poznamenat, že aktivita tepelného čerpadla z grafu 5.2 byla zaznamenána pro záporné venkovní teploty a v našem případě z grafu 5.4 pouze pro kladné hodnoty. Důvodem, proč hranice, kdy se vytápění začíná účasnit i tepelné čerpadlo, není jednoznačná, je právě závislost COP na teplotě vratné vody.



Obrázek 5.4: Simulace řízení třetí sady bez omezení změny řídicích veličin



Obrázek 5.5: Simulace řízení třetí sady s omezením změny řídicích veličin

Z pozorování grafů 5.4 a 5.5 můžeme určit hodnotu COP, pro kterou začíná být vytápění tepelným čerpadlem nejen energeticky, ale i ekonomicky výhodné, kdy začínají být finanční náklady pro vytápění plynovými kotly vyšší než náklady na provoz tepelného čerpadla.

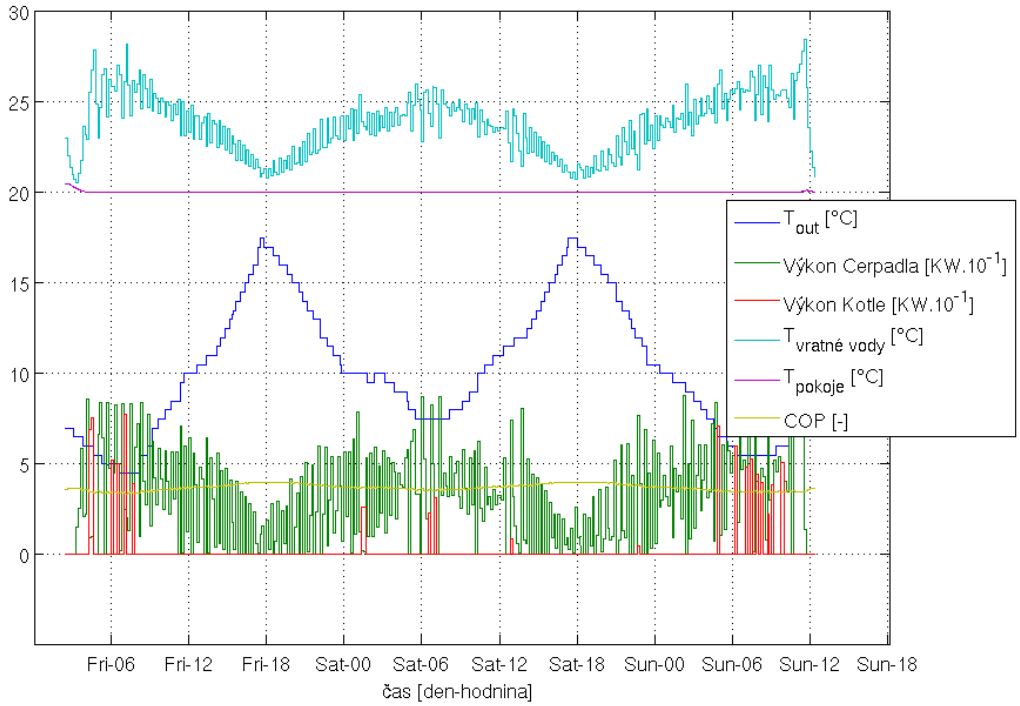
Hodnota koeficientu COP, kdy vytápění tepelnými čerpadly je ekonomicky stejně výhodné jako vytápění plynovými kotly, určená experimentálně z pozorování, činní $3,4$ a přibližně odpovídá poměru $cena_elektřiny/cena_plynu$, který po dosazení vychází $3,35$.

Dalším důkazem, že se jedná o ekonomické řízení a je splněna podmínka kritéria (5.18), je klesání tepelného výkonů plynových kotlů v momentě, kdy roste výkon tepelného čerpadla a součet jejich hodnot je odpovídající pro udržení minimální odchylky teploty pokoje od její referenční hodnoty, a který nepřevyšuje $50kW$ v průběhu celé regulace s venkovními teplotami blízké nule.

