

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

VYUŽITÍ JEDNOTKY S ORC V BYTOVÉM DOMĚ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MAREK SLAVÍK

14– TŽP – 2015

Abstrakt

Tato diplomová práce s názvem "Využití jednotky s ORC v bytovém domě" se zaměřuje na návrh kogenerační jednotky s ORC pro bytový dům v Praze na Barrandově. Součástí práce je návrh zapojení systému dodávajícího tepelnou i elektrickou energii pro budovu a posouzení možných provozních režimů.

Účelem práce je hlubší seznámení se s problematikou modelování potřeb energie v hodinovém rozlišení. Dále je účelem práce stanovení výkonových parametrů kogenerační jednotky s ORC, výpočet akumulčních kapacit a vyhodnocení nasazení kogenerace do bytového domu z hlediska provozních a investičních nákladů.

Abstract

The main objectives of this master thesis are dimensioning and a design of a cogeneration unit based on ORC cycle for a block of flats, which is located at Barrandov in Prague. Significant part of this work is focused on modeling data of heat and electricity demand.

The goal of this thesis is to determine power parameters of the cogeneration unit, necessary accumulative capacities for storing heat, operation modes of the unit, investment and running costs.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Využití jednotky s ORC v bytovém domě“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Tomáše Matušky, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze

Bc. Marek Slavík

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Tomášovi Matuškov, Ph.D. za cenné připomínky a podněty při vedení diplomové práce. Za veškerou spolupráci a poskytnutí důležitých informací dále děkuji Ing. Jakubovi Maščuchovi, Ph.D a Ing. Jakubovi Dytrichovi.

Obsah

1	Úvod	13
2	Organický Rankinův cyklus	14
2.1	Historie	14
2.2	Princip ORC	14
2.3	Bilance ORC	16
3	Komponenty ORC zařízení	18
3.1	Expandér	18
3.1.1	Lopátkové stroje	18
3.1.2	Objemové expandéry	19
3.2	Pracovní látka	20
3.3	Výhody a nevýhody ORC cyklu	21
4	Bytový dům	23
4.1	Popis objektu	23
4.2	Stavební řešení	23
4.3	Výpočet tepelné ztráty	24
4.3.1	Tepelná ztráta prostupem	24
4.3.2	Tepelná ztráta větráním	27
4.4	Roční potřeba tepla na vytápění	28
4.4.1	Ztráta tepla	29
4.4.2	Tepelné zisky	30
4.4.3	Modelování v hodinovém kroku	32
4.5	Potřeba tepla na přípravu teplé vody	33
4.5.1	Modelování potřeby TV v hodinovém kroku	34
4.6	Potřeba elektrické energie	36
4.6.1	Uživatelská elektrická energie	37

4.6.2	Pomocná elektrická energie	38
4.6.3	Modelování spotřeby elektrické energie v hodinovém rozlišení	39
4.7	Souhrnné výsledky potřeb energie	42
5	Návrh systému s kogenerační jednotkou ORC.....	46
5.1	Schéma zapojení.....	46
5.2	Návrh provozních režimů, výkonových parametrů kogenerační jednotky a špičkového kotle.....	47
5.2.1	Návrh provozních režimů	47
5.2.2	Návrh tepelného výkonu kondenzátoru	48
5.2.3	Návrh špičkového kotle	52
5.3	Stanovení akumulčních kapacit.....	53
5.3.1	Akumulační nádoba pro špičkový zdroj	56
5.3.2	Zásobník teplé vody.....	56
5.3.3	Hlavní akumulční nádoba	57
6	Ekonomické zhodnocení	59
6.1	Provozní náklady.....	59
6.1.1	Potřeba paliva	59
6.1.2	Náklady na palivo	60
6.2	Doprava a skladování paliva	60
6.2.1	Náklady na dopravu	61
6.3	Celkové provozní náklady.....	62
6.4	Investiční náklady	62
6.5	Roční úspory	63
6.5.1	Úspory za elektrickou energii	63
6.5.2	Zelený bonus.....	65
6.6	Náklady na provoz stávajícího systému.....	65

6.7	Doba návratnosti	65
7	Závěr.....	67
8	Seznam použité literatury	69

Soupis použitého značení

A	Plocha [m ²]
b_u	Teplotní redukční činitel [-]
c	Měrná tepelná kapacita [J/kgK]
C_{TV}	tepelný obsah zásobníku TV [J]
C_{sz}	Tepelný obsah akumulární nádoby špičkového kotle [J]
d_i	Inflace, meziroční nárůst ceny [-]
DH	Hodinostupeň [Kh]
e	Součinitel zohledňující vliv větru [-]
E_{app}	Spotřeba elektrická energie jednotlivých spotřebičů a umělého osvětlení [kWh/rok]
E_b	Základní hodnota spotřeby spotřebiče v [kWh/rok]
$E_{e,p}$	opravný člen na přítomné osoby [-]
$E_{e,v}$	Opravný člen na obestavěný objem [kWh/m ³ rok]
E_u	Celková roční spotřeba uživatelské elektrické energie [kWh/rok]
e_l	korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům [-]
e_k	korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům [-]
f	vybavenost domácností jednotlivými spotřebiči pro průměrnou domácnost [-]
F_C	Stínící faktor aktivních elementů [-]
f_{g1}	korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty [-]
f_{g2}	teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou [-]

F_F	Poměr plochy rámu okna k ploše celého okna [-]
F_S	Stínící faktor [-]
g	Činitel prostupu sluneční energie [-]
G_W	korekční součinitel zohledňující vliv spodní vody [-]
h	Entalpie [kJ/Kg]
h_d	Hodina dne [-]
H	Součinitel tepelné ztráty [W/K]
$I_{S,j}$	Dávka měsíčního slunečního záření v dané orientaci j [kWh/m ²]
k	Počet bytových jednotek
l_l	Délka lineárních tepelných mostů [m]
m	Pořadí dne v roce [-]
\dot{m}	Hmotnostní průtok [kg/s]
n	Počet lidí/uživatelů [-]
N	Elektrická energie [kWh]
N_d	Náklady na dopravu [Kč/rok]
n_{min}	Intenzita větrání dle hygienického předpisu [1/h]
n_m	Počet dní v daném měsíci [-];
n_{50}	Intenzita větrání při rozdílu tlaku 50 Pa [1/h]
N_p	Náklady na palivo [Kč/rok]
p	Přirážka na tepelné ztráty v rozvodech a zásobníků teplé vody [-]
p_s	Průměrná přítomnost všech členů domácnosti [-]
\dot{P}	Výkon [W]

P_{pal}	Potřeba paliva [GJ/rok]
q	Měrná práce [kJ/kg]
Q	Potřeba tepla, Tepelná energie [kWh]
\dot{Q}	Tepelný výkon [W]
t	Čas [rok]
T_s	Prostá doba návratnosti [rok]
T_{sd}	Reálná doba návratnosti [rok]
U	Součinitel prostupu tepla [W/m ² K]
V	Vnitřní objem větraných prostor [m ³]
\dot{V}	Větrací průtok vzduchu [m ³ /h]
ε_i	Výškový korekční součinitel [-]
η	Účinnost [-]
θ	Teplota [°C]
μ	Součinitel využití zisků [-]
ρ	Hustota vody [kg/m ³]
τ	Čas [h]
φ	Koeficient zohledňující rozdíly [-]
ψ_l	Činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu [W/m. K]

Indexy

<i>č</i>	Čerpadlo
<i>e</i>	Venkovní prostředí
<i>el</i>	Elektrický
<i>e,p</i>	Průměrný venkovní
<i>Equiv</i>	Ekvivalentní
<i>d</i>	Denní
<i>des</i>	Návrhový
<i>G</i>	Zisky
<i>H</i>	celkový
<i>I,i</i>	Vytápěný prostor
<i>měs</i>	Měsíční
<i>p</i>	Pracovní látka
<i>pg</i>	Parogenerátor
<i>r</i>	Roční
<i>t</i>	Expanzní stroj
<i>T,t</i>	Prostup tepla
<i>u</i>	Nevytápěný prostor
<i>TV</i>	Teplá voda
<i>V</i>	Větrání
<i>vyt</i>	Vytápění

1 Úvod

Lidstvo doposud bylo a částečně je stále závislé na fosilních palivech a na energii z nich získávané. Proto je obecně kladen velký důraz na využití obnovitelných zdrojů v energetice centrální i decentrální. Pod pojmem obnovitelné zdroje jsou míněny sluneční energie, pohybová energie vody a větru, biomasa a geotermální energie.

Zařízení využívající obnovitelné zdroje mohou při správné aplikaci vést k značnému snížení závislosti na fosilních palivech a mohou i významně přispět k decentralizaci energetiky. Další výhody, kterou mohou tyto zdroje přinést, jsou např. vyšší ekonomická efektivita, vyšší energetická soběstačnost, obecně nižší dopady na životní prostředí a případně i efektivnější využití primárních zdrojů energie (PEZ). [1]

Z hlediska využití PEZ se jedná hlavně o kombinovanou výrobu tepla a elektřiny, kterou se tato práce zabývá. Jedním ze zařízení, které může využívat obnovitelné zdroje k výrobě tepelné i elektrické energie funguje na principu organického Rankinova cyklu (dále jen ORC).

ORC zařízení využívá organickou pracovní látku s nízkým bodem varu a tak může využívat i zdroje s nízkopotencionální energií, např. teplo ze spalování biomasy, odpadní teplo ze spalin či jiných průmyslových aplikací, z geotermální vody nebo z akumulovaného solárního tepla.

Cílem této práce je stanovit energetickou potřebu zadaného objektu a následně navrhnout kogenerační jednotku pracující s technologií ORC tak, aby byla pokryta potřeba tepla na vytápění, na přípravu teplé vody a částečně i potřeba elektrické energie v průběhu modelového roku. Součástí práce je též ekonomické zhodnocení investičních a provozních nákladů.

2 Organický Rankinův cyklus

2.1 Historie

První použití organického Rankinova cyklu se datuje již od roku 1883, kdy Američan Frank Ofeldtem vyvinul parní stroj, jehož pracovní látkou byla nafta. Tato úprava přinášela značnou výhodu a to provoz bez strojníka. Tehdejší legislativa požadovala dohled strojníka nad parním strojem používající pouze vodu a tak pan Ofeldt mohl sestrojít loď osazenou svým vynálezem, kterou řídil pouze on a mohl tak být na palubě sám [2].

Do popředí vývoje se technologie ORC dostala v druhé polovině 20. století v Rusku, USA a Izraeli. Vývoj se též odehrával v Itálii, kde dodnes vědci a inženýři ORC vyvíjejí. Jeden z vědců dokonce založil společnost Turboden, která dnes patří mezi největší producenty ORC zařízení na světě.

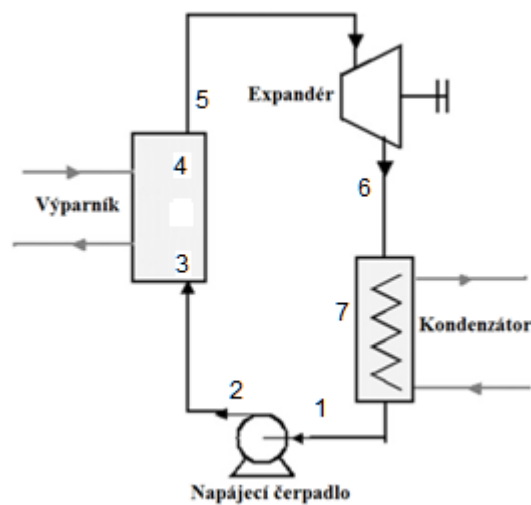
V dnešní době je technologie ORC již poměrně známá a rozšířená. Na trhu je hned několik výrobců, kteří komerčně nabízejí ORC zařízení na trhu. Vývoj značně pokročil a zdroji pro ORC zařízení už nejsou pouze geotermální vrty a kotle na biomasu. Do popředí se pomalu dostávají aplikace s využitím tepla ze solárních kolektorů nebo odpadního tepla z průmyslu [1].

2.2 Princip ORC

Organický Rankinův cyklus je velmi podobný cyklu Rankin-Clausiovu, který se běžně používá v elektrárnách. Jedná se o tepelný cyklus s vnějším přívodem tepla, u kterého teplo přechází ze spalin, či jiné teplonosné látky, do pracovní látky přes teplosměnou plochu. To znamená, že tento cyklus na rozdíl od cyklu se spalovacími motory či turbínami, není citlivý na typ paliva a lze tak použít i méně kvalitní paliva.

Hlavním rozdílem mezi organickým Rankinovým cyklem a Rankin-Clausiovým oběhem je v pracovní látce. Rankin-Clausiovův oběh používá vodu, zatímco organický Rankinův cyklus organickou sloučeninu s nízkým bodem varu. Tím se snižují nároky na vypařovací teplotu a velikost celého zařízení. ORC zařízení tak mohou využívat zdroje tepla s teplotami pohybujícími se mezi 150 a 300 °C. Jsou však i aplikace, kde ORC zařízení pracují při teplotách nižších než 150 °C. Obecně řečeno, při použití tepla

o nižším potenciálu je výhodnější a ekonomičtější používat ORC cyklus s organickou látkou než vodní parní cyklus.

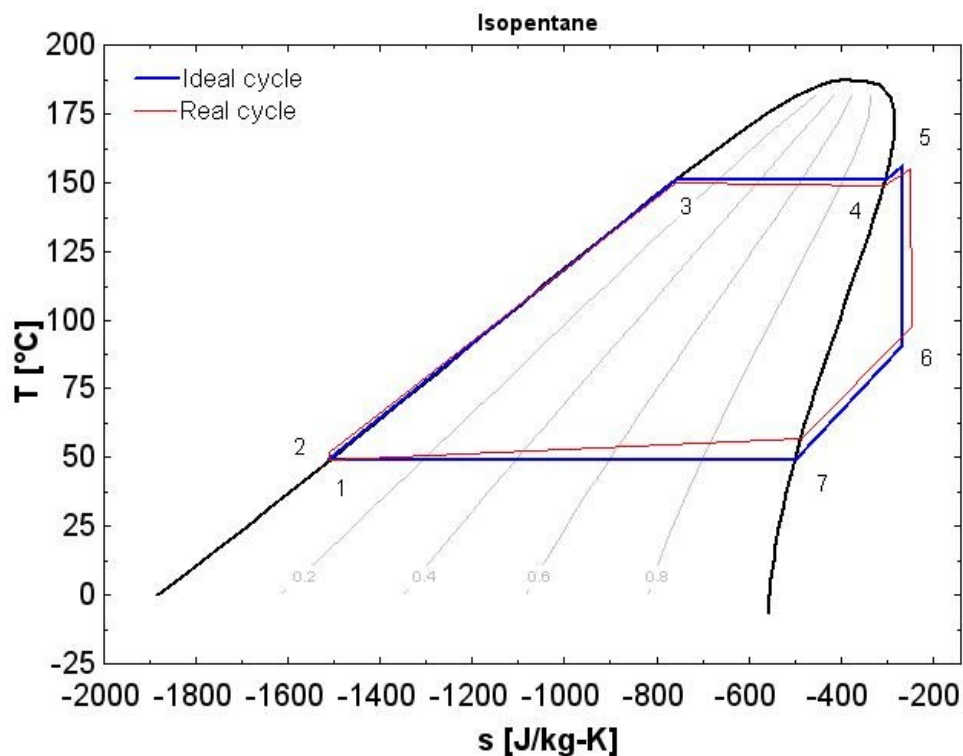


Obr. 1 Jednoduché schéma zapojení ORC

Na Obr. 1 je vidět základní jednoduché zapojení ORC se čtyřmi hlavními komponentami. Jednou z těchto komponent je tepelný výměník nazývaný parogenerátor (výparník). V něm dochází k předání tepla buď ze spalín, či jiné teplonosné látky, do pracovní látky. Ta se vypařuje, její tlak roste a následně expanduje v expanzním stroji. Tlaková energie je přeměněna nejdříve na mechanickou práci a následně pomocí generátoru na elektrickou energii. Expandovaná pára poté vstupuje do kondenzátoru, kde jí je teplo odebráno a dochází ke zkapalnění pracovní látky. Poslední komponentou celého oběhu je čerpadlo, které zvyšuje tlak pracovní látky v kapalném stavu a čerpá ji do výparníku.

V T-s diagramu na Obr. 2 je děj popsán následovně. Čerpání látky začíná v bodě 1 a končí v bodě 2. Předání tepla pracovní látce se děje mezi body 2 a 5. Při tomto ohřevu dochází k vypaření a přehřátí pracovní látky. Pracovní látka následně vstupuje do expandéru, kde ze stavu 5 expanduje do stavu 6. Pára poté vstupuje dále do kondenzátoru, kde teplo je odebíráno. Zde páry pracovní látky chladnou a kondenzují. Tento děj je popsán změnou stavu mezi body 6 a 1.

Expanze je v ideálním případě isoentropický děj, vypařování a kondenzace jsou děje izobarické. V reálném oběhu se však děje ideálním pouze blíží, z čehož vyplývá, že účinnost reálného oběhu je menší než oběhu ideálního.



Obr. 2 T-s diagram pracovní látky R11

2.3 Bilance ORC

Elektrická účinnost ORC zařízení η_{el} [-] je stanovena jako

$$\eta_{el} = \frac{\dot{P}_{el}}{\dot{Q}_{pg}} \quad (2.1)$$

kde je

\dot{P}_{el} elektrický výkon sestavy expanzního stroje a generátoru [W],

\dot{Q}_{pg} přivedený tepelný výkon do pracovní látky [W].

Mechanický výkon expanzního stroje \dot{P}_t [W] lze vypočítat z rozdílu entalpií h_5, h_6 [J/kg] a z průtoku pracovní látky \dot{m}_p [kg/s]. Elektrický výkon \dot{P}_{el} se získá z výkonu mechanického \dot{P}_t vynásobením účinností přeměny mechanické energie na elektrickou energii $\eta_{m,el}$ [-]

$$\dot{P}_t = (h_5 - h_6) \cdot \dot{m}_p \quad (2.2)$$

$$\dot{P}_{el} = \dot{P}_t \cdot \eta_{m,el} \quad (3.3)$$

Hmotnostní průtok je definován podílem přivedeného tepelného toku \dot{Q}_{pg} [W] a rozdílem entalpií v bodech 5 a 2

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_{pg}}{h_5 - h_2} \quad (2.4)$$

Potřebný výkon čerpadla \dot{P}_c [W] je definován jako součin hmotnostního průtoku pracovní látky a rozdílu entalpií 2 a 1

$$\dot{P}_c = \dot{m}_p \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

Hodnoty entalpií v jednotlivých bodech závisí na návrhových parametrech cyklu. Těmito parametry jsou přivedený tepelný výkon do pracovní látky \dot{Q}_{pg} [W], kondenzační teplota t_1 [°C], admisní teplota t_5 [°C] a tlak čerpadla p_2 [Pa]. Hodnoty tlaků a entalpií v ostatních bodech lze dopočítat pomocí rovnic pro ideální termodynamické děje.

Výpočet reálného cyklu by zahrnoval účinnosti jak čerpadla, tak expanzního stroje. Hodnoty entalpií jednotlivých bodů by se mírně lišily, jelikož změny v reálném cyklu nejsou ideální a vratné. Jakých účinností lze dosáhnout při různých konstrukcích expanzního stroje a další faktory, které ovlivňují účinnost, je popsáno v následující kapitole 3.

3 Komponenty ORC zařízení

Tato kapitola se zaměřuje na detailnější popis expanzního stroje a pracovní látky jako dvou hlavních součástí ORC cyklu. Výběr správné konstrukce expandéru pro danou aplikaci a vhodné pracovní látky není jednoduchý a zabývá se jím hned několik studií a výzkumných prací.

3.1 Expandér

Elektrický výkon ORC zařízení velice závisí na použité konstrukci expandéru. Právě v expanzním stroji dochází k přeměně tlakové energie na mechanickou, a proto je nezbytný správný návrh provozních podmínek a vnitřních geometrických rozměrů. V dnešní době je možné rozdělit expanzní stroje do dvou skupin. Jedná se o expandéry lopatkové a objemové. Objemové stroje jsou pro ORC, stejně jako pro stroje v chladírenských aplikacích, výhodnější než lopatkové. Nabízejí výhody v podobě nižších průtoků, vyšších tlakových poměrů a nižších otáček v porovnání se stroji lopatkovými [3].

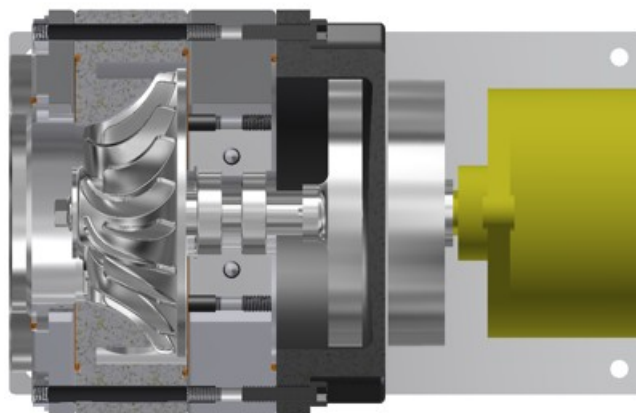
3.1.1 Lopatkové stroje

Posledním trendem v oblasti lopatkových strojů v ORC zařízeních je využívání dvou typů strojů a to konkrétně axiálních turbín a turbín s radiálním přítokem.

Axiální turbíny jsou vhodné svojí konstrukcí pro použití s pracovními látkami, které se vyznačují vysokou molární hmotností. Hlavní rozdíl mezi ORC cyklem a parním cyklem je v poklesu entalpie během expanze. U parního cyklu je mnohonásobně větší než u cyklu s organickou pracovní látkou a to znamená, že lze u ORC cyklů (nizkoteplotních a středoteplotních) použít pouze jednostupňovou turbínu. Látky používané v ORC se mohou vyznačovat nižší rychlostí šíření zvuku. Tato rychlost je v ORC cyklu dosažena dříve než v cyklu parním. Z vysokých hodnot Machova čísla vyplývá velký hmotnostní tok a vysoké tlakové poměry v turbíně, ale také možnost vzniku rázových vln a ztrát. Tyto ztráty mohou mít za následek pokles účinnosti turbíny [3].

Turbíny s radiálním přítokem jsou navrženy pro vysoké tlakové poměry a nízké průtoky pracovní látky. Vnitřní geometrie umožňuje dosahovat vyšších obvodových rychlostí než u turbín axiálních a tak dochází na jednom stupni k většímu poklesu

entalpie. Další výhodou je přijatelná účinnost při částečném zatížení zařízení. Nevýhodou tohoto typu je však složitá konstrukce v případě použití více stupňů [3].



Obr. 3 Turbína s radiálním vstupem [4]

Lopátkové stroje jsou použitelné spíše pro RC cykly, nebo pro ORC větších výkonů. Je to hlavně dáno dramatickým nárůstem otáček se zmenšujícím se výkonem turbíny. To klade nároky na konstrukci, zvyšuje pasivní odpory a snižuje životnost jednotlivých dílů [3].

3.1.2 Objemové expandéry

Nejčastějšími typy objemových strojů jsou pístové, šroubové, spirálové a křídlové expandéry/motory. Pístové expandéry pracují neustále se stejným objemem nejdříve v sacích, expanzních a poté výfukových komorách v závislosti na načasování ventilů. Ventily vytváří přechod mezi jednotlivými prostory. U rotačních expandérů jednotlivé komory koexistují. To znamená, že sací komora se rozvine do jedné nebo dvou expanzních komor (spirálové expandéry mají dvě expanzní komory) a ty se následně stanou komorami výfukovými [3].

Rotační expandéry také využívají bezventilové technologie. Jsou proto výhodnější než expandéry pístové. Sání a výfuk u tohoto typu nejsou umístěny vedle sebe a to má pozitivní vliv na objemovou účinnost. Dojde totiž k omezení přenosu tepla mezi těmito kanály. Na druhou stranu pístové expandéry vykazují menší vnitřní tepelné ztráty než expandéry šroubové či spirálové [3].

Křídlové expandéry jsou často zmiňovány jako vhodná zařízení s výkony od 0,5 do 100 kW. Na rozdíl od spirálového a šroubového expandéru je křídlový expandér mnohem jednodušší na konstrukci, výrobu a tudíž i jeho cena je podstatně nižší. U toho

typu expandéru se využívá nesouososti uložení rotoru vůči statoru. Tento efekt při rotaci spolu s vysouváním a zasouváním lamel vytváří prostory mezi rotorem a státorem o neustále se měnícím objemu. V těchto prostorech dochází k expanzi plynu a výsledkem je síla působící na lamelu a vznik točivého momentu na rotoru křídlového expandéru. Při návrhu kogenerační jednotky ORC v této práci se uvažuje právě s použitím křídlového expandéru [5].

3.2 Pracovní látka

Při návrhu energetického zařízení je samozřejmě důležitý výběr správné pracovní látky. Pracovní látka musí mít vhodné termodynamické vlastnosti vzhledem k povaze aplikace. Pro ORC to znamená optimální vlastnosti při nízkých teplotách a tlacích. Zároveň by pracovní látka měla být ideálně netoxická, ekonomická, bezpečná a ekologicky odbouratelná.

Bezpečnostní a ekologická kritéria jsou v poslední době velice sledovaná. Použití látek je omezeno mezinárodními smlouvami týkajícími se ztenčování ozonové vrstvy a různými protokoly (např. Montreálský, Kjotský) [3].

Každá látka je charakterizována několika parametry

- maximální teplotou (do které je chemicky stabilní);
- tlakovým kritériem (od něj se značně odvíjí cena zařízení);
- molekulární hmotnost (na ní závisí množství využitelné energie);
- bod tuhnutí (v celém oběhu nesmí nastat nižší teplota);
- tvar křivky nasycení (ovlivňuje konstrukci, design ale i účinnost zařízení).

Pro ORC zařízení pracující s teplotami ve zdroji tepla do 200 °C jsou ideální pracovní látky s nižším bodem varu a kritickou teplotou [3]. Jedná se převážně o uhlovodíky jako pentan, butan, chladiivo R227a. Pro teploty vyšší se používají látky s vyšším bodem varu a to hlavně toluen a silikonové oleje.

Výběrem správné pracovní látky se zabývá řada dalších studií a publikací. Dříve byly doporučovány látky jako R11, R113 a R114. Tyto látky v dnešní době však nesplňují kritéria jako ODP (ozone depleting potential) a GWP (global warming potential). Zkoumány byly i látky jako čpavek, benzen a další. Pro geotermální zdroje jsou nejvhodnější alkany, fluorované alkany, ethery a fluorované ethery [6].

Tab. 1 Výběr vhodných pracovních látek [3], klasifikace dle ASHRAE 34, 1 nehořlavost, 2 nízká hořlavost, 3 vysoká hořlavost, A nízká toxicita, B vysoká toxicita

	ASHRAE 34	GWP	ODP	T_c [°C]	P_c [bar]
HFO-1234yf	A2	4	0	94,75	33,7
HFC-134a	A1	1300	0	101,1	40,6
HC-600	A3	20	0	152	37,96
HFC-245fa	B1	950	0	154,1	36,4
HFE-7000	n/a	370	0	165	24,8
SES36	n/a	n/a	0	177,6	28,5
HCFS-123	B1	77	0,2	183,7	36,68
HC-601	A3	20	0	196,5	33,64

V Tab. 1 jsou uvedeny vhodné pracovní látky. V této tabulce jsou uvedeny látky s kritickou teplotou nižší než 200 °C. Jedná o látky, které již byly několika studii zkoumány či se používají v reálných provozech a splňují kritéria ODP a GPW [3].

Zkoumaných pracovních látek pro ORC je velké množství a studie jich porovnávají stovky. Správný návrh závisí na aplikaci, konstrukci zařízení a hlavně na teplotě teplosné látky vystupující ze zdroje [3][6].

3.3 Výhody a nevýhody ORC cyklu

Tato kapitola krátce popisuje výhody a nevýhody zařízení fungující s ORC cyklem.

Hlavními výhodami jsou

- možnost rozšíření decentralizované energetiky;
- využití nízkopotencionálního zdroje tepla při použití vhodné pracovní látky;
- výhodné termodynamické vlastnosti jako nízká tepelná kapacita, velká molární hmotnost pracovní látky;
- zvýšená účinnost turbíny plynoucí z vysoké molekulární hmotnosti;
- v turbínách či jiných typech expanzních strojů nedochází ke kondenzaci, jelikož expanze končí v oblasti přehřáté páry;
- díky tvarům mezních křivek je možné použít vnitřní regeneraci tepla a zvýšit tak elektrickou účinnost cyklu;
- využití odpadního tepla, využití obnovitelných zdrojů k výrobě elektrické energie, ekologie. [3]

Mezi nevýhody patří

- nebezpečí úniku jedovatých látek do životního prostředí;
- některé pracovní látky mohou v kontaktu se vzduchem tvořit výbušnou směs;
- agresivita pracovních látek ve styku s komponenty zařízení;
- poměrně složitá konstrukce;
- vysoké nároky na spoje tlakových částí zařízení;
- velké zástavbové rozměry;
- vyšší pořizovací náklady.

4 Bytový dům

4.1 Popis objektu

Objekt řešený v této diplomové práci je samostatně stojící osmipodlažní bytový dům v Praze na Barrandově. Výškově je objekt osazen v úrovni 1. nadzemního podlaží a podzemní podlaží je využito pro skladování vybavení. Dům byl postaven v konstrukční soustavě OP 1.11. Jako projektové podklady tohoto objektu, používané v této práci, slouží soubor akcí OP 1.11 pro výstavbu na území hlavního města Prahy, schválené výnosem č. 2/1983 ze dne 28. 2. 1983 HVT ČSR. Projektová dokumentace je zpracována tradičním způsobem s řešením všech podlaží, detailů a návazností. Objekt obsahuje celkem 32 bytových jednotek. V typickém podlaží jsou 3 byty III. kategorie a 1 byt IV. kategorie. Plochy bytů a jejich označení jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Označení, kategorie a plocha bytů v objektu

Kategorie bytu	Označení	Plocha [m ²]
III	B 1.11	63,36
IV	B 1.13	71,82
III	B 1.14	63,44

4.2 Stavební řešení

Období výstavby uvedeného typu panelového domu spadá do 80. let minulého století. Domy se stavěly ve variantách se 4, 8 nebo 12 podlažími. Tomu také odpovídá skladba konstrukcí a stavební řešení jednotlivých částí. Konstrukční výška podlaží je 2,8 m a světlá výška podlaží má hodnotu 2,65 m. Obvodové panely pláště jsou sendvičové, železobetonové tl. 300 mm. Stěnové a stropní panely jsou též železobetonové o tl. 150 mm. Schodišťové panely mají tl. 300 mm. Střecha je jednoplášťová, nevětraná s živičnou krytinou a nepochozím povrchem. Obvodový půlený dílec v suterénu je v podkladech uveden jako monolit nebo staveništní prefabrikát. Okna a balkónové dveře jsou s dvojitým zasklením a neoprenovým těsněním. Hodnoty součinitelů prostupu tepla pro jednotlivé konstrukce byly převzaty z technické zprávy a jsou uvedeny níže v Tab. 3 [7].

Tab. 3 Součinitele prostupu tepla stavebních konstrukcí

Konstrukce	U [W/m ² K]
Obvodový plášť	0,67
Střešní plášť	0,33
Podlaha na terénu	1,31
Okna a balkónové dveře	2,9

4.3 Výpočet tepelné ztráty

Výpočet tepelné ztráty uvažovaného typového bytového domu byl proveden podle ČSN EN 12 831 [8]. Detailní výpočet tepelné ztráty není hlavním předmětem této práce, a proto byl použit zjednodušený výpočet obálkovou metodou. Ta se nezaměřuje na tepelné ztráty jednotlivých místností, ale řeší pouze celkovou tepelnou ztrátu prostupem obvodových stěn a větráním celé budovy jako celku. Výsledkem výpočtu je hodnota celkové tepelné ztráty objektu.

Celková návrhová tepelná ztráta Φ_{Des} [W] vytápěného prostoru je stanovena jako

$$\Phi_{Des} = \Phi_V + \Phi_T \quad (4.1)$$

kde je

Φ_T návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru [W];

Φ_V návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru [W].

4.3.1 Tepelná ztráta prostupem

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla Φ_T pro vytápěný prostor je dána:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (4.2)$$

kde je

$H_{T,ie}$ součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy [W/K];

$H_{T,iue}$ součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem [W/K];

$H_{T,ig}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy [W/K];
$H_{T,ij}$	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do sousedního prostoru, vytápěného na výrazně jinou teplotu [W/K];
θ_i	výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru [°C], uvažována 20 °C;
θ_e	výpočtová venkovní teplota [°C], dle normy pro lokalitu Praha -12 °C.

Součinitel tepelné ztráty prostupem $H_{T,ie}$ se stanoví z rovnice

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_k \psi_l \cdot l_l \cdot e_l \quad (4.3)$$

kde je

A_k	plocha stavební části v metrech čtverečných [m ²];
e_l, e_k	korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům [-];
U_k	součinitel prostupu tepla stavební konstrukce [W/m ² . K];
ψ_l	činitel lineárního prostupu tepla lineárního tepelného mostu [W/m . K];
l_l	délka lineárních tepelných mostů [m].

Použité součinitele prostupu tepla jednotlivých stavebních konstrukcí jsou uvedeny v kapitole 4.2 (Tab. 3).

Detailní výpočet tepelných mostů nebyl ve výpočtu proveden. Pro zjednodušení byla na základě odborné rady připočtena hodnota 0,02 W/m² . K ke všem součinitelům prostupu tepla jako kompenzace za lineární mosty. Výsledný celkový součinitel tepelné ztráty prostupem pro uvažovaný objekt je $H_{T,ie} = 2673,4$ W/K. Detailnější výpočet je uveden v příloze 1 na příloženém CD.

Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního nevytápěným prostorem $H_{T,iue}$ se stanoví jako

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_k \psi_l \cdot l_l \cdot b_u \quad (4.4)$$

kde je

b_u teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhovou teplotou [-].

Hodnota činitele b_u byla určena z tabulky D 4.2 přílohy normy ČSN EN 12 831 jako 0,6.

Stejně jako ve výpočtu $H_{T,iue}$ nebyly tepelné mosty detailně řešeny a v rámci zjednodušení byla ke všem součinitelům prostupu tepla připočítána hodnota $0,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Celkový součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního nevytápěným prostorem byl vypočítán na $H_{T,iue} = 255,7 \text{ W/K}$.

Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy $H_{T,ig}$ se stanoví jako

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \right) + G_w \quad (4.5)$$

kde je

f_{g1} korekční činitel zohledňující vliv ročních změn venkovní teploty, podle tabulky D. 4.3 hodnota 1,45;

f_{g2} teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou venkovní teplotou a výpočtovou venkovní teplotou, stanoví se podle vztahu;

$$f_{g2} = \frac{\theta_i - \theta_{e,m}}{\theta_i - \theta_e} \quad (4.6)$$

$\theta_{e,m}$ průměrná venkovní teplota za otopné období, pro lokalitu Praha 4,1 °C;

$U_{equiv,k}$ ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební části [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$], stanoví se podle typologie podlahy dle grafu v ČSN EN 12 831;

G_w korekční součinitel zohledňující vliv spodní vody, odečten z přílohy D.4.3 normy ČSN EN 12 831.

Součinitel tepelné ztráty zeminou byl stanoven na

$$H_{T,ig} = 86,7 \text{ W/K}$$

Součinitel tepelné ztráty $H_{T,ij}$ nebyl počítán, jelikož ve zjednodušeném výpočtu se neuvažuje s výrazně rozdílnými teplotami vytápěných prostor.

Celková tepelná ztráta prostupem tepla Φ_T pro celý objekt byla vypočtena

$$\Phi_T = (2673,4 + 255,7 + 86,7) \cdot (20 - (-12)) = 96,5 \text{ kW}$$

Detailní výpočet tepelné ztráty prostupem byl uskutečněn v programu MS Excel a je v příloze 1 na přiloženém CD.

4.3.2 Tepelná ztráta větráním

Návrhová tepelná ztráta větráním Φ_V pro vytápěný prostor (celý dům)

$$\Phi_V = H_V \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (4.7)$$

kde je

H_V součinitel tepelné ztráty větráním [W/K]

\dot{V} větrací průtok vzduchu [m^3/h]

Při stanovení větracího průtoku vzduchu se volí větší z průtoků \dot{V}_{inf} a \dot{V}_{min}

$$\dot{V}_{inf} = 2 \cdot V \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad (4.8)$$

$$\dot{V}_{min} = n_{min} \cdot V \quad (4.9)$$

kde je

V vnitřní objem větraných prostor [m^3]

n_{50} intenzita větrání při rozdílu tlaku 50 Pa, stanovena podle přílohy D.5.2, [8], $n_{50} = 6 \text{ 1/h}$;

e_i stínící činitel stanoven podle přílohy D. 5.3, [8], $e_i = 0,02$

ε_i výškový korekční součinitel, stanoven podle přílohy D.5.4[8], $\varepsilon_i = 1,2$;

n_{min} minimální intenzita výměny vzduchu dle hygienického předpisu, stanovena z přílohy D.5.1 [8], $n_{min} = 0,5$.

$$\dot{V}_{inf} = 2 \cdot 5554 \cdot 6 \cdot 0,02 \cdot 1,2 = 1600 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{min} = 0,5 \cdot 5554 = 2777 \text{ m}^3/\text{h}$$

V dalším kroku výpočtu se dosazuje za větrací průtok \dot{V}_i průtok \dot{V}_{min} , jelikož vyšel větší než \dot{V}_{inf} . Za předpokladu konstantní hustoty vzduchu ρ a měrné tepelné kapacity c_p je součinitel tepelné ztráty větráním roven

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot 0,34 \quad (4.10)$$

$$H_{V,i} = 2777 \cdot 0,34 = 944,2 \text{ W/K}$$

a celková ztráta větráním je potom

$$\Phi_{V,i} = 944,2 \cdot (20 - (-12)) = 30,2 \text{ kW}$$

Celková návrhová tepelná ztráta uvažovaného bytového domu je

$$\Phi_I = (96,5 + 30,2) = 126,7 \text{ kW}$$

4.4 Roční potřeba tepla na vytápění

Potřeba tepla byla počítána podle zjednodušené metody dle normy ČSN ISO 13 790. Výpočet stanovuje potřebu tepla v jednotlivých měsících na základě bilance tepelné ztráty a zisků v daném měsíci. Jedná se tepelnou ztrátu a zisky, které vycházejí z průměrných hodnot venkovní teploty a dávek slunečního ozáření. Měsíční hodnoty potřeby tepla slouží ke stanovení potřeby tepla v jednotlivých hodinách a dnech modelového roku. Celková potřeba tepla je definována následovně

$$Q_H = Q_L - \mu \cdot Q_G \quad (4.11)$$

kde je

Q_H	potřeba tepla na vytápění [kWh]
Q_L	tepelná ztráta v daném měsíci [kWh]
Q_G	solární zisky v daném měsíci [kWh]
μ	součinitel využití zisků [-]

4.4.1 Ztráta tepla

Tepelná ztráta je dána rovnicí

$$Q_L = H \cdot (\theta_i - \theta_{e,p}) \quad (4.12)$$

kde je

H součinitel tepelné ztráty budovy [W/K];

$\theta_{e,p}$ průměrná venkovní teplota v daném měsíci;

θ_i výpočtová vnitřní teplota [°C]

Součinitel tepelné ztráty H je součtem součinitele tepelné ztráty prostupem a větráním:

$$H = H_t + H_v \quad (4.13)$$

kde je

H_t součinitel tepelné ztráty budovy prostupem [W/K], je dán součtem dílčích součinitelů tepelných ztrát z ČSN EN 12 831;

H_v součinitel tepelné ztráty budovy větráním [W/K].