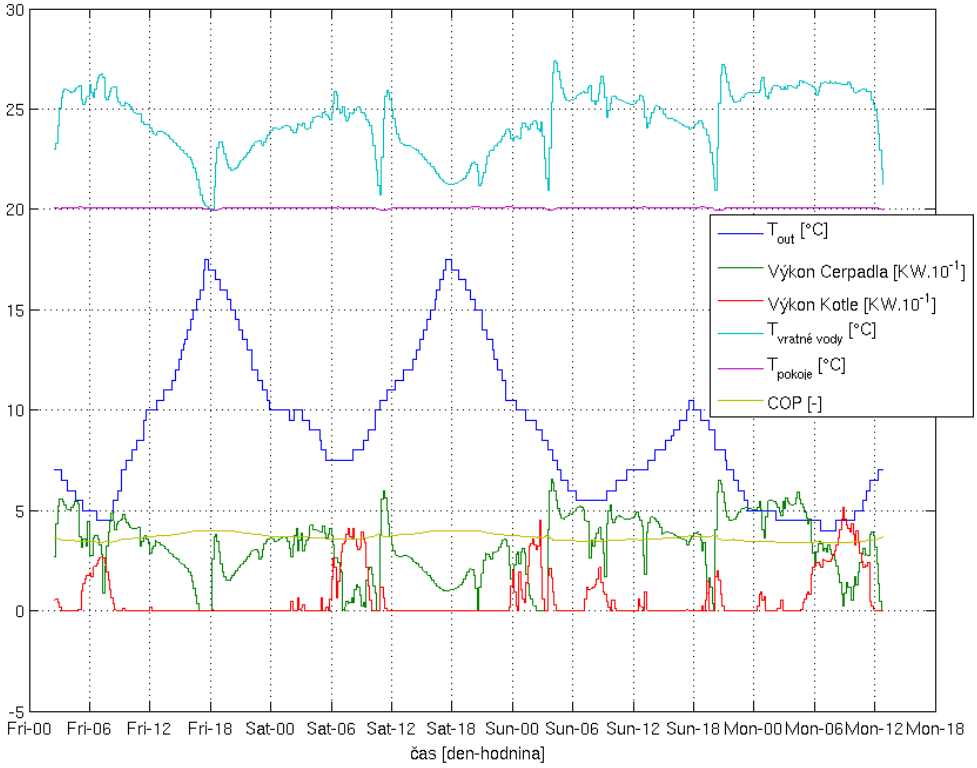
5.3.3 Řízení čtvrté sady

Poslední návrh řízení se týká systému identifikovaného na sedmé datové sadě se stejným průběhem venkovních teplot, které se pohybují od 4 do 17 °C. Řízení bez omezení změny vstupních veličin je obdobné jako v předchozích případech, kdy se řídicí veličiny často a rychle mění, nicméně s několika rozdíly. Na průběhu výkonu plynového kotle a venkovní teplotě lze z grafu 5.6 viditelně pozorovat, že jsou vůči sobě v protifázi a mají trojúhelníkový průběh. Po celou dobu regulace jsou tepelná čerpadla v převaze nad plynovými kotly, pouze pro nízké venkovní teploty a vysoké teploty vratné vody se místy přidávají i plynové kotle.

Z hlediska šetrnosti k provozu kotlů a zvláště k provozu tepelných čerpadel je hladší průběh (graf 5.7) řídicích veličin výhodnější než příliš akční první průběh (graf 5.7). Dále je možno pozorovat, jak se křivka COP vlní ve fázi s venkovní teplotou a pro vyšší venkovní teploty získáváme vyšší topný faktor a příkon tepelného čerpadla potřebný pro vytápění se nám tak dále snižuje až k saturační hodnotě $COP = 4$, kdy z energetického hlediska, je tepelné čerpadlo 4x výhodnější než plynový kotel. Z ekonomického hlediska výrazně uspoříme oproti případu, kdyby bylo nutné vytápět plynem. Používáním tepelných čerpadel v kladných venkovních teplotách je zvláště výhodné pro levnější noční proud.



Obrázek 5.6: Simulace řízení čtvrté sady bez omezení změny řídicích veličin



Obrázek 5.7: Simulace řízení čtvrté sady s omezením změny řídicích veličin

Kapitola 6

Ekonomická a energetická úspora navrženého řízení

Nyní zhodnotíme energetickou úsporu z naměřených dat pro různé průměrné venkovní teploty a následně odhadneme procentuální úsporu pro jednotlivé měsíce v roce. Nakonec spočítáme celkový aritmetický průměr roční úspory jak pro 24 hodinovou regulaci přes den a noc, tak i pro 12 hodinovou denní regulaci, kdy si večer můžeme dovolit nižší výkon a nechat noční řízení beze změn a porovnáme s celkovými tepelnými ztrátami budovy.