Součinitel tepelné ztráty větráním se stanoví odlišně než ve výpočtu návrhové tepelné ztráty větráním a to podle míry reálného provozního větrání

$$H_v = 0,34 \cdot \dot{V} \quad (4.14)$$

Větrací průtok \dot{V} [m³/h] se stanoví ze vztahu

$$\dot{V} = \text{MAX}(\dot{V}_{inf}; \dot{V}_{min}) \quad (4.14)$$

$$\dot{V}_{inf} = V \cdot n_{50} \cdot e \quad (4.15)$$

$$\dot{V}_{min} = n_{min} \cdot V \quad (4.16)$$

kde je

e součinitel zohledňující vliv větru, pro bytové domy má hodnotu 0,07 [9];

n_{50} intenzita výměny vzduchu infiltrací při rozdílu tlaku 50 Pa mezi interiérem a venkovním prostředím, pro staré budovy hodnota 4,5 [9];

n_{min} minimální intenzita výměny vzduchu dle hygienického předpisu,
minimálně 0,3, voleno 0,42.

Větrací průtok vyšel větší z podmínky hygienického předpisu. Výsledný větrací průtok byl vypočítán na $\dot{V} = 2333 \text{ m}^3/\text{h}$, součinitel tepelné ztráty větráním na $H_v = 793 \text{ W/K}$ a součinitel tepelné ztráty $H = 3809 \text{ W/K}$.

4.4.2 Tepelné zisky

Tepelné zisky se skládají ze zisků solárních a vnitřních. Vnitřní zisky v tomto výpočtu tvoří lidé a technologie uvnitř bytů. Norma ČSN ISO 13790 uvádí, že tepelný zisk od jedné osoby je průměrně 100 W, průměrné zisky od spotřebičů 100 W/byt. Výpočet předpokládá, že osoby žijící v bytovém domě v něm průměrně stráví 12 h denně. Vnitřní tepelné zisky \dot{Q}_I [W] se vypočítají jako

$$\dot{Q}_I = \frac{100 \cdot n \cdot 12 + 100 \cdot 24 \cdot k}{24} \quad (4.17)$$

kde je

n počet lidí [-];

k počet bytových jednotek [-].

Solární zisky od oslunění Q_S [kWh] se stanoví podle vztahu

$$Q_S = \sum_j I_{S,j} \cdot \sum_n A_{S,nj} \quad (4.18)$$

$I_{S,j}$ měsíční dávka slunečního záření v dané orientaci j [kWh/m²];

$A_{S,nj}$ účinná plocha zasklení n , v orientaci j [m²].

Účinná plocha zasklení se počítá ze vztahu

$$A_S = A \cdot F_S \cdot F_C \cdot (1 - F_F) \cdot g \quad (4.19)$$

A celková plocha otvoru [m²];

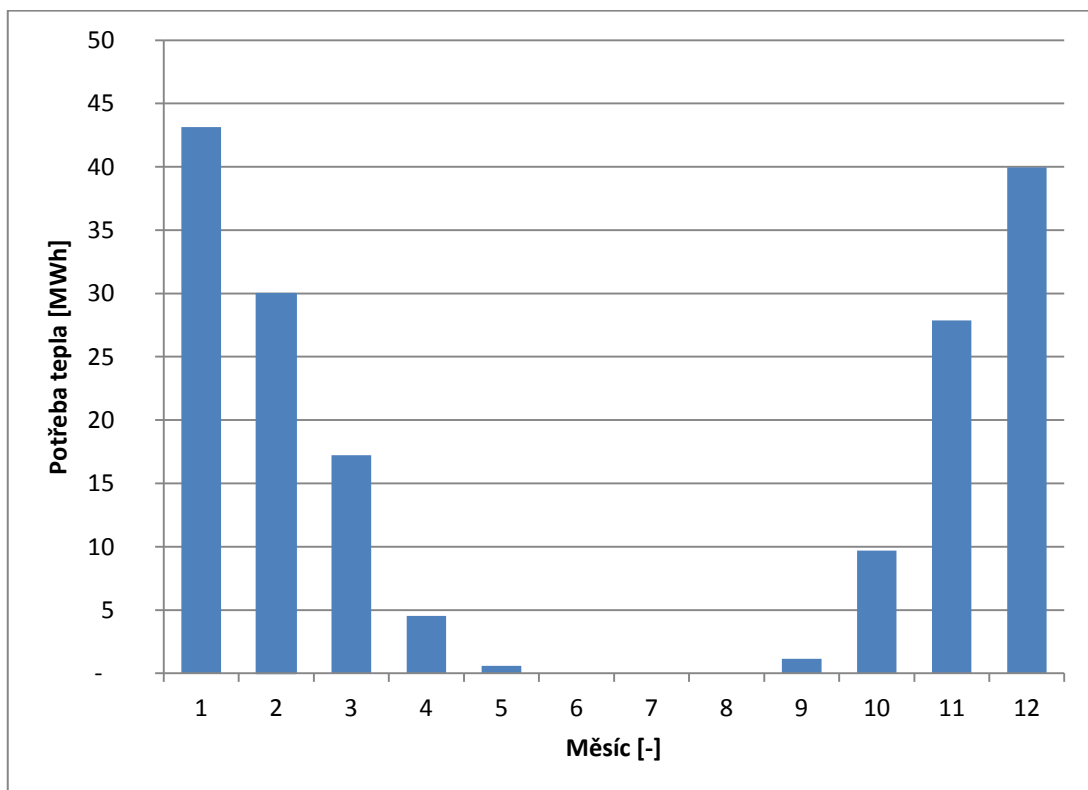
F_S stínící faktor [-], pro 1.N.P počítáno s hodnotou 0,6, pro ostatní patra 0,9;

- F_C stínící faktor aktivních elementů [-], okna nejsou permanentně stíněna proto $F_C = 1$;
- F_F poměr plochy rámu okna k ploše celého okna [-], je uvažován průměr z geometrie oken v jednom patře $F_F = 0,08$;
- g činitel prostupu sluneční energie [-], vychází z hodnoty dané výrobcem oken, pro dvojitá okna má hodnotu $g = 0,675$.

Po dokončení výpočtu je nutné vypočítat součinitel využití tepelných zisků μ podle postupu uvedeného v normě [9]. V měsících mimo otopné období je uvažován součinitel $\mu = 0$. V ostatních měsících je nutné tento součinitel vypočítat. Výpočet zohledňuje schopnost budovy akumulovat teplo (časovou konstantu) a míru využití tepelných zisků v daném časovém intervalu. Podrobný výpočet pro jednotlivé měsíce je uveden v příloze 1 na příloženém CD.

Výsledkem výpočtu jsou hodnoty měsíčních potřeb tepla na vytápění, viz Obr. 4. Po sečtení dílčích měsíčních potřeb vyjde roční potřeba tepla

$$Q_{H,r} = 192,8 \text{ MWh/rok}$$



Obr. 4 Potřeba tepla v jednotlivých měsících

Jak z logiky věci vyplývá, největší potřeba tepla nastane v zimních měsících, kdy průměrné venkovní teploty jsou nejnižší. Naopak nulová potřeba tepla na vytápění je v měsících letních, v nichž venkovní teploty dosahují hodnot vyšších než je vnitřní návrhová teplota.

4.4.3 Modelování v hodinovém kroku

Pro návrh zdroje tepla a potřebných akumulčních kapacit je nutné všechny potřeby převést na stejné rozlišení. Potřeba tepla na vytápění je v rozlišení měsíčním, potřeba na TV v rozlišení denním a potřeba elektrické energie v rozlišení hodinovém. Měsíční a denní rozlišení nejsou dostatečně podrobné pro určité výpočty (např. pro velikost akumulace) a proto bylo nezbytné potřebu tepla a potřebu TV rozpočítat do jednotlivých hodin.

Výpočet potřeby tepla na vytápění byl proveden podle normy ČSN EN ISO 13 790 a výsledkem jsou pouze měsíční sumy. Na hodinová data lze hodnoty měsíční převést zjednodušeně pomocí hodinostupňové metody. Hlavním předpokladem použití této metody je znalost venkovních teplot v jednotlivých hodinách celého roku. Data o teplotách, z kterých tato práce vychází, byla poskytnuta doc. Ing. Tomášem Matušskou, Ph.D. Jedná se o data modelového roku pro Prahu (Meteonorm, TMY).

Vlastní metoda spočívá v rozpočítání měsíční hodnoty potřeby tepla mezi jednotlivé hodiny daného měsíce. Pro každou hodinu je vypočítán počet hodinostupňů. Pokud ve výpočtu hodinostupňů v danou hodinu vyjde záporný rozdíl teplot, tak se s výslednou hodnotou dále již nepočítá, jelikož v danou hodinu nevznikla potřeba vytápět. Pro stanovení potřeby tepla hodinově je zapotřebí všechny hodinostupně v daném měsíci sečíst a touto sumou vydělit měsíční hodnotu potřeby tepla. Tím je přesně dán poměr energie na jeden hodinostupeň v daném měsíci. Dále už stačí tento podíl pouze vynásobit počtem hodinostupňů v dané hodině.

$$DH_i = (\theta_i - \theta_e) \cdot \Delta\tau \quad (4.20)$$

$$Q_{Hi} = Q_{H,měs} \cdot \frac{DH_i}{\sum_{měs} DH_i} \quad (4.21)$$

kde je

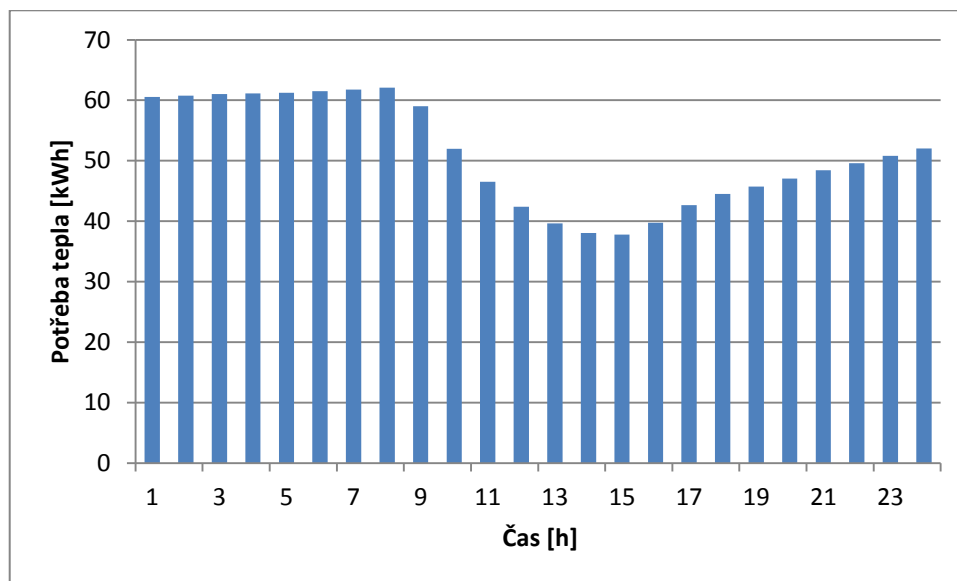
DH_i hodinostupeň [Kh]

$\Delta\tau$ časový úsek [h], uvažována 1 h;

$Q_{H,měs}$ potřeba tepla na vytápění v daném měsíci [kWh];

Q_{Hi} potřeba tepla v danou hodinu na vytápění [kWh].

Po aplikaci výše uvedeného postupu v každém měsíci, dni a hodině roku je výsledkem detailní průběh potřeby tepla v hodinovém rozlišení. Průběh potřeby tepla na vytápění v jednom z dnů je vidět na Obr. 5.



Obr. 5 Hodinový průběh potřeby tepla na vytápění pro 7.2.

Použitím tohoto postupu se však do výsledku zanáší jistá chyba. Výpočet podle normy ČSN EN ISO 13 790 vychází z měsíčních hodnot dávek slunečního ozáření a při následném rozpočítávání mezi hodiny dochází k rozdělení mezi hodiny jak přes den, tak i přes noc, kdy jsou solární zisky nulové. Pro další použití v této práci jsou však takto získané hodinové hodnoty dostatečné.

4.5 Potřeba tepla na přípravu teplé vody

Vzhledem k nedostatku podkladů o instalaci vodovodního systému v dané budově a s ohledem na fakt, že důležité části systému pro přípravu nebyly v počátku práce známy, byl výpočet zjednodušen. Denní potřeba tepla $Q_{TV,d}$ [kWh/den] na přípravu teplé vody (dále TV) se vypočítá jako

$$Q_{TV,d} = \frac{V_{TV,d} \cdot n \cdot \rho \cdot c \cdot (\theta_{TV} - \theta_{SV}) \cdot (1 + p)}{3.6 \cdot 10^6} \quad (4.22)$$

kde je

c	měrná tepelná kapacita vody [J/kg.K];
$V_{TV,d}$	je potřeba teplé vody [l/osobu.den], uvažována hodnota 40 l/osobu.den;
n	počet uživatelů [-];
ρ	hustota vody [kg/m ³];
θ_{TV}	teplota teplé vody 55 °C;
θ_{SV}	teplota studené vody 10 °C;
p	přirážka na tepelné ztráty v rozvodech a zásobníku.

V dostupné technické dokumentaci není uvedeno dosavadní řešení vodovodního systému a tak byly tepelné ztráty na rozvodech a zásobníku nahrazeny 30% navýšením hodnoty potřeby tepla na přípravu TV. Tato přirážka uvažuje cirkulaci teplé vody, která bude řízena automaticky podle čidel teploty. Hodnota 30 % byla stanovena na základě odborného odhadu doc. Tomášem Matuškou, Ph.D. Denní potřeba tepla $Q_{Hw,d}$ při uvažování této přirážky je 215 kWh/den a roční činí 78,5 MWh/rok [10].

4.5.1 Modelování potřeby TV v hodinovém kroku

Výpočet je založen na stanovení orientačního objemu teplé vody, který je v danou hodinu spotřebován. Z něj se následně vypočítá hodinová potřeba tepla $Q_{TV,hod}$ [kWh] na ohřátí vody a na uhrazení ztrát

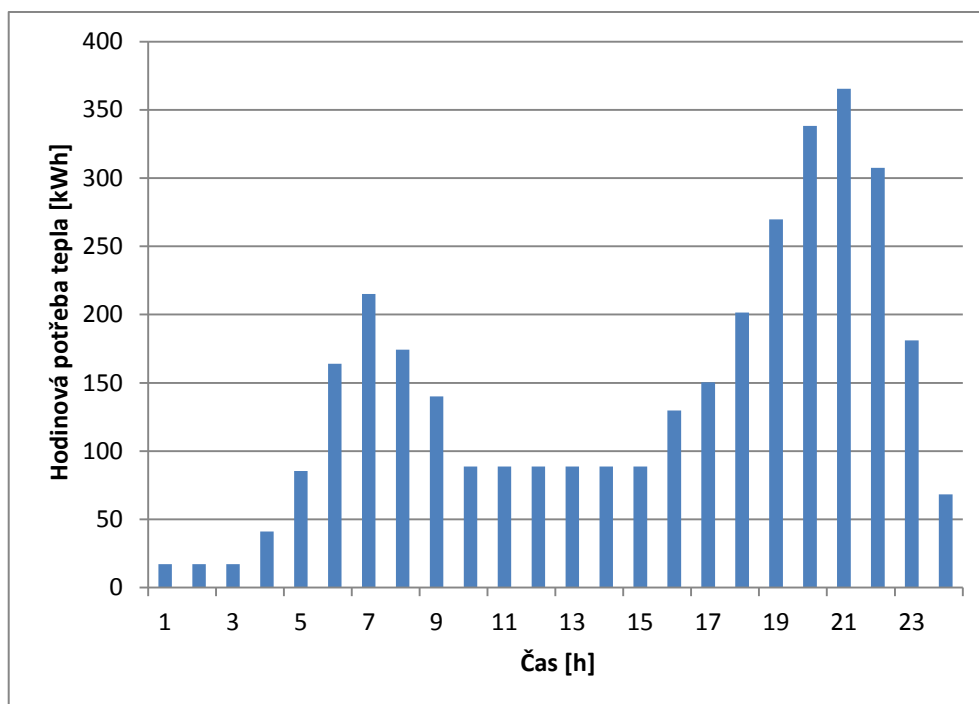
$$Q_{TV,hod} = \frac{\varphi_{més.i}}{n_m} \varphi_{k.i} \cdot Q_{TV,d} \cdot 365 \quad (4.23)$$

kde je

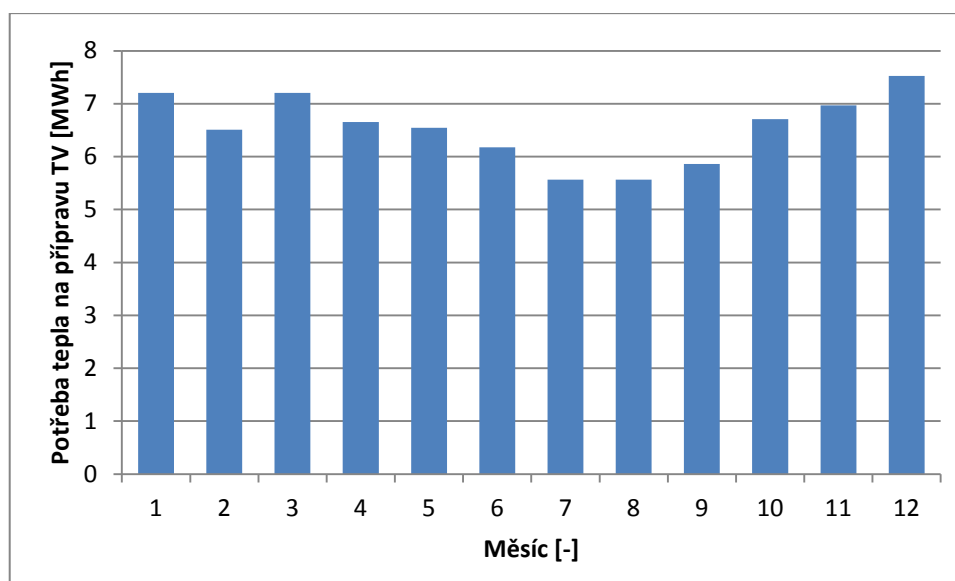
$\varphi_{més.i}$	koeficient zohledňující rozdíly odběru v jednotlivých měsících roku [-];
$\varphi_{k.i}$	koeficient zohledňující rozdíly odběru v jednotlivých hodinách dne [-];
n_m	počet dní v daném měsíci [-];

Koeficienty $\varphi_{m\acute{e}s.i}$ a $\varphi_{k.i}$ byly poskytnuty doc. Tomášem Matuškou, Ph.D. Koeficienty zohledňují rozdíly odběru TV v jednotlivých hodinách dne a zároveň také v měsících roku. Vytvářejí tak křivku odběru tepla pro přípravu TV.