Tabulky 6.2 a 6.1 určují energetické úspory energie pro denní vytápění a celodenní (24 hodinové) vytápění. Procentuální úspora je spočítána pro určité intervaly z jednotlivých sad, pro něž jsme regulaci navrhovali, jako poměr tepla odevzdané otopnou soustavou při navrženém řízení ku reálnému teplu odevzdaného vytápěcím systémem podle následujícího vzorce:

$$úspora = 1 - \frac{Q_{řízené}}{Q_{měřené}} \tag{6.1}$$

$$přetápění = \frac{Q_{měřené}}{Q_{řízené}} - 1 \tag{6.2}$$

Kde $Q_{měřené}$ je naměřené teplo odevzdané otopným systémem na intervalu $< t_0, t_1 >$ v kWh
$Q_{řízené}$ - teplo odevzdané otopným systémem při navržené regulaci na intervalu $< t_0, t_1 >$ v kWh

Teplo odevzdané vytápěcím systémem bylo spočteno následovně:

$$Q_{měřené} = \int_{t_0}^{t_1} u_{měřené}(t)\delta t \tag{6.3}$$

$$Q_{řízené} = \int_{t_0}^{t_1} u_{1_řízené}(t) + u_{2_řízené}(t)\delta t \tag{6.4}$$

venkovní teplota °C	-13,02	-3,55	-0,9	6,42	9	10,72
úspora [%]	5	15	21	30	21	13

Tabulka 6.1: Úspora energie pro celodenní 24. hodinové vytápění

venkovní teplota °C	-16,63	-2,45	7,71	9,14
úspora [%]	29	38	51	43

Tabulka 6.2: Úspora energie pouze pro denní 12. hodinové vytápění

Kde $u_{měřené}(t)$ - je realný výkon vytápěcího systému naměřený v čase t v kW
$u_{1_řízené(t)}$ - řízený výkon tepelných čerpadel, navržený podle kritérií (5.17), (5.18) a (5.19) v kW
$u_{2_řízené(t)}$ - řízený výkon plynových kotlů, navržený podle kritérií (5.17), (5.18) a (5.19) v kW

Pro průměrnou venkovní teplotu v časovém intervalu od t_0 do t_1 platí:

$$\overline{T_{out}} = \frac{1}{t_1 - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_1} T_{out}(\tau)\delta\tau \tag{6.5}$$

Kde $T_{out}(t)$ - je venkovní teplota v čase t ve °C

Vzorce jsme samozřejmě upravili pro diskrétní průběh, kdy integrál ve spojité oblasti odpovídá sumě v diskrétní oblasti, a samozřejmě s nulovými počátečními podmínkami.

Podle výsledků z tabulek 6.1 a 6.2 můžeme říci, že navržená regulace je zvláště výhodná pro denní 12 hodinové průběhy, což je způsobeno tím, že současná „reálná regulace“ pracuje večer na minimálních hodnotách a oproti námi navržené regulaci, večer uspoří více energie. Celodenní 24 hodinová regulace však vždy vůči „naměřené regulaci“ v průměru kolem 20 % uspoří. Následující tabulka 6.3 nám ukazuje průměrné venkovní teploty za rok 2009 pro každý měsíc, ke kterým jsme odhadli přibližnou procentuální úsporu.

měsíc	průměrná teplota [°C]	úspora při 24h vytápění [%]	úspora při 12h vytápění [%]
leden	-0,3	20	40
únor	4,1	25	45
březen	13	15	35
duben	14,2	15	30
květen	15,1	15	30
červen	18,6	15	30
červenec	19,6	15	30
srpen	16	15	30
září	8	20	45
říjen	6,4	30	45
listopad	-0,8	20	40
prosinec	-3,6	15	35
průměr za rok	9,19	18,33	36,25

Tabulka 6.3: Vypočtená roční úspora energie při celodenním 24 hodinovým a denním 12 hodinovým vytápění