Profil vymodelovaný pomocí koeficientů je názorně vidět na Obr. 6, kde maxima potřeb se objevují v ranních a večerních hodinách (7 a 21 h) a naproti tomu minima se vyskytují v hodinách nočních. V měsíčním rozlišení nastávají maxima v zimních měsících a minima v měsících letních, viz Obr. 7.



Obr. 6 Hodinový průběh potřeby tepla na přípravu TV pro den 16.3. v bytovém domě



Obr. 7 Měsíční potřeby tepla na přípravu TV pro bytový dům

4.6 Potřeba elektrické energie

V případě objektu řešeného v této práci se modeluje potřeba uživatelské elektrické energie (na provoz domácích elektrospotřebičů a umělého osvětlení) a pomocné elektrické energie (energie na provoz domovních technologií - oběhová čerpadla, ventilátory, atd.) [11].

K potřebě elektrické energie se lze dostat dvěma způsoby. První vychází z předpokladu znalosti příkonů jednotlivých spotřebičů a doby provozu, druhý z modelového výpočtu ze statistických dat. Jelikož nejsou k dispozici detailní informace o vybavenosti jednotlivých bytových jednotek a o spotřebě elektrické energie, je v práci potřeba elektrické energie modelována.

Statistická data, ze kterých matematický model vychází, jsou zaměřena na roční hodnoty potřeby uživatelské elektrické energie [kWh/rok] a na vybavenost domácností elektrickými spotřebiči. Průzkumy, ze kterých tato data vychází, obsahují rozklad roční spotřeby pro jednotlivé spotřebiče nebo jejich skupiny (osvětlení, praní, chlazení potravin, atd.). Nutnou podmínkou pro přesný výpočet je znalost parametrů popisujících domácnosti, či bytovou jednotku (počet členů, podlahová plocha), ke kterým jsou průměrné hodnoty vztaženy.

Výsledkem tohoto modelu výpočtu je stanovená roční potřeba bytového domu typu OP.1.11 a následné vymodelování potřeb elektrické energie v jednotlivých hodinách modelového roku.

4.6.1 Uživatelská elektrická energie

Základní struktura je převzata z modelu publikovaného Hensem v roce 2011 [12]. Výpočet rozlišuje jednotlivé skupiny spotřebičů a zohledňuje též podlahovou plochu a počet členů v domácnosti. Výpočet je primárně určen pro výpočet typizované evropské domácnosti a tak v dalších krocích je uveden kalibrovaný tvar modelu pro českou domácnost.

Výsledný tvar kalibrovaného Hensova modelu použitého ve výpočtu je

$$E_{app} = E_b + n \cdot p_s \cdot E_{e,p} + (V - 400) \cdot E_{e,V} \quad (4.24)$$

kde je

E_{app} spotřeba elektrické energie jednotlivých spotřebičů a umělého osvětlení [kWh/rok];

E_b základní hodnota spotřeby spotřebiče v [kWh/rok], viz Tab 4.17 v [11];

n počet uživatelů;

p_s průměrná přítomnost všech členů domácnosti [-], použita doporučená hodnota 0,7;

$E_{e,p}$ opravný člen na přítomné osoby, viz Tab 4.17 v [11];

$E_{e,V}$ opravný člen na obestavěný objem [kWh/m³.rok], viz Tab 4.17 v [11];

V obestavěný objem bytové jednotky stanovený z celkových vnějších rozměrů [m³].

Výpočetní model je nutné dále ještě doplnit posledním parametrem, kterým je vybavenost domácností jednotlivými spotřebiči. Celková roční potřeba E_u v [kWh/rok] je definována jako

$$E_u = \sum f \cdot E_{app} \quad (4.25)$$

kde je

f vybavenost domácností jednotlivými spotřebiči pro průměrnou domácnost [-], viz Tab 4.14 v [11].

Jednotlivé potřeby bytových jednotek v uvažovaném objektu jsou uvedeny níže v Tab. 4.

Tab. 4 Vypočítaná roční potřeba uživatelské elektrické energie

Bytová jednotka	Roční potřeba uživatelské elektrické energie pro bytovou jednotku [kWh/rok]
B 1.11	2146
B 3.13	2445
B 4.14	2147

Ke korekci Hensova modelu se ve výpočtu používají data z projektu REMODECE. Při výpočtu pomocí dat z toho projektu dochází zejména u malých bytů s jednočlennou domácností k zavedení relativně velké chyby. U bytů s větším počtem členů je však chyba výrazně menší a pro bytové jednotky v řešeném objektu je výpočetní model dostatečně přesný.

4.6.2 Pomocná elektrická energie

Pomocná elektrická energie je energie na provoz domovních technologií. Tyto technologie zahrnují otopné, větrací soustavy a také soustavu na přípravu teplé vody. Je to tedy energie potřebná na provoz čerpadel, ventilátorů, regulačních prvků, řídicích systémů atd. [11].

Celková roční potřeba pomocné elektrické energie v bytovém domě E_{aux} [kWh/rok] je dána součtem příspěvků všech domovních technologií

$$E_{aux} = \sum E_b + 0,1 \cdot (V - 400) \frac{\sum E_b}{100} \quad (4.26)$$

kde je

E_b základní hodnota spotřeby jednotlivých technologií v [kWh/rok];

V objem bytové jednotky stanovený z vnějších rozměrů [m³].

Základní jednotky spotřeby E_b jednotlivých soustav jsou uvedeny v tab. 4.22 [11] pro bytové domy. Pro budovu typu O.P.1.11 byly uvažovány pouze dvě technologie a to technologie centrálního zdroje tepla a centrální přípravy teplé vody s cirkulací. Hodnoty spotřeb pomocné energie jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5 Roční potřeba pomocné elektrické energie pro jednotlivé byt. jednotky

Bytová jednotka	Roční potřeba pomocné elektrické energie [kWh/rok]
B 1.11	68,3
B 3.13	71,0
B 4.14	68,3

Jak je z Tab. 5 patrné, potřeba pomocné energie je v porovnání s potřebou uživatelskou řádově nižší.

Po vynásobení dílčích hodnot spotřeb jak uživatelské, tak i pomocné elektrické energie počtem bytů v budově byla stanovena celková potřeba elektrické energie pro modelový rok. Její hodnota činí 73,3 MWh/rok. Tato hodnota je důležitá nejen pro celkové roční bilance, ale také pro modelování spotřeb elektrické energie v jednotlivých hodinách. Toto modelování je blíže popsáno následující kapítolou.

4.6.3 Modelování spotřeby elektrické energie v hodinovém rozlišení

V této kapitole je popsána tvorba odběrových křivek uživatelské a pomocné elektrické energie domácností v hodinovém kroku. Modely k tomu použité využívají průběh typových diagramů uveřejněných Operátorem trhu s elektřinou (OTE). Tříd typových diagramů je hned několik. Následující výpočet však pracuje pouze s typovými diagramy třídy 4 v kategorii domácností bez tepelného využití. Použitý matematický model je schopný vygenerovat celoroční průběh odběru. Postup modelování je následující. V prvním kroku se vytvoří denní profil s rozlišením na pracovní dny a víkendy. V kroku druhém se zohledňují nerovnoměrnosti odběru v průběhu dne a jako poslední se aplikuje nasazení šumu na základní hladký hodinový průběh odběru. Tento šum pomáhá přiblížit modelovanou křivku odběru křivce reálné [11].

Podle typových diagramů se vyskytují extrémní odběrové křivky pro pracovní den ráno a večer. Pro víkend jsou špičky dopoledne a večer. Normovaná denní odběrová křivka

je označována jako $L^{n,24}$. Křivka je tvořena součtovou funkcí třech harmonických členů a členu konstantního [11].

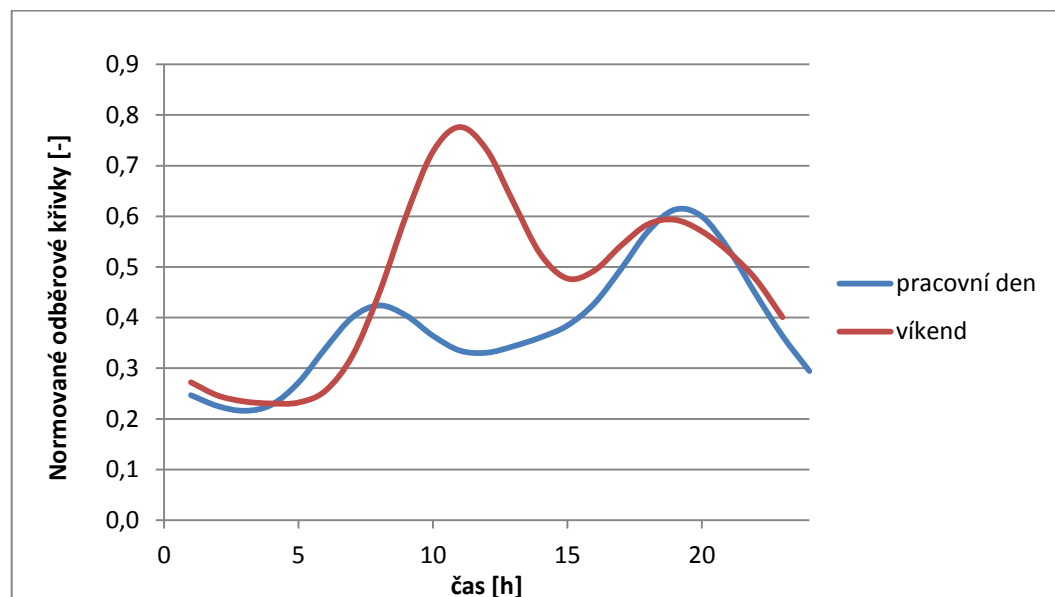
$$L^{n,24} = d + n \cdot \sum_{i=1}^3 a_i \cdot \sin \left(2\pi \cdot \frac{h_d + b_i}{24 \cdot c_i} \right) \quad (4.27)$$

kde je

h_d hodina dne [-], $1 \leq h \leq 24$;

a, b, c, d koeficienty vytvářející tvar odběrové křivky [-], viz tab.4.24 [11].

Na Obr. 8 jsou vidět odběrové křivky pro pracovní den a víkend.



Obr. 8 Průběh denní odběrové křivky pro pracovní a víkendový den

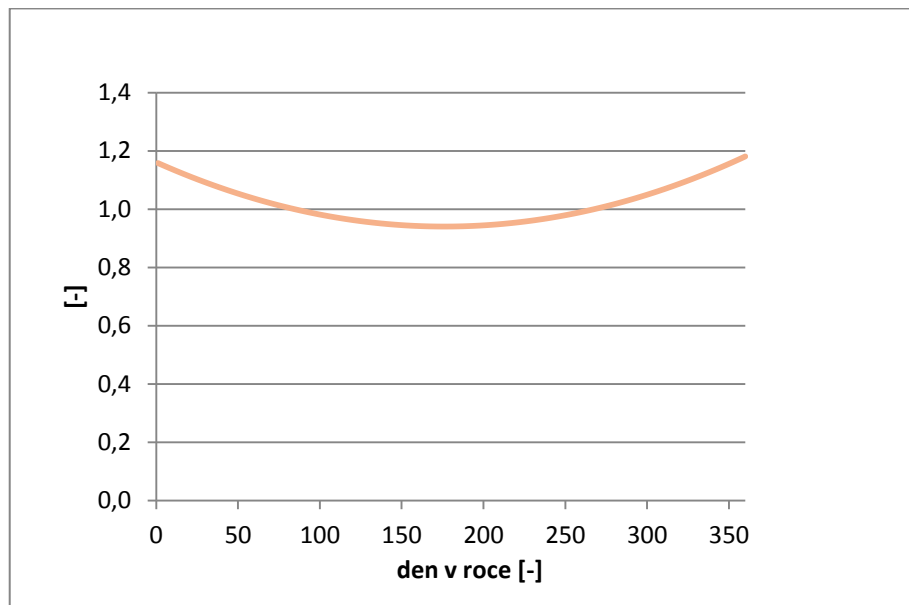
Trendy odběrových křivek se nemění pouze v závislosti na dni, ale také na měsíci v roce. V průběhu roku dochází k poklesu i nárůstu denních maxim v závislosti na ročním období. Tento trend lze nasimulovat polynomem 2. stupně a průběh je vidět názorně na Obr. 9. Normovaná roční odběrová křivka v hodinovém kroku L^n je pak dána vztahem

$$L^n = L^{n,24} \cdot (k_1 + k_2 \cdot n + k_3 \cdot m^2) \quad (4.28)$$

kde je

m pořadí dne v roce [-], $1 \leq m \leq 365$;

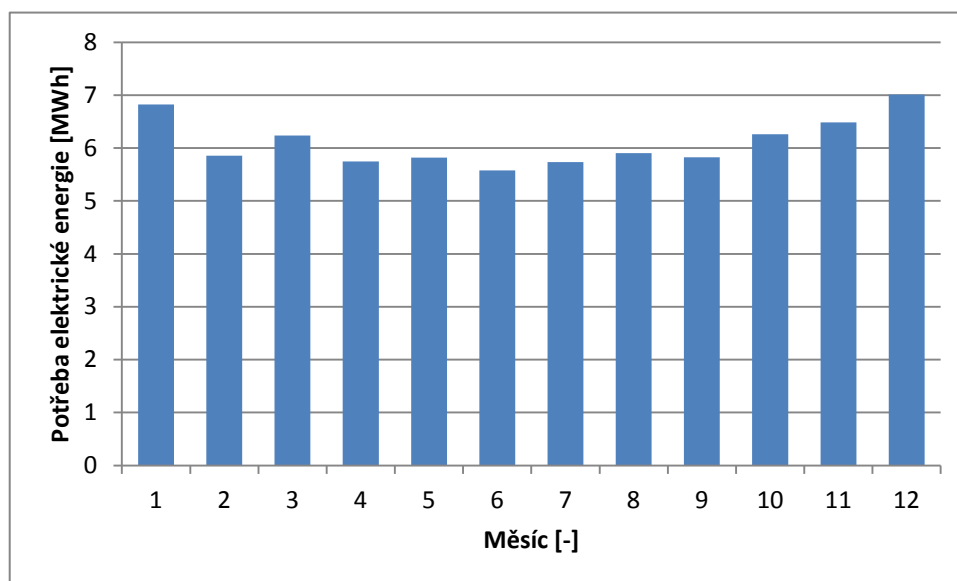
k_i koeficienty, tab.4.25 [11].



Obr. 9 Průběh normované odběrové křivky v roce

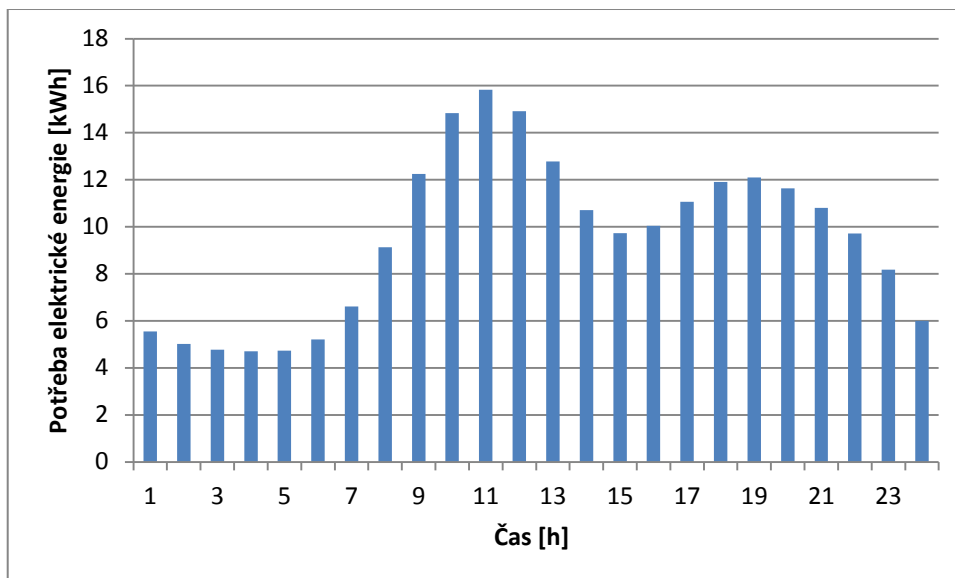
Jako další krok by byla možnost aplikovat na doposud vymodelovanou roční odběrovou křivku šum, který by narušil "hladkost" křivky. Tento krok však není pro výpočty v následujících kapitolách nutný. Roční průběh absolutních hodinových odběrů je stanoven vzorcem

$$L(h) = L^n(h) \cdot \frac{E_{u,rok} + E_{aux,rok}}{\sum_{h=1}^{8760} L^n(h)} \quad (4.29)$$



Obr. 10 Měsíční potřeby elektrické energie v modelovém roce

Na Obr. 10 jsou vidět měsíční potřeby elektrické energie v modelovém roce. Z grafu je patrné, že podle modelu je vyšší potřeba elektrické energie v zimních měsících a nižší v letních. Denní průběh potřeby elektrické energie pro uvažovanou budovu je zobrazen na Obr. 11.



Obr. 11 Průběh modelové potřeby elektrické energie pro 16.3.

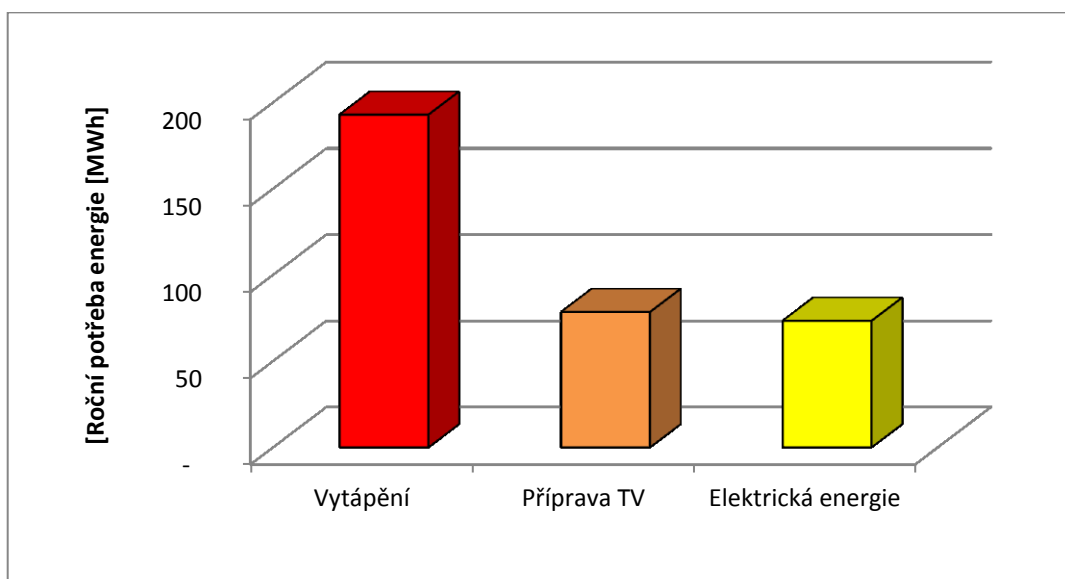
4.7 Souhrnné výsledky potřeb energie

V této kapitole jsou shrnuty potřeba tepla na vytápění, potřeba tepla na přípravu TV a potřeba elektrické energie. Celkové sumy všech potřeb jsou uvedeny v Tab. 6 a následně i graficky zobrazeny na Obr. 12.