Kapitola 7

Závěr

7.1 Zhodnocení výsledků

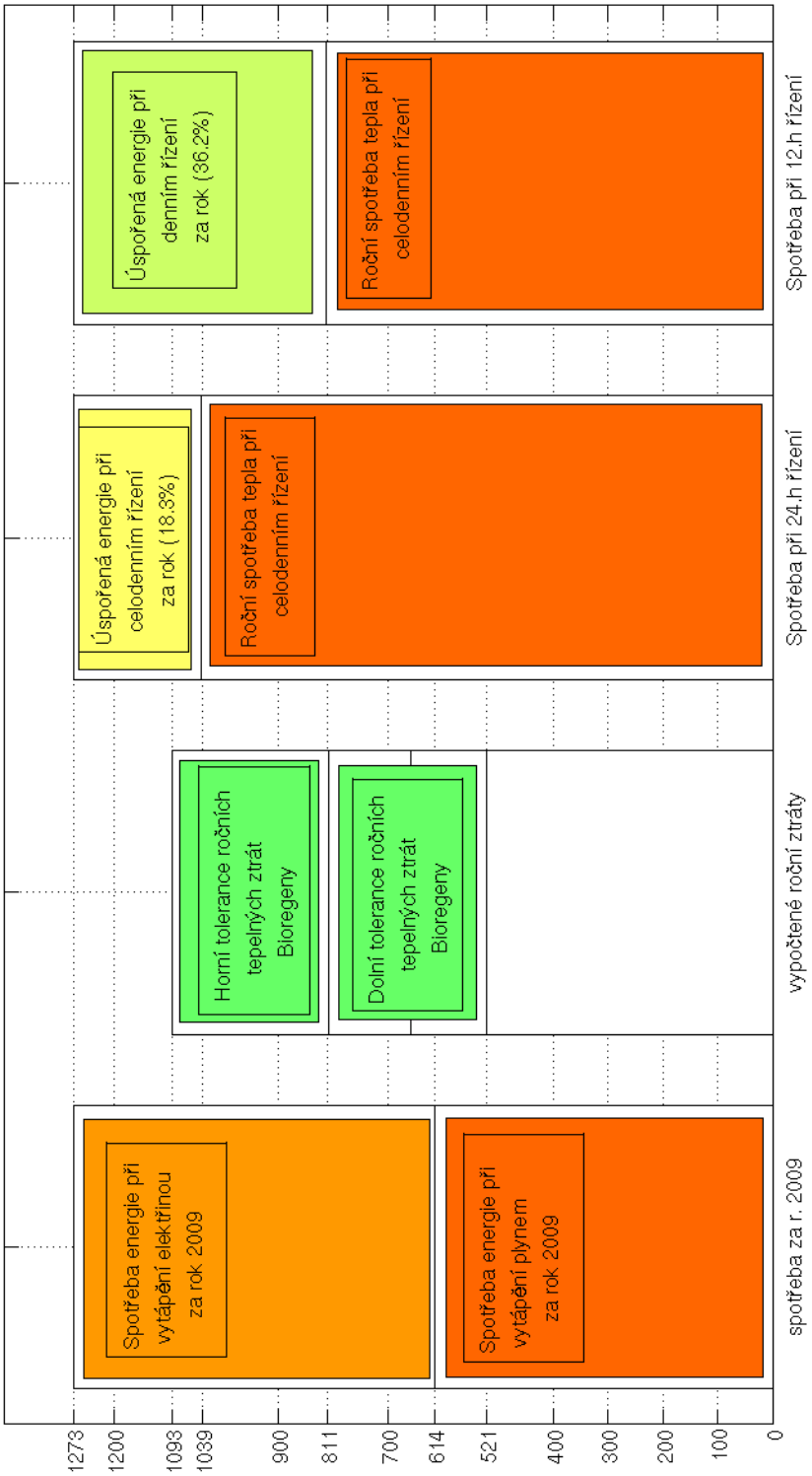
Nyní, kdy již známe procentuální úspory, můžeme porovnat roční tepelné ztráty při navrženém řízení nejen s reálnou spotřebou tepla z naměřených dat, ale i s ročními tepelnými ztrátami Bioregeny, určenými v kapitole 3 . Vezmeme-li v úvahu zmíněné úspory z tabulky 6.3 a data z grafu 3.5, získáme následující graf 7.1, ve kterém si můžeme všimnout, že roční spotřeba tepla při 12 hodinovém řízení téměř odpovídá střední hodnotě ročních tepelných ztrát Budovy, což nás přivádí ke zjištění, že se jedná o „ideální regulaci“, kdy roční spotřeba tepla, při navrženém vytápění, právě pokrývá energetickou náročnost budovy (roční tepelné ztráty) a nedochází tak ke zbytečnému přetápění.