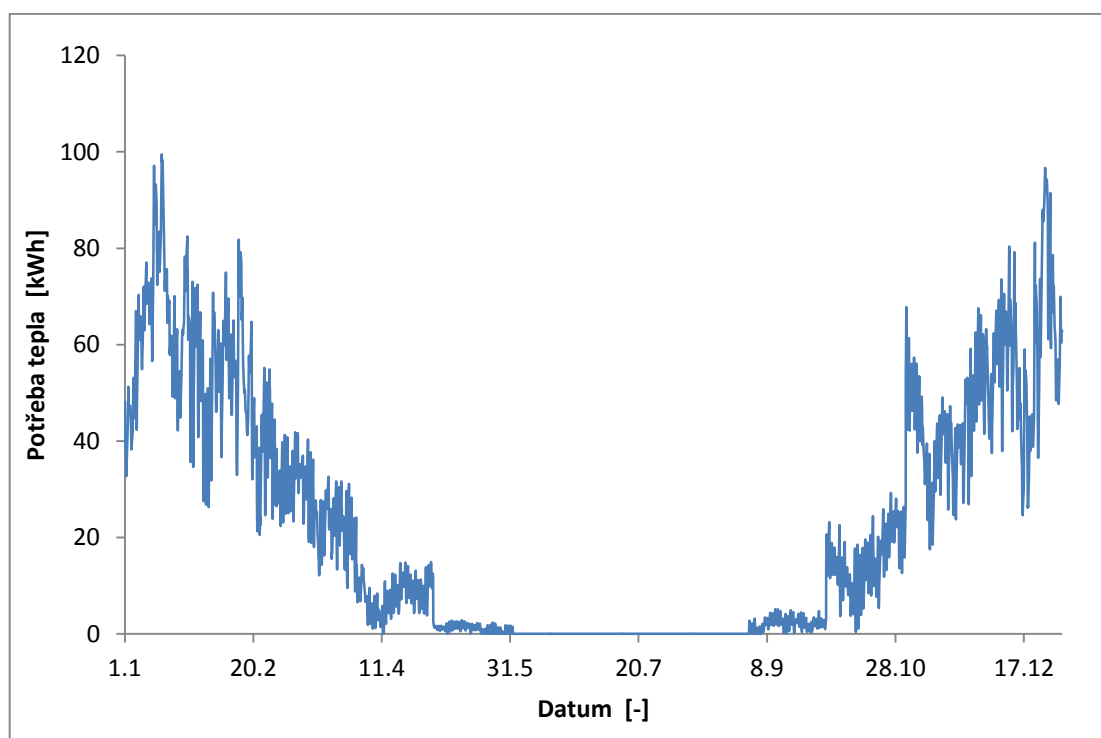
Tab. 6 Souhrnná tabulka potřeb

Bytový dům OP.1.11	[MWh/rok]
Potřeba tepla na vytápění	192,8
Potřeba tepla na TV	78,5
Potřeba elektrické energie	73,3

Jak je z Tab. 6 a Obr. 12 patrné, potřeba tepla na vytápění je více než dvakrát větší než potřeba tepla na přípravu TV. Tento poměr je typický pro starší budovy, které mají zastaralé jak obvodové konstrukce, tak i okna. U moderních budov by se tento poměr měl spíše blížit k jedné.



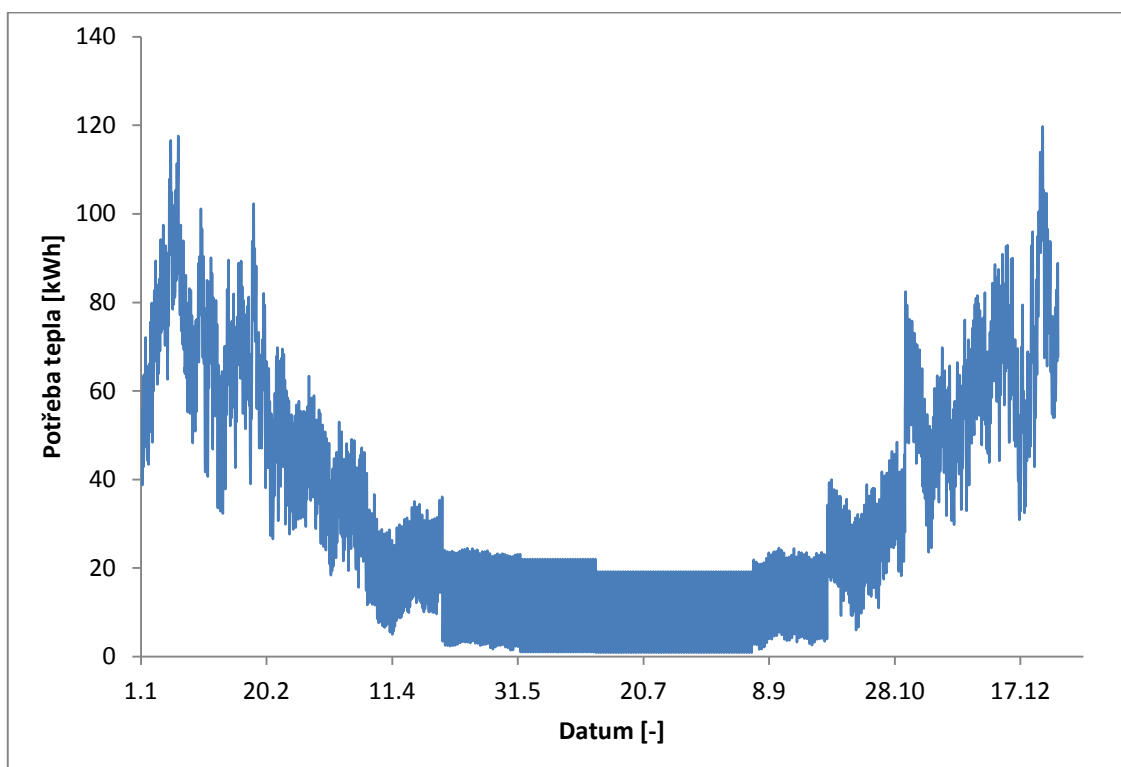
Obr. 12 Sloupcový graf potřeb tepla na vytápění, přípravu TV a potřeby elektrické energie



Obr. 13 Graf zobrazující průběh potřeby tepla na vytápění v modelovém roce

Na Obr. 13 je zobrazen průběh hodinových dat potřeby tepla na vytápění. V letních měsících je potřeba tepla na vytápění nulová a maxim dosahuje v měsících zimních, kdy

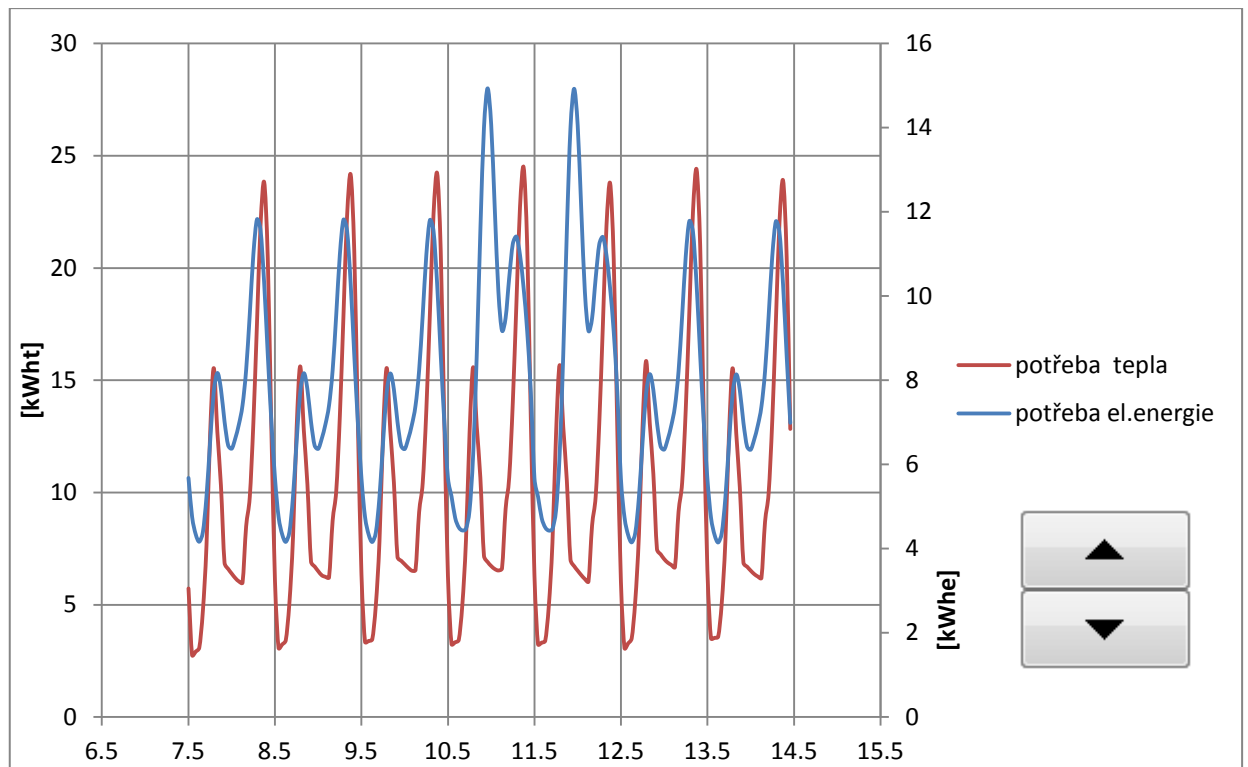
venkovní teplota je nejnižší. Nejvyšší hodnoty se pohybují kolem 100 kWh. V těchto dnech byly teploty dokonce nižší než návrhová venkovní teplota pro výpočet tepelné ztráty. Teoreticky by tak průměrný hodinový odběr tepla měl překračovat hodnotu tepelné ztráty. Ve výpočtu však bylo uvažováno s vnitřními, vnějšími zisky a akumulací budovy, a proto mohou být hodnoty průměrného hodinového odběru menší.



Obr. 14 Průběh potřeby tepla na vytápění a TV v modelovém roce

Na Obr. 14 je zobrazena celková potřeba tepla v modelovém roce. Její průběh je podobný průběhu na Obr. 13 s tím rozdílem, že celá křivka je posunuta výše a v létě je dobře vidět konstantní průběh potřeby tepla na přípravu TV.

Pro detailnější náhled na křivky potřeb tepla i elektrické energie byl v příloze 1 na příloženém CD vytvořen interaktivní graf, ve kterém je pomocí tlačítka možné si po týdenním kroku prohlédnout průběhy jednotlivých potřeb, viz Obr. 15.



Obr. 15 Interaktivní graf na prohlížení týdenních průběhů potřeb tepla a elektrické energie

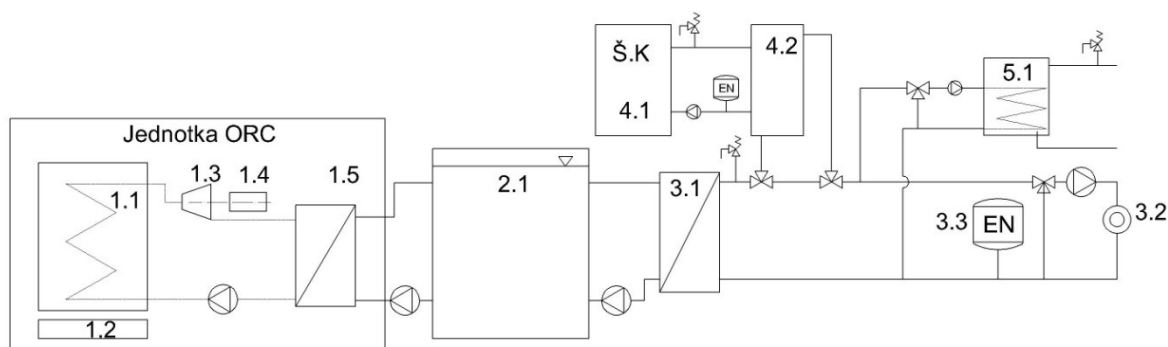
5 Návrh systému s kogenerační jednotkou ORC

V této kapitole jsou navrženy provozní parametry, schéma zapojení a režimy provozu kogenerační jednotky ORC a špičkového kotle tak, aby bylo možné pokrýt potřebu tepla na vytápění a na přípravu TV v řešeném objektu typu OP. 1.11 v modelovém roce.

Jednotka využívá výhody organického Rankinova cyklu, který je popsán v kapitole 2. Hlavním palivem zdroje tepla pro ORC jednotku a špičkový kotel je uvažována biomasa, konkrétně dřevní štěpka. Součástí návrhu systému s kogenerační jednotkou je také vyhodnocení provozních a investičních nákladů.

5.1 Schéma zapojení

Na Obr. 16 je vidět navržené ideové schéma zapojení celého systému. Systém se skládá z několika okruhů tlakových a jednoho okruhu otevřeného, netlakového. První tlakový okruh je okruh pracovní látky v kogenerační jednotce. Jednotka se skládá se z hořáku na biomasu (1.2), parogenerátoru (1.1), expandéru (1.3), elektrického generátoru (1.4) a kondenzátoru (1.5). Kondenzátor je koncipován jako deskový výměník a odděluje tlakově okruh kogenerační jednotky od okruhu hlavní akumulární nádoby (2.1). Hlavní akumulární nádoba je navržena jako otevřená, atmosférická. Teplo z této nádoby je předáváno pomocí deskového výměníku (3.1) do hlavní rozvodné větve. Na tuto větev je napojena sestava špičkového kotle (4.1) a tlakové akumulární nádoby (4.2), zásobník teplé vody (5.1), a otopná soustava (3.2). Zapojení špičkového kotle společně s akumulární nádobou na hlavní rozvodné větvi je zvoleno z důvodu možnosti odpojení části akumulární kapacity v letním období, více v kapitole 5.3. Regulace pro otopnou soustavu je ekvitermní s trojcestným ventilem, který umožňuje snížit teplotu přívodní vody na požadovanou hodnotu pomocí směšování s vodou vratnou. Součástí vodních tlakových okruhů jsou expanzní nádoby a pojistné ventily. Jejich velikosti a parametry však nejsou v této práci řešeny. U pojistných a zabezpečovacích zařízení pro okruh v kogenerační jednotce se předpokládá, že jsou součástí samotné jednotky.



Obr. 16 Schéma zapojení kogenerační jednotky a dalších komponent systému

5.2 Návrh provozních režimů, výkonových parametrů kogenerační jednotky a špičkového kotle

Návrh provozních režimů a výkonových parametrů využívá hodinová data potřeby tepla na vytápění a na přípravu TV. Data jsou uvedeny v kapitolách 4.4 a 4.5. Optimální výkonové parametry závisí na několika faktorech. Těmito faktory jsou

- potřeba tepla v daném časovém úseku;
- provozní režimy kogenerační jednotky v jednotlivých obdobích roku;
- provozní režim špičkového kotle;
- požadavek na výrobu elektrické energie.

Jako první je důležité stanovit provozní režimy kogenerační jednotky a optimální výkon kondenzátoru. Z výkonu kondenzátoru lze dále vypočítat tepelný výkon, který je nutno dodat do cyklu a stanovit produkovaný elektrický výkon.

5.2.1 Návrh provozních režimů

Návrh provozních režimů vychází z denních průměrných hodnot potřeb tepla. Jednotlivé režimy byly voleny tak, aby v zimních obdobích jednotka byla v nepřetržitém provozu 24 hodin. Pro přechodová období byl navržen provoz 16hodinový a pro letní období provoz 8hodinový. Intervaly byly stanoveny tak, aby jejich provoz nikdy nebyl kratší než 4 hodiny a nedocházelo tak k častému přerušování provozu. Zdroje tepla na pevná paliva vyžadují kontinuální provoz s minimem zapínání a vypínání.

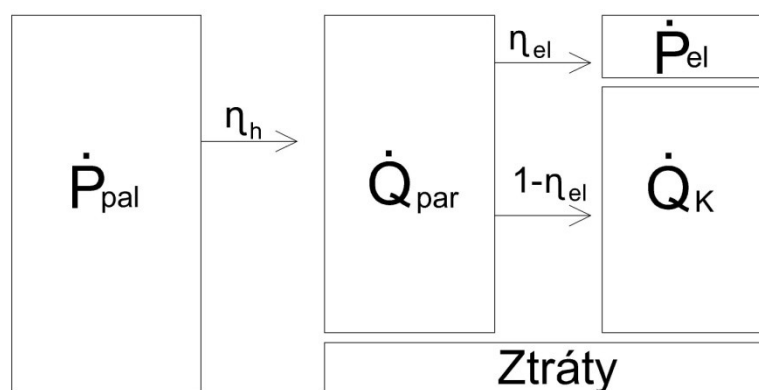
Při návrhu provozů je důležité zohlednit, jakým způsobem bude palivo zapalováno. V dnešní době jsou k dispozici zařízení s automatickým zapalováním. Není tak zapotřebí přítomnost obsluhy. Způsoby zapalování se pro jednotlivá paliva z biomasy liší. U pelet lze použít žhavicí spirálu, která palivo zapálí. Tento způsob však nelze použít u štěpky. Ta obecně obsahuje více vlhkosti než pelety, a tak je zapotřebí využít metodu přívodu horkého vzduchu do ohniště. Horký vzduch se přivádí přímo k výstupu paliva ze šnekového podavače a v tomto místě dojde k zapálení.

Každému dni v modelovém roce byl přiřazen dle matematického algoritmu buď 8, 16 či 24 hodinový provoz. Přesný popis algoritmu je uveden v následující kapitole 5.2.2, neboť úzce souvisí s návrhem výkonu kondenzátoru.

5.2.2 · Návrh tepelného výkonu kondenzátoru

Optimální tepelný výkon kondenzátoru byl určen z bilance tepelné energie dodané do systému kogenerační jednotkou, energie odebrané na pokrytí potřeby tepla a množství vyrobené elektrické energie. Pro vytvoření samotného matematického modelu pro stanovení optimálního výkonu bylo nezbytné zavést několik předpokladů. Tyto předpoklady byly zkontrolovány s Ing. Jakubem Maščuchem, Ph.D a jsou následující

- elektrická účinnost ORC zařízení se v rozsahu tepelného výkonu na kondenzátoru 50 až 100 % nemění a má konstantní hodnotu $\eta_{el} = 0,1$;
- účinnost konverze energie z paliva do pracovní látky je $\eta_h = 0,85$;
- hořák i kotel na štěpku jsou plynule regulovatelné od 30 do 100 % jmenovitého výkonu a jejich účinnost se v tomto rozsahu nemění.



Obr. 17 Blokové schéma kogenerační jednotky - bilance přeměn energie

Účinnost η_h zahrnuje komínovou ztrátu (10 %), ztrátu chemickým nedopalem, ztrátu mechanickým nedopalem, ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků a ztrátu sáláním do okolí. Na Obr. 17 je schematicky naznačeno k jakým veličinám se účinnosti η_{el} , η_h vztahují. Výkon předaný z paliva do pracovní látky v parogenerátoru byl označen jako \dot{Q}_{par} [kW] a je definován jako

$$\dot{Q}_{par} = \dot{P}_{pal} \cdot \eta_h \quad (5.1)$$

nebo

$$\dot{Q}_{par} = \dot{P}_{el} + \dot{Q}_k \quad (5.2)$$

kde je

\dot{P}_{pal} příkon v palivu [kW];

\dot{Q}_k tepelný výkon kondenzátoru předávaný do akumulární nádrže [kW];

\dot{P}_{el} elektrický výkon kogenerační jednotky [kW].

Elektrický výkon \dot{P}_{el} lze stanovit následovně

$$\dot{P}_{el} = \dot{Q}_{par} \cdot \eta_{el} \quad (5.3)$$

Po zavedení výše uvedených předpokladů bylo na základě kritérií z Tab. 7 možné rozdělit dny do kategorií tří provozních režimů (8, 16 a 24 h) dle průměrné denní potřeby tepla Q_{pd} [kWh], která byla v příloze 1 na příloženém CD vygenerována z hodinových dat.

Tab. 7 Kritéria přiřazení 8, 16 a 24 hodinových provozů příslušným dnům

Provoz	8h	16h	24h
Rozmezí Q_{pd}	$\left\langle Q_k \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{3} \mid Q_k \cdot 0,5 \cdot \frac{2}{3} \right\rangle$	$\left(Q_k \cdot 0,5 \cdot \frac{2}{3} \mid Q_k \cdot 0,5 \right)$	$\geq Q_k \cdot 0,5$

Teplo z kondenzátoru Q_k [kWh] uvedené v Tab. 7 se lze vypočítat jako

$$Q_k = \dot{Q}_k \cdot \Delta\tau \quad (5.4)$$

kde je

$\Delta\tau$ časový úsek, s ohledem na hodinový krok uvažována 1 h.

Tab. 8 Časové rozvržení provozů

Provoz	od	do	od	do
8h	6:00	10:00	18:00	22:00
16h	6:00	-	-	22:00
24h	0:00	-	-	24:00

Časové rozvržení provozů bylo voleno tak, aby kogenerační jednotka byla vždy v provozu v době špiček potřeby tepla. Ve výpočtovém programu v příloze 2 na příloženém CD je možnost nastavit jiné časové rozložení provozních režimů a sledovat tak dopad na velikosti akumulacího objemu.

Po přiřazení provozů každému dni v modelovém roce lze začít hledat optimální tepelný výkon kondenzátoru, při kterém se pokryje co největší potřeba tepla a zároveň vyrobí nejvíce elektrické energie. Pro nalezení optimálního výkonu kondenzátoru byl vytvořen matematický model v programu MS Excel. Model zpracovává všechny dny modelového roku a podle postupu uvedeného výše přiřazuje jednotlivým dnům provozní režimy. Program také počítá množství tepelné a elektrické energie, které bylo v provozu vyprodukováno.

Množství vyrobené elektrické energie závisí na elektrickém výkonu v dané hodině. Tento výkon vychází z tepelného výkonu, který je dodáván do systému kondenzátorem kogenerační jednotky. Elektrický výkon v dané hodině \dot{P}_{el} [kW] lze získat ze vztahů 5.2 a 5.3, kdy po odvození vyjde

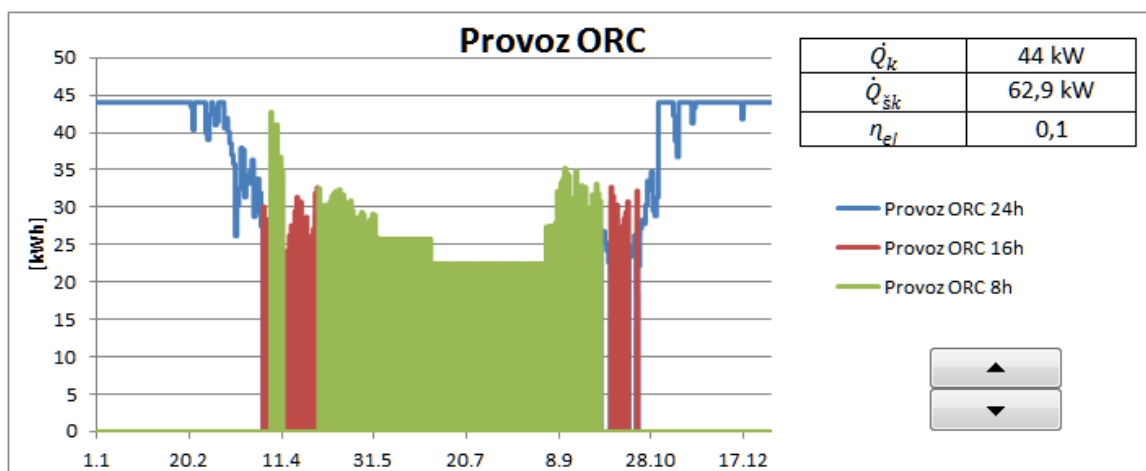
$$\dot{P}_{el} = \eta_{el} \cdot \frac{\dot{Q}_k}{(1 - \eta_{el})} \quad (5.5)$$

Ve dnech, kdy sama kogenerační jednotka nedokáže pokrýt potřebu tepla, je uvažováno sepnutí špičkového zdroje. Špičkovým zdrojem je kotel na biomasu, který dokáže spalovat štěpku. Výpočet výkonu tohoto kotle souvisí s výkonem kondenzátoru a je uveden dále v této kapitole.

Na Obr. 18 je zobrazeno uživatelské prostředí výpočetního programu. Pomocí tlačítka, umístěného vedle grafu, lze měnit po kroku 1 kW výkon kondenzátoru a sledovat kolik

by se při daném výkonu vyrobilo elektrické energie v jednotlivých provozních režimech a další důležité ukazatele. Na Obr. 18 je dobře vidět v jakých režimech, dle nastavených parametrů, by kogenerační jednotka v průběhu modelového roku fungovala.

Optimální výkon kondenzátoru je pro daný bytový dům dle matematického modelu 44 kW. Tento výsledek potvrzuje i Obr. 19., na kterém lze sledovat, jak se zvětšujícím se výkonem roste i množství vyrobené elektrické i tepelné energie jednotkou ORC. Množství tepla dodávané špičkovým kotlem oproti tomu logicky klesá. Trend růstu elektrické a tepelné energie, vyrobené ORC jednotkou, však trvá pouze do určitého bodu. Tento bod se nachází právě při výkonu 44 kW. U výkonů větších už by nebylo možné zajistit v létě 8h provoz a jednotku by bylo nutné provozovat na výkon nižší než 50 %. Tento stav se však pohybuje mimo výše stanovené hranice provozu ORC jednotky. Výpočetní program v tomto stavu nepřihradí příslušným dnům žádný provozní režim. Následkem je méně vyrobené elektrické i tepelné energie kogenerační jednotkou, jelikož v daných dnech by spínal pouze špičkový kotel a to ještě na krátkou dobu. Tento stav je zobrazen na Obr. 20.



Obr. 18 Prostředí interaktivního programu na optimalizaci tepelného výkonu kondenzátoru

Tab. 9 Výpis vyrobené elektrické a tepelné energie ve výpočetním programu

Vyrobená el.energie 8h provoz	3 744	[kWh/rok]
Vyrobená el.energie 16h provoz	1 680	[kWh/rok]
Vyrobená el.energie 24h provoz	18 644	[kWh/rok]
Vyrobená el.energie celkem	24 068	[kWh/rok]
Vyrobené teplo-ORC	216 613	[kWh/rok]
Vyrobené teplo-špičkový kotel	60 636	[kWh/rok]
Vyrobené teplo celkem	277 249	[kWh/rok]
Celková potřeba tepla	277 249	[kWh/rok]

odebraného na vytápění a přípravu TV v obdobích, kdy výkon kondenzátoru není dostatečný na pokrytí 100 % potřeby tepla. Minimální výkon kotle byl stanoven na 62,94 kW. Jako špičkový kotel byl zvolen kotel EGV - Multifuel BIO-80-kW [14].

Zvolený hořák i kotel jsou univerzální a lze v nich spalovat i jiná paliva než pouze štěpku. Oba zdroje jsou vybaveny automatickým šnekovým podavačem. Výkon je dle informací výrobce regulovatelný otáčkami ventilátoru a otáčkami šnekového dopravníku paliva. U obou zařízení by bylo v případě realizace nutné nainstalovat automatické horkovzdušné zapalování.

Výkony kotle a hořáku byly stanoveny na základě několika předpokladů. Pro přesnější matematický model by bylo vhodné počítat se závislostí účinnosti cyklu na vstupním výkonu a závislostí účinnosti kotle a hořáku na tepelném výkonu. Tato data bohužel nebyla k dispozici. Možný prostor pro optimalizaci může být také v upřesnění a vyladění provozních režimů. I přes zavedené předpoklady je však model považován za dostatečně přesný a reprezentativní.

5.3 Stanovení akumulčních kapacit

V předešlé kapitole byl stanoven výkon špičkového kotle a hořáku pro kogenerační jednotku. Jelikož se jedná o zdroje spalující tuhá paliva, je nutné do návrhu systému zahrnout akumulční kapacitu. Tato kapacita umožní vyhladit krátkodobé špičky odběru a umožní zdrojům tepla, aby byly provozovány v navržených provozních intervalech. Znamená to, že v reálném provozu by bylo možné zdroje tepla provozovat v optimálních podmínkách a nedocházelo by tak k nedokonalému spalování či častému spínání a vypínání. Pro celý systém s kogenerační jednotkou ORC pro modelovou budovu jsou uvažovány tři akumulční nádoby

- hlavní akumulční nádoba pro kogenerační jednotku;
- akumulční nádoba špičkového zdroje;
- zásobník teplé vody.

Nejdříve je nutné stanovit celkový akumulční objem, který by teoreticky sloužil jak pro akumulaci tepla z kondenzátoru, tak i ze špičkového kotle. Tento objem by akumuloval teplo na pokrytí potřeby tepla na vytápění a přípravu TV.

Velikost akumulční nádoby se stanoví na základě

- hodinových bilancí celkové potřeby tepla;
- dodávky tepla z kogenerační jednotky a špičkového zdroje;
- momentálního množství využitelného tepla v akumulční nádobě.

Rozdíl potřeby a dodávky v dané periodě (1h) určuje množství energie ΔQ_i [kWh], které bylo akumulční nádobě odebráno či dodáno. Rozdíl je roven

$$\Delta Q_i = Q_P - Q_o \quad (5.7)$$

kde je

Q_P teplo dodané za hodinu kondenzátorem jednotky a špičkovým kotlem [kWh];

Q_o potřeba tepla na vytápění a na přípravu TV v dané hodině [kWh].

V potřebě tepla Q_o jsou již započítané ztráty rozvodů otopné soustavy. Ztráta na rozvodech otopné soustavy byla uvažována jako 3 % z potřeby tepla na vytápění. Tepelná ztráta rozvodů na cirkulaci byla již zohledněna při výpočtu potřeby tepla na přípravu TV, viz kapitola 4.5. Využitelné teplo v akumulční nádobě v dané hodině $Q_{n,i}$ [kWh] je dáno vztahem

$$Q_{n,i} = Q_{n,i-1} + \Delta Q_i \quad (5.8)$$

Výše uvedená bilance byla provedena pro každou hodinu modelového roku. Na začátku bylo nutné stanovit počáteční hodnotu $Q_{n,0}$, tak aby v průběhu celého roku hodnota $Q_{n,i}$ neklesla pod nulu. Pokud by tento stav nastal, znamenalo by to, že v danou chvíli systém není schopný dodat dostatek energie na pokrytí potřeby tepla. V akumulční nádobě by poklesla teplota vody pod nejnižší požadovanou teplotu (60 °C).

Velikost akumulční nádoby byla stanovena podle nejvyšší hodnoty $Q_{n,i}$. Celý výpočet byl opět proveden v programu MS Excel v příloze 2 na přiloženém CD. Nejvyšší hodnota vyšla 224,5 kWh (0,81 GJ).

Potřebný objem vody na akumulaci byl vypočítán jako

$$V_c = \frac{Max(Q_{n,i})}{\rho \cdot c \cdot (\theta_{n,max} - \theta_{n,min})} \quad (5.9)$$

kde je

$Max(Q_{n,i})$ maximální množství energie v roce, kterou je potřeba akumulovat [J];

$\theta_{n,max}$ je nejvyšší návrhová teplota v nádobě [°C];

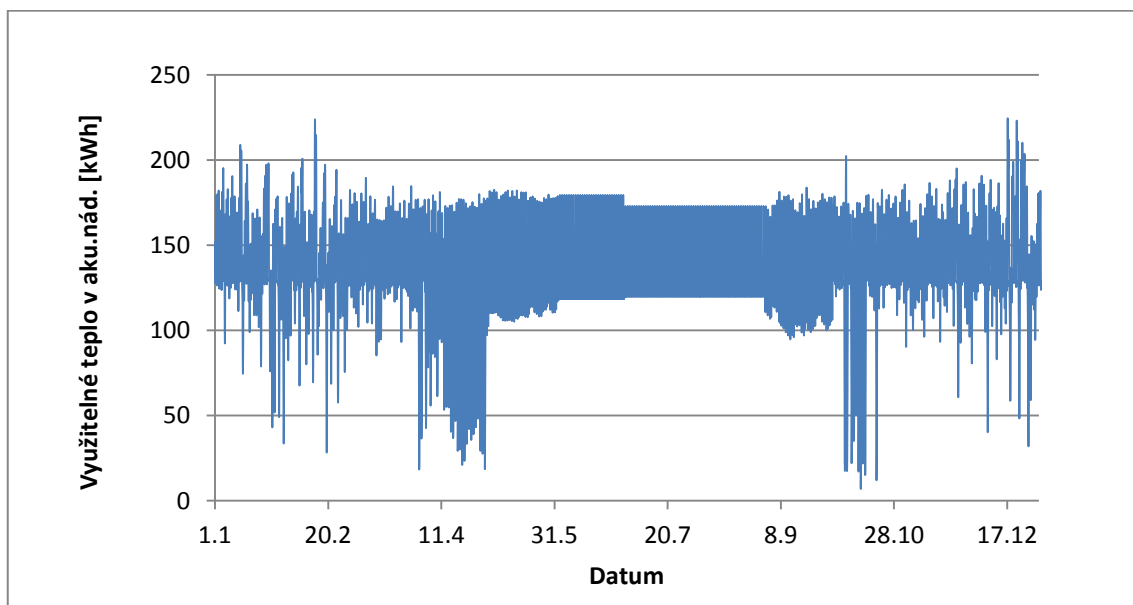
$\theta_{n,min}$ nejnižší požadovaná teplota [°C].

Nejnižší možná teplota v akumulární nádobě byla stanovena na 60 °C. Voda z hlavní akumulární nádoby složí jako zdroj tepla pro zásobník TV a musí tak být teplejší než TV (55 °C).

Nejvyšší teplota $\theta_{n,max}$ je limitována kondenzační teplotou pracovní látky. Dle ústního sdělení Ing. Zbyňka Zeleného (vědecký pracovník UCEEB, technologie Organického Rankinova Cyklu, 23.2.2015, Buštěhrad) je maximální teplota vody, které lze v kondenzátoru dosáhnout 85 °C. Celkový akumulární objem je poté

$$V_c = \frac{8,08 \cdot 10^8}{1000 \cdot 4187 \cdot (85 - 60)} = 7,72 m^3$$

Tento objem je potřebný pro akumulaci tepla jak z kondenzátoru, tak i od špičkového kotle. Na Obr. 21 je vidět, jak by se vyvíjelo v průběhu roku množství využitelného tepla v akumulární nádobě.



Obr. 21 Průběh množství využitelného tepla v akumulární nádobě v modelovém roce

Jasně patrné jsou extrémy v zimních a přechodových měsících, kdy je buď potřeba tepla vysoká anebo dochází k přechodu mezi provozními režimy. Je tak zapotřebí akumulovat

v krátkých časových úsecích velké množství energie. Naproti tomu letní režim je velice konstantní. Proto bylo voleno řešení rozdělení celkového objemu do několika dílčích akumulacních nádrží tak, aby v letních měsících bylo možné část akumulacního objemu odstavit. Tento krok umožnil zmenšit velikost hlavní akumulacní nádoby o více než 30 %. Díky tomuto rozdělení bylo možné navrhnout akumulacní nádobu, která je běžně dostupná na trhu.

5.3.1 Akumulační nádoba pro špičkový zdroj

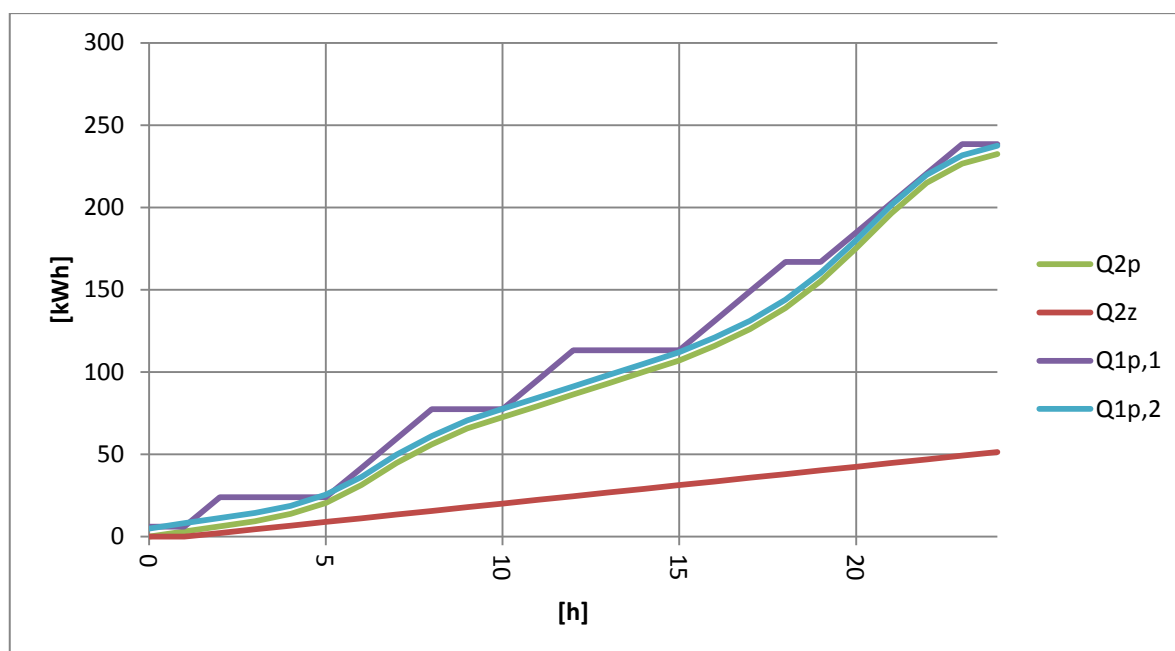
Objem akumulacní nádoby pro špičkový zdroj by měl zajistit možnost pružně reagovat na potřebu tepla v systému a zároveň kontinuální provoz špičkového zdroje. Optimální objem pro stanovený zdroj je 2 m³. Celý objem může být nabitý z 60 °C na 80 °C za zhruba 35 min a zároveň je možné tento objem při minimálním výkonu špičkového kotle nabíjet 2 hodiny, aniž by došlo k opakovanému přerušení provozu. Pro aplikaci byla vybrána akumulacní nádrž PS 2000N od výrobce Regulus.