Dále lze zpozorovat, že nejvyšších úspor (až 50 % v případě denního řízení) dochází pří venkovních teplotách kolem 7 °C. Co se tepelných čerpadel týče, vytápění jimi je ekonomicky (finančně) výhodné pro venkovní teploty pohybující se kolem 5 °C. Hodnota je relativní z důvodu závislosti výkonu tepelného čerpadla i na teplotě otopné vody.

Z ekonomického hlediska je možné ušetřit až 36 % dosavadních nákladů na vytápění a v horizontu několika let by se investice na zajištění možnosti vytápění tepelnými čerpadly a plynovými kotly zároveň, možnosti regulace příkonu tepelných čerpadel spolu s podobným řídicím systémem jako jsme navrhli, vrátily na uspořených nákladech na vytápění.

7.2 Perspektivy dalšího vývoje

Z hlediska dalšího vývoje se již uvažují změny právě ve vytápěcím systému, kde dalšími kroky bude realizace možnosti současného běhu kotlů a čerpadel zároveň, instalací tepelných výměníků, kde zahřátá voda z kotlů a čerpadel bude přes tepelné výměníky předávat energii topné vodě. Co se týče dalších změn z hlediska řízení vytápění, které jsme navrhovali, věřím, že zjištěná čísla přispějí ke krokům pro změnu způsobu regulace teploty a výsledky této práce budou inspirací při eventuálním návrhu řídicího systému.



Obrázek 7.1: Porovnání spotřeby tepla bez a s navrženým řízením.

Literatura

[1] TZB-info : stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov [online]. Praha : Topinfo, 2001-2011 [cit. 2010-07-07]. Dostupný z WWW:< http://www.tzb-info.cz/ >

[2] ООО Тепломир г. Цанкт-Петербург : Являеця поставщиком продукции Grundfos насосы [online]. Цанкт-Петербург, 2007 [cit. 2010-07-07]. Dostupný z WWW:< http://www.teplomir-spb.ru/ >

[3] ACADO Toolkit: A C++/Matlab Toolkit for Automatic Control and Dynamic Optimization [online]. Leuven : Boris Houska and Hans Joachim Ferreau, 2008-2010 [cit. 2010-12-20] Dostupný z WWW:< http://acadotoolkit.org/>

[4] Energetika.cz : Vše, co chcete vědět o energii, ale bojíte se zeptat... [online]. Praha :EkoWATT, 2008 [cit. 2010-07-07]. Dostupný z WWW:< http://energetika.cz/ >

[5] Poliklinika Bioregena spol. s r.o. [online], Praha, 2008 [cit. 2010-12-30] Dostupný z WWW:< www.bioregena.cz >

[6] RYŠKA J.: Prováděcí projekt vrtů pro tepelné čerpadlo, č. DPV – 047-02-03-2005. OKD, DPB, a.s.

[7] CHMÚRNY I.: Tepelná ochrana budov, Jaga, Bratislava, 2003.

[8] DUŠAN PETRÁŠ a kolektiv, Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje energie, Jaga, Bratislava, 2008

[9] ŽERAVÍK A., Stavíme tepelné čerpadlo, Eltex, Přerov, 2003.

[10] DEGRAUWE, D., VEHRELST, C., LOGIST, F., VAN IMPE, J., HELSEN, L., 2010, Multi-objective optimal control of an air-to-water heat pump for residential heating, SSB Conference Proceedings, Liege, Belgium, December 13-15, 2010

[11] MUDr. Zbyněk Mlčoch : osobní web [online]. Praha, 2003 - 2011 [cit. 2010-07-07]. Dostupný z WWW:< http://www.zbynekmlcoch.cz/info/ >

[12] Spotřeba energií objektu Bioregena. Interní materiál firmy ENERGOCENTRUM PLUS, s.r.o. [verze z 12.9.2010]

[13] FERKL, L., ŠIROKÝ, J. Ceiling radiant cooling: Comparison of ARMAX and subspace identification modelling methods. Building and Environment, vol. 45, iss. 1, pp. 202-212. Elsevier, Oxford, Jan 2010.

[14] UNDERWOOD, C. P. HVAC Control Systems – Modelling, Analysis and Design. E&FN SPON, London, 1999.