5.3.2 Zásobník teplé vody

Malý akumulacní objem je též uvažovaný u zásobníku TV. Návrh tohoto zásobníku byl proveden dle ČSN 06 0320. Při modelování křivky odběru byla využita hodinová data potřeby TV, viz 4.5.1. Křivky odběru i dodávky jsou zobrazeny na Obr. 22. Křivka $Q_{1p,1}$ reprezentuje křivku přerušované dodávky a $Q_{1p,2}$ křivku kontinuální dodávky. Při uvažování přerušované dodávky je potřebná energie na akumulaci 31,5 kWh a pro dodávku kontinuální 5 kWh. Objem zásobníku při přerušované dodávce byl vypočítán jako

$$V_z = \frac{1,13 \cdot 10^8}{1000 \cdot 4187 \cdot (55 - 10)} = 0,6 \text{ m}^3$$

Pro kontinuální dodávku tepla by akumulacní objem vyšel 0,1 m³. Do systému byl zvolen zásobník o objemu 0,6 m³. Výhodou použití většího zásobníku je, že je v něm díky většímu rozdílu teplot, ve srovnání s rozdílem teplot v hlavní akumulacní nádobě, možné akumulovat poměrně velké množství energie a lze si tak snížit objem hlavní akumulacní nádoby. Další výhodou je také určitá rezerva teplé vody v případě odstávky či poruchy zařízení. Zásobník byl zvolen od společnosti TIPEX *TXE WP1V-600* [15].



Obr. 22 Diagram odběru a dodávky tepla pro zásobník TV, Q_{2z} reprezentuje křivku ztrát, Q_{2p} křivku odběru, $Q_{1p,1}$ křivku přerušované dodávky a $Q_{1p,2}$ spojitě dodávky

5.3.3 Hlavní akumulční nádoba

Objem hlavní akumulční nádoby byl po rozdělení na dílčí akumulční nádoby stanoven na $5,0 \text{ m}^3$. V Tab. 10 jsou uvedeny v přehledu akumulční kapacity a objemy jednotlivých akumulčních nádob. Objem hlavní akumulční nádoby byl stanoven dle vztahu

$$V_c = \frac{\text{Max}(Q_{n,i}) - C_{\dot{s}z} - C_{TV}}{\rho \cdot c \cdot (\theta_{n,max} - \theta_{n,min})} \quad (5.10)$$

kde je

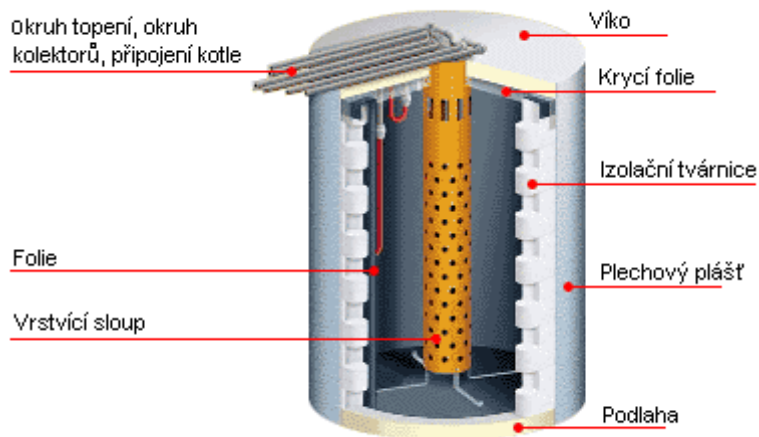
$C_{\dot{s}z}$ tepelný obsah akumulční nádoby špičkového kotle [J];

C_{TV} tepelný obsah zásobníku TV [J].

Tab. 10 Parametry jednotlivých akumulčních nádob a zásobníku TV

	Hlavní aku.nád	Aku.nád. špič.zdroje	Zásobník TV
θ_{max} [°C]	85	80	55
θ_{min} [°C]	60	60	10
Tep. obsah.zásobníku [kWh]	146,3	46,5	31,5
Objem [m^3]	5,0	2,0	0,6

Jelikož se jedná o poměrně velký objem, byla zvolena akumuláční nádoba netlaková, atmosférická. Vhodné řešení hlavní akumuláční nádoby je produkt Sunsaver od společnosti Sunpower na Obr. 23.



Obr. 23 Akumulační nádoba Sunsaver [16]

V kruhovém provedení se nádoba vyrábí do objemu 5m^3 . Na zakázku je však i možné vystavět nekruhovou nádobu přímo do prostoru instalace. V tomto případě se využívají stěny prostoru jako podpora a je možné vyrobit nádrž o objemu až 30m^3 .

Ve standardním provedení je v této nádobě možné akumulovat dlouhodobě vodu pouze o maximální teplotě $80\text{ }^\circ\text{C}$. Nicméně použití jiného tepelně izolačního materiálu (např. tvárnic z minerální vaty) by umožňovalo akumulovat vodu o teplotě vyšší. Nádoba obsahuje stratifikační sloup, který zabrání promíchávání vrstev o různých teplotách a tak do vstupu kondenzátoru bude vždy přivedena voda o nejnižší teplotě v zásobníku [16].

6 Ekonomické zhodnocení

Tato kapitola se zabývá ekonomickou stránkou navrženého systému s kogenerační jednotkou ORC. Je zde ukázán výpočet potřeby paliva, částečně je i naznačeno řešení palivového hospodářství. Je provedeno zhodnocení investičních a provozních nákladů a vypočítána návratnost investice v případě výměny stávajícího systému (připojení na CZT) za systém s kogenerační jednotkou. Veškeré ceny, náklady a úspory jsou uvažovány bez DPH. Předpokládaná životnost systému s kogenerační jednotkou je minimálně 12 let.

6.1 Provozní náklady

6.1.1 Potřeba paliva

Potřeba paliva je stanovena z celkové potřeby tepla na vytápění a přípravu TV a z množství vyrobené elektrické energie. Celková roční potřeba tepla Q_{celk} v modelovém roce je 277 MWh/rok. Potřeba energie v palivu na pokrytí vytápění a přípravu TV byla stanovena jako

$$P_{pal,vyt+TV} = \frac{Q_{celk}}{\eta_h} = \frac{277\,249}{0,85} = 326\,175 \text{ kWh/rok} \quad (6.1)$$

$$= 1\,174 \text{ GJ/rok}$$

Účinnost $\eta_h = 0,85$ je uvažována pro hořák i špičkový kotel stejná. Do celkové potřeby energie v palivu, z které se počítá roční potřeba paliva, je také důležité započítat energii v palivu potřebnou na výrobu elektrické energie $P_{pal,el}$. Ta se stanoví podle vztahu

$$P_{pal,el} = \frac{N_{el,vyr}}{\eta_h} = \frac{24\,068}{0,85} = 28\,315 \text{ kWh/rok} \quad (6.2)$$

$$= 102 \text{ GJ/rok}$$

kde je

$N_{el,vyr}$ vyrobené množství elektrické energie kogenerační jednotkou [kWh/rok].

V souhrnu tedy pro roční potřebu paliva platí

$$P_{pal} = P_{pal,el} + P_{pal,vyt+TV} = \frac{Q_{celk} + N_{el,vyr}}{\eta_h} = 1\,276 \text{ GJ/rok}$$

Roční potřeba paliva P_{pal} činí 1276 GJ/rok. Při uvažování použití dřevní štěpky s obsahem vlhkosti 20 % a výhřevností 14 GJ/t to znamená, že na provoz systému je nutné dodat 91,2 tun štěpky za rok [17].

6.1.2 Náklady na palivo

Náklady na palivo se odvíjejí od ceny štěpky. Tržní cena dřevní štěpky závisí na obsahu vlhkosti v palivu, typu dřeviny, ze které je vyráběna, a v neposlední řadě také závisí na lokalitě, ve které je surový materiál zpracováván a prodáván. V dnešní době se pohybuje na trhu cena lesní čerstvé štěpky (55 % vlhkosti) kolem 800 Kč/t a cena suché štěpky (při 20 % vlhkosti) okolo 1400 Kč/t bez DPH (dle výrobce Zdeněk Kulda Ekopaliva). Pro výpočet nákladů bylo počítáno s částkou 1400 Kč/t bez DPH, jelikož se uvažuje s použitím suchého paliva, viz kapitola 6.2.

Náklady na palivo jsou (bez DPH)

$$N_p = 91,2 \cdot 1400 = 127\,616,5 \text{ Kč/rok}$$

6.2 Doprava a skladování paliva

V kapitole 6.1.1 bylo vypočítáno, že na provoz jednotky a špičkového kotle je zapotřebí zajistit celkem 91,2 t štěpky za rok. To je poměrně velké množství paliva a tak je nutné řešit nároky na skladování a obecně palivové hospodářství.

Při delším skladování štěpky o obsahu vlhkosti větší než 30 % dochází k mikrobiálnímu rozkladu ve velkém rozsahu a tím dochází k znehodnocení. Nebezpečí při skladování paliva s vyšším obsahem vody vzniká vytvářením plynů s nízkým bodem vzplanutí či vznikem plísní. Je tedy nutné zajistit uskladnění paliva s vyšší vlhkostí v dobře větraném prostoru a mít uskladněno pouze takové množství paliva, u kterého nehrozí znehodnocení v důsledku degradace vlivem dlouhodobého skladování [18].

Řešením toho problému je možnost vysušení štěpky v okolí místa zdroje či nákup paliva s nižší vlhkostí. Možnost sušení paliva v okolí je spíše u větších zdrojů, kde jsou volné plochy a lze tak vysušit palivo na slunci. Pro menší zdroje může být alternativou sušička

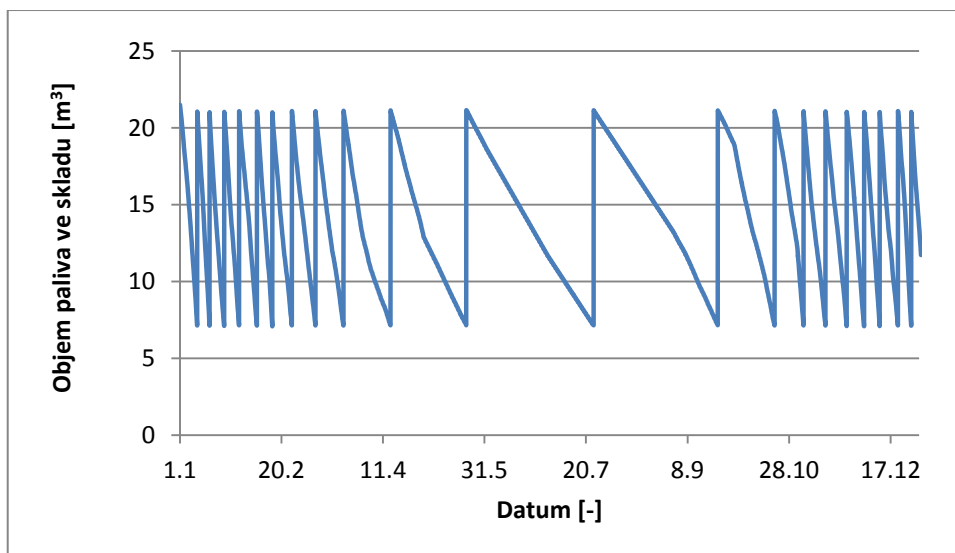
štěpky, která však navyšuje jak investiční tak i provozní náklady. Druhou možností je nákup již vysušeného paliva. Palivo s nižší vlhkostí je sice dražší, na druhou stranu umožňuje delší skladování a má větší výhřevnost. Pro výpočet nákladů na palivo byla zvolena suchá štěpka s obsahem vlhkosti okolo 20 %. [18]

6.2.1 Náklady na dopravu

Jako referenční vozidlo pro dopravu byla zvolena Tatra 815 s prostorem na převoz materiálu 14 m³. Při uvažování měrné hmotnosti štěpky (s obsahem vlhkosti 20 %) 300 kg/m³ lze najednou dopravit až 4,2 t paliva. Za celý rok je tedy nutné dovést palivo přibližně 22krát. Referenční vzdálenost pro dovoz paliva byla stanovena 50 km při nákladech na dopravu 30 Kč/km [19]. Celkové náklady na roční dopravu bez DPH jsou

$$N_d = 22 \cdot 50 \cdot 30 = 33\,000 \text{ Kč/rok}$$

V zimním období, při provozu ve 24 hodinovém režimu bez použití špičkového kotle by jedna zavážka paliva pokryla potřebu po dobu 15 dní. V létě by byl tento interval delší a to až 60 dní. Časové intervaly mezi jednotlivými závozy paliva v modelovém roce jsou vidět na Obr. 24. Výpočtový model počítá s objemem skladu 22 m³ s uvažovanou rezervou pro případ vypadnutí dodávky paliva.



Obr. 24 Objem paliva ve skladu v průběhu modelového roku

6.3 Celkové provozní náklady

Do provozních nákladů patří nejen náklady na dopravu a palivo, ale také položky na servis a opravy. Tyto položky byly odhadnuty dohromady na 40 000 Kč/rok. Náklady na provoz kogenerační jednotky a čerpadel nejsou zahrnuty do výpočtu. Předpokládá se, že vlastní spotřeba kogenerační jednotky při provozu je pokryta z výroby elektrické energie a spotřeba čerpadel bude podobná jako u stávajícího systému.

Celkové provozní náklady po sečtení všech položek jsou 200 617 Kč/rok bez DPH.

6.4 Investiční náklady

Část investičních nákladů byla stanovena na základě cen komponent dostupných na trhu a část na základě odhadu. Tato práce se nezaobírá detailním technickým řešením systému a tak bylo možné stanovit cenu přesně pouze u komponent, které jsou běžně dostupné. Ostatní položky investičních nákladů byly stanoveny po konzultaci s Ing. Jakubem Maščuchem a Ing. Jakubem Dytrichem na základě cenových kalkulací vycházejících ze zkušeností s experimentálním ORC zařízením v UCEEB a zkušeností z energetického průmyslu. Rozpis jednotlivých položek investičních nákladů je vidět v Tab. 11.

Tab. 11 Soupis investičních položek

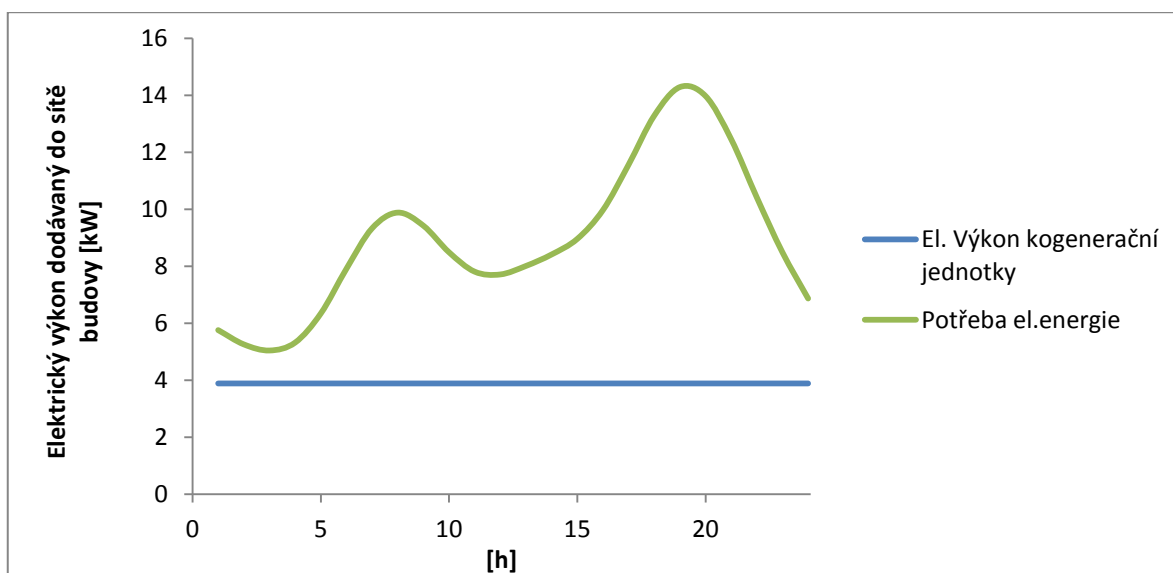
Investiční náklady	Cena bez DPH
Technologie ORC + hořák 60 kW	1 000 000
Kotel EGV - Multifuel BIO 80 kW	285 640
Sklad paliva	200 000
Elektroinstalace	50 000
Stavební úpravy	60 000
Odkouření	80 000
Komín	70 000
Čerpadla a armatury	160 000
Ekvitermní regulace	60 000
Akumulační nádoby + zásobník TV	189 480
Projekční a inženýrská činnost	112 322
Technický dozor investora	70 201
Rozpočtová rezerva	112 322
Investiční náklady celkem	2 449 966

Investiční náklady se vztahují nejenom na nákup jednotlivých komponent zařízení, ale započítávají také veškeré přípravné a projekční práce, úpravu stávajících prostor na sklad a v neposlední řadě zahrnují také náklady na technický dozor investora a rozpočtovou rezervu. Součet všech investičních položek činí dohromady 2 449 966 Kč.

6.5 Roční úspory

6.5.1 Úspory za elektrickou energii

Výhodou použití kogenerační jednotky je úspora v podobě elektrické energie, kterou jednotka v provozu vyrábí. V případě navrženého systému je uvažováno, že veškerá elektrická energie bude spotřebována uživateli v budově a nebude tak zapotřebí dodávat přebytečnou elektrickou energii do sítě. Tento předpoklad potvrzuje i Obr. 25, na kterém je dobře vidět, že elektrický výkon navrhované kogenerační jednotky je v průběhu všedního dne pod křivkou potřeby elektrické energie. Důležité je zmínit, že elektrický výkon jednotky je na Obr. 25 uvažován jako "čistý" a není z něj již hrazena provozní spotřeba jednotky a dalších systémů. Vlastní spotřeba jednotky byla stanovena na 1 kW v provozu a při standby režimu na 80 W. Tyto hodnoty vycházejí ze zkušeností s experimentálním ORC zařízením na UCEEB, které má podobné parametry jako navrhovaná kogenerační jednotka v této práci.

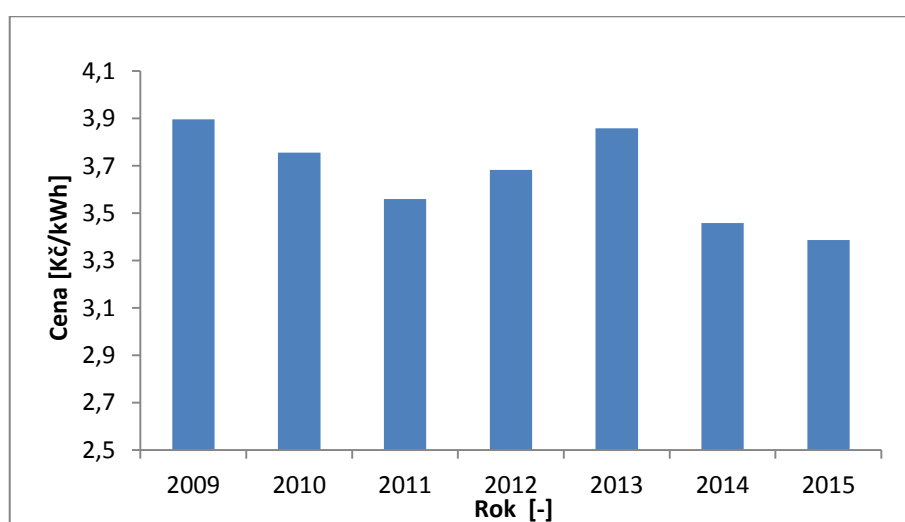


Obr. 25 Průběh potřeby a výroby elektrické energie

Jednotka za celý uvažovaný rok dle výpočtového modelu vyrobí 24 068 kWh elektrické energie. Po odečtení vlastní spotřeby to je 18 108 kWh/rok a z této hodnoty se počítá úspora. Náklady, ze kterých se počítá úspora, vychází z aktuální ceny elektrické energie 3,38 Kč/kWh bez DPH pro rok 2015 od společnosti PRE pro tarif D 02d [20]. Od této částky byly odečteny poplatky za podporu OZE (obnovitelné zdroje energie), systémové služby a činnost OTE (Operátor trhu s elektřinou). Tyto poplatky se musí hradit jak v případě odběru, tak i v případě vlastní výroby elektrické energie a nelze je tak do úspory započítat. Poplatky činí v součtu 0,622 Kč/kWh. Při kombinované výrobě tepla a elektřiny (KVET) je možné čerpat zelené bonusy za výrobu elektrické energie, které jsou pro navrhovaný systém tvořeny základním (0,22 Kč/kWh) a doplňkovým bonusem (0,45 Kč/kWh) [21].

Po odečtení poplatků a přičtení zelených bonusů k ceně 3,38 Kč/kWh je konečná cena 3,43 Kč/kWh. Tato cena je uvažována pro výpočet úspory za vyrobenou elektrickou energii v prvním roce, která činí 62 075 Kč/rok.

Pro výpočet cen elektrické energie a úspor v dalších letech byl uvažován meziroční pokles ceny elektrické energie o 1,5 %. Tato hodnota vychází z poklesu cen elektrické energie, který je zobrazen na Obr. 26 v posledních 6 letech. Průměrný meziroční pokles ceny elektrické energie mezi roky 2009 a 2015 odpovídá zhruba 2 %. Uvažovaný pokles 1,5 % předpokládá menší pokles cen v následujících letech [20].



Obr. 26 Vývoj cen elektrické energie u tarifu D 02d od společnosti PRE

6.5.2 Zelený bonus

Další výhodou využívání kogenerační jednotky, jež využívá teplo ze spalování štěpky, je státní podpora pro podporované zdroje energie, na kterou by navrhovaný systém měl nárok. Systém spadá jak do kategorie na podporu výroby elektrické energie výše popsané, tak i do kategorie podpory výroby tepla z biomasy dle energetického regulačního věstníku [21]. Po řádném přihlášení systému u operátora trhu je možné čerpat podporu v podobě 50 Kč za vyrobený GJ tepla.

Při uvažování pokrytí 100 % potřeby tepla na vytápění i přípravu TV by v modelovém roce vyrobil celý systém 998 GJ a celková úspora díky zelenému bonusu by byla 49 905 Kč/rok.

6.6 Náklady na provoz stávajícího systému

Stávající systém vytápění a přípravy TV je v budově řešen připojením na centrální zásobování tepla (dále CZT). Pro následující výpočty návratnosti investice systému bylo nutné vypočítat provozní náklady při odběru tepla z CZT. Ceny energie z CZT, uvedené v následujícím výpočtu, jsou převzaty z vyúčtování od budovy, která se nachází v Praze na Barrandově. Vyúčtování je uvedeno v příloze 1.

Cena za 1 GJ tepla na vytápění je 645 Kč a celkové roční náklady by pro řešený objekt činily dle výpočtu 461 473 Kč/rok. Pro přípravu TV je cena 581 Kč/GJ a roční náklady 164 100 Kč/rok. V ceně není uvažovaný odběr vody z CZT na přípravu TV, jelikož cena je téměř stejná jako u studené vody z vodovodu. Pro systém s CZT či s kogenerační jednotkou by byly tyto náklady stejné.

6.7 Doba návratnosti

Tato kapitola se věnuje výpočtu návratnosti investice v podobně výměny stávajícího zdroje tepla (CZT) za zdroj s kogenerační jednotkou ORC. Vypočítány byly dvě doby návratnosti.

První z nich je prostá doba návratnosti, která je definována jako

$$T_s = \frac{IN}{CF} \quad (6.3)$$

kde je

T_s prostá doba návratnosti [rok];

IN investiční náklady [Kč];

CF roční úspora nákladů [Kč/rok];

po dosazení

$$T_s = \frac{2\,449\,966}{(461\,473 + 164\,100) - (200\,616 - 49\,905 - 62\,075)} = 4,56 \text{ let}$$

Výpočet prosté doby návratnosti je velice zjednodušený a zanedbává efekty jako faktor času či peněžní toky za dobu návratnosti. Proto byl proveden i výpočet reálné doby návratnosti.

Výpočet reálné doby návratnosti uvažuje 2% meziroční nárůst cen (inlace) u paliva stejně jako u tepla odebraného z CZT. Pro elektrickou energii je uvažován meziroční pokles ceny o 1,5 %, viz kapitola 6.5.1. Pro reálnou dobu návratnosti platí

$$\sum_{t=1}^{T_{sd}} CF_t \cdot (1+r)^t - IN = 0 \quad (6.4)$$

$$CF_t = CF \cdot (1+d_i)^t \quad (6.5)$$

kde je

T_{sd} reálná doba návratnosti [rok];

r diskontní míra [-], voleno 5%;

CF_t roční úspora nákladů v roce t [Kč/rok];

d_i meziroční nárůst cen [-];

t čas [rok].

Reálná doba návratnosti vyšla 4,88 let. Hodnota návratnosti je nejvíce citlivá na cenu štěpky a cenu energie z CZT. Tyto položky definují velkou část roční úspory. Úspora za vyrobenou elektrickou energii a zelené bonusy mají na dobu návratnosti také vliv, ale ne už tak významný. Výpočet předpokládá, že se výše státních podpor pro uvedený systém v čase nemění. Při uvažování životnosti celého systému 12 let by celková úspora po uplynutí této doby činila 2 867 202 Kč/rok.

7 Závěr

V posledních letech je znatelná tendence ústupu od zdrojů tepla využívajících fosilní paliva. Světová zásoba fosilních paliv se každým dnem zmenšuje, a tak tlak na využívání energie z obnovitelných zdrojů roste. Obnovitelnými zdroji je myšlena sluneční energie, pohybová energie vody a větru, biomasa a geotermální energie. Jedním ze zařízení, která dokážou využívat obnovitelné zdroje k výrobě tepla a dokonce i elektrické energie, je zařízení pracující s organickým Rankinovým cyklem. Tato práce se zabývá kogenerační jednotkou ORC, která jako palivo používá dřevní štěpku a má za úkol pokrýt potřebu tepla a částečně i elektrické energie pro typový bytový dům stojící v Praze na Barrandově. Jedná se o osmipodlažní budovu typu OP 1.11. z 80.let.

Pro daný objekt byla nejdříve stanovena tepelná ztráta dle ČSN EN 12 831. Výpočet vycházel ze souboru akcí pro typový dům OP 1.11 a pro uvažovaný objekt vyšla 126,7 kW. Pro návrh systému s kogenerační jednotkou bylo nutné stanovit potřebu tepla na vytápění a přípravu teplé vody a potřebu elektrické energie. Potřeba tepla na vytápění byla vypočítána dle ČSN EN ISO 13 790 s použitím klimatických dat z TNI 73 0331. Roční potřeba tepla na vytápění byla stanovena na 192,8 MWh/rok a potřeba tepla na přípravu teplé vody na 78,5 MWh/rok. Potřeba elektrické energie byla vymodelována a roční hodnota spotřeby elektrické energie vyšla 73,3 MWh/rok. Hodnoty potřeb jak tepla, tak i elektrické energie, byly vymodelovány v hodinovém rozlišení.

V počátku návrhu systému s kogenerační jednotkou ORC bylo navrženo ideové schéma zapojení všech hlavních komponent systému. Dále byly stanoveny provozní režimy jednotky a její výkonové parametry. Režimy a výkonové parametry byly stanoveny tak, aby v průběhu roku kogenerační jednotka vyrobila co nejvíce elektrické energie a také zároveň pokryla co největší část potřeby tepla na vytápění a ohřev TV. Pro vyhledání optimálních výkonových parametrů byl vytvořen model v programu MS Excel. Po návrhu režimů provozu 24h, 16h a 8h vyšel optimální tepelný výkon kogenerační jednotky 44 kW. Po určení tepelného výkonu jednotky ORC byl stanoven i minimální výkon špičkového kotle na 63 kW.

V další části práce byly stanoveny nutné akumulční kapacity. V celém systému jsou dohromady 3 akumulční nádoby. Hlavní akumulční nádoba byla navržena jako atmosférická, otevřená o objemu 5 m³. Objem zásobníku teplé vody byl podle

ČSN 06 0320 vypočítán na 0,6 m³ a objem tlakové akumulární nádoby špičkového kotle na 2 m³.

Pro navržený systém s jednotkou ORC byly vypočítány provozní a investiční náklady. Provozní náklady zahrnují náklady na palivo, dovoz paliva, servis a opravy a v součtu byly vypočítány na 200 617 Kč/rok. Investiční náklady obsahují jak ceny komponent, tak i náklady na přípravné práce, detailní projekci celého zařízení a v neposlední řadě také náklady na technický dozor investora a rozpočtovou rezervu. Celkem investiční náklady činí 2 450 000 Kč. Vypočítány byly také úspory, plynoucí z výroby elektrické energie a provozu systému, využívající dřevní štěpku jako palivo. Tyto úspory jsou v součtu 112 000 Kč/rok. Všechny náklady a úspory jsou uvažovány bez DPH. V posledním kroku byla vypočítána reálná a prostá doba návratnosti investice v případě výměny stávajícího systému (připojení na CZT) za systém s kogenerační jednotkou. Prostá doba návratnosti vyšla 4,6 let a reálná doba návratnosti, která počítá s klesajícím trendem cen elektrické energie a stoupající cenou CZT a dřevní štěpky na 4,9 let. Návratnost investice je tedy poměrně krátká a tak navržený systém s kogenerační jednotkou ORC by mohl v případě realizace znamenat pro obyvatele uvažovaného objektu značnou úsporu. Tato úspora by při 12leté životnosti zařízení činila 2 867 202 Kč.

8 Seznam použité literatury

- [1] MAŠČUCH, Jakub. *Organický Rankinův cyklus v decentralizované mikrokogeneraci*. Praha, 2014. Disertační práce. ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
- [2] Turboden. *OrganicRankine cycle* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.turboden.eu/en/rankine/rankine-history.php>
- [3] QUOILLIN, Sylvain. *Sustainable Energy Conversion Through the use of Organic Rankine Cycle* [online]. LIÈGE, 2011 [cit. 2015-02-15]. Dostupné také z: http://bictel.ulg.ac.be/ETD-db/collection/available/ULgetd-10032011-002906/unrestricted/PhD_Thesis_Dissertation.pdf. Ph.D disseration thesis. UNIVERSITY OF LIÈGE.
- [4] Infinite turbines. *Production of new flow radial* [online]. 2013 [cit. 2015-04-06]. Dostupné z: http://www.infinityturbine.com/ORC/News/Entries/2013/2/2_2013_Production_of_New_Inflow_Radial.html
- [5] GNUTEK, Zbigniew a Piotr KOLASIŃSKI. *The Application of Rotary Vane Expanders in Organic Rankine Cycle Systems—Thermodynamic Description and Experimental Results*. 2013. Dostupné také z: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1690440>
- [6] Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. SALEH, Bahaa, Gerald KOGLBAUER, Martin WENDLAND a Johann FISCHER. *Science direct* [online]. 2006 [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544206001812>
- [7] Panelové domy: *Ekowatt* [online]. [cit. 2014-12-10]. Dostupné z: <http://panelovedomy.ekowatt.cz/p-1-11>
- [8] ČSN EN 12831: *Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu*. Praha: ÚNMZ, 2005.
- [9] ČSN EN ISO 13790: *Energetická náročnost budov - Výpočet spotřeby energie na vytápění a chlazení*. Praha: ÚNMZ, 2009.

- [10] ČSN 15 316-3-1: *Tepelné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro stanovení potřeb energie a účinností soustavy*. Praha: ÚNMZ, 2010. Secespol. *Nepřímotopný zásobník TUV – Akumulační nádrže* [online]. 2015 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.thermotip.com/produkty/tipex-detail.php?druh=neprimotopny-zasobnik-tuv&language=cs>
- [11] STAŇEK, Kamil. *Fotovoltaika pro budovy*. Praha: Grada Publishing, 2014. ISBN 978-80-247-4278-6.
- [12] HENS, Hugo. *Applied building physics - Boundary conditions, Building Performace and Material Properties*. Darmstadt : Wilhelm Ernst & Sohn, 2011. ISBN 978-3-433-02962-6.
- [13] Kovarson. *Univerzální hořák 60 kW* [online]. 2012 [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: <http://www.kovarson.cz/cs/produkty/produktove-skupiny/horaky-25-90-kw/86-univerzalni-horak-60-kw>.
- [14] Votona tepelná technika. *Kotle na biomasu* [online]. 2015 [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: <http://www.votona.cz/cz/e-shop/942545/c58451-kotle-na-biomasu-stepka-kura-piliny-pelety/kotel-egv-multifuel-bio-80-kw-spankotel-na-biomasu-stepka-piliny-hoblina-kura-obiloviny-atd-span.html>
- [15] Secespol. *Nepřímotopný zásobník TUV – Akumulační nádrže* [online]. 2015 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.thermotip.com/produkty/tipex-detail.php?druh=neprimotopny-zasobnik-tuv&language=cs>
- [16] SUNWAVE s.r.o. *Akumulační nádrže Sunpower SUNSAVE* [online]. 2012 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.sunpower.cz/cs/section-9/sunsave-3000.htm>.
- [17] TZB info. *Výhřevnosti a měrné jednotky palivového dřeva* [online]. 2012 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypoety/12-vyhrevnosti-a-merne-jednotky-palivoveho-dreva>
- [18] ZÁSTĚRA, Jiří. *Hodnocení efektivity vytápění na biomasu*. Plzeň, 2012. Diplomová práce. Západočeská Universita v Plzni.
- [19] Transportbau. *Nákladní sklápěcí doprava* [online]. 2015 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.transportbau.cz/cz/doprava>
- [20] TZB info. *Ceny paliv a energií* [online]. 2015 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energi/14-prehled-cen-elektricke-energie>

[21] Energetický regulační věstník: *Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 4/2013* [online]. Jihlava, 2013 [cit. 2015-04-25]. Dostupné také z: http://www.eru.cz/documents/10540/462894/CR_POZE_04_2013.pdf/fcc8b49f-c021-475a-b3b7-a375e0074b84

Příloha 1

tespo rac		VYÚČTOVÁNÍ NÁKLADŮ NA SPOTŘEBU TEPLA A VODY		Spotřebitelská jednotka:	
		Zúčtovací období: 01.- 12.2014			
ÚDAJE O OBJEKTU					
náklady na spotřebu tepla na ÚT	472 030,71 Kč	teplo na ÚT	spotřeba 604,90 GJ	jednotková cena	780,35 Kč / GJ
náklady na spotřebu tepla na výrobu TUV	309 534,25 Kč	teplo na výrobu TUV	440,45 GJ		702,77 Kč / GJ
náklady na spotřebu vody na výrobu TUV	89 163,40 Kč	voda na výrobu TUV	1 175,64 m3		75,84 Kč / m3
náklady na spotřebu studené vody	251 515,00 Kč	studená voda	3 313,00 m3		75,92 Kč / m3
náklady celkem	1 122 243,36 Kč	měrný ukazatel nákladů na teplo pro ÚT		#ČÍSLO!	/m2
základní složka - teplo na ÚT	188 812,28 Kč	spotřební složka - teplo na ÚT			283 218,43 Kč
základní složka - teplo na výrobu TUV	92 860,28 Kč	spotřební složka - teplo na výrobu TUV			216 673,98 Kč
Vypočtené hodnoty			Jednotkové ceny (vypočtené ze vstupních údajů)		
součet ploch pro výpočet TUV v objektu /m2/			základní složka - teplo na ÚT /1 m2/		
součet ploch pro výpočet ÚT v objektu /m2/			spotřební složka - teplo na ÚT /1 dílek/		
součet přečtených náměrů RTN v objektu			základní složka - teplo na TUV /1 m2/		
součet odečtených náměrů TUV v objektu /m3/			spotřební složka - teplo na TUV /1 m3/		
součet odečtených náměrů SV v objektu /m3/			voda na výrobu TUV /1 m3/		
Poměr základní a spotřební složky					
spotřeba tepla		40 :	60		
spotřeba tepla na výrobu TUV		30 :	70		
ÚDAJE O SPOTŘEBITELSKÉ JEDNOTCE					
SPOTŘEBA TEPLA					
Místnost	Výrobní číslo	Náměry RTN: odečtené přečtené		plocha pro výpočet ÚT /m2/	38,84
OB+KUCH*	7371	13,0	26,51	součet odečtených náměrů RTN	160,0
LOŽ*	7394	120,0	124,55	součet přečtených náměrů RTN	184,08
*08zm.OT				náklady na teplo na ÚT - zákł. složka	#DĚLENÍ_NULOU!
				náklady na teplo na ÚT - spotř. složka	#TYP!
	76316599	5,0	10,2		#TYP!
	76316600	22,0	22,8	náklady na teplo na ÚT	#TYP!
SPOTŘEBA VODY					
	Výrobní číslo	Odečtené náměry vodoměrů počátek konec		plocha pro výpočet TUV /m2/	45,29
teplá voda /TUV/	05312955-09	45,26	59,32	součet odečtených náměrů TUV	21,37
	13398224	0,18	7,49	náklady na teplo na TUV - zákł. složka	#TYP!
				náklady na teplo na TUV - spotř. složka	#TYP!
studená voda /SV/	05343181-09	85,48	112,63	náklady na vodu na TUV	#TYP!
	hodnota rozdílu		21,15	součet odečtených náměrů SV	62,00
	13393093	0,37	14,07	náklady na studenou vodu	#DĚLENÍ_NULOU!
VYÚČTOVÁNÍ CELKOVÝCH NÁKLADŮ SPOTŘEBITELSKÉ JEDNOTKY					
	NÁKLADY	ZÁLOHY	VYÚČTOVÁNÍ		
spotřeba tepla na ÚT	#TYP!	0,00 Kč	#TYP!		
spotřeba teplé užitkové vody	#TYP!	0,00 Kč	#TYP!		
spotřeba studené vody	#DĚLENÍ_NULOU!	0,00 Kč	#TYP!		
CELKEM	#TYP!	0,00 Kč	#TYP!		
(přeplatek +, nedoplatek -, zaokr.)					