

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je sestavení modelu termického bloku a systému využití tepla moderní jednotky pro energetické využívání tuhých komunálních odpadů. Model je založen na hmotnostních a entalpických bilancích a umožňuje odhadnout množství tepla předaného napájecí vodě v sekundární spalovací komoře, tedy mimo blok výměny tepla.

Dále je model ověřen na základě vložení reálných dat z provozu zařízení o roční kapacitě 100 kt a využit pro analýzu vlivu měnících se vstupních parametrů v souvislosti se změnou výhřevnosti spalovaného odpadu.

ABSTRACT

The goal of this work is compilation of computational model of thermal stage and heat recovery block of modern unit for thermal processing of municipal solid waste. The model is based on mass and enthalpy balances and it makes possible to estimate the value of energy transferred to water in secondary combustion chamber, outside the heat recovery blok.

The model is verified by implementation of real operational data of an up-to-date unit with annual capacity of 100 kt for thermal processing of municipal solid waste and then it is used for analysis of changing input parameters, i. e. change in lower heating value of incinerated waste.

KLÍČOVÁ SLOVA

Energetické využití odpadů
Tuhý komunální odpad
Bilanční modelování
Výhřevnost

Waste-to-energy
Municipal solid waste
Balance modelling
Lower heating value

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KROPÁČ, J.: *Technicko-ekonomická analýza dat z provozu moderní spalovny komunálních odpadů*. Brno 2008. Diplomová práce na FSI VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Pavlas, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji tímto, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně na základě uvedené literatury pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně, 23. května 2008

.....
(podpis)

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Pavlasovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce, dále pak doc. Ing. Ladislavu Bébarovi, CSc. a doc. Ing. Jiřímu Hájkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům a blízkým za jejich trpělivost a podporu, kterou mi věnovali v průběhu vypracování této práce.

OBSAH:

SEZNAM SYMBOLŮ	7
1 ÚVOD	9
2 POPIS TECHNOLOGIE SPALOVNY TERMIZO LIBEREC	10
2.1 Termický blok	12
2.2 Systém využití tepla	13
2.3 Systém čištění spalin	14
3 TVORBA BILANČNÍHO MODELU	15
3.1 Primární komora	15
3.1.1 Tuhý komunální odpad	15
3.1.2 Primární vzduch	17
3.1.3 Popeloviny	18
3.1.4 Spaliny z primární komory	19
3.2 Směšování spalin z primární komory a recyklu	20
3.2.1 Recykl spalin 1	20
3.2.2 Spaliny do SCC	21
3.3 Sekundární komora	22
3.3.1 Vzduch pro hořáky	22
3.3.2 Sekundární vzduch a chlazení bočnic	23
3.3.3 Ztráty v sekundární komoře	23
3.3.4 Spaliny do HRSG	23
3.3.5 Teplo předané vodě a páře v SCC	24
3.4 Kotel na odpadní teplo	24
3.4.1 Bilance na straně vody a páry	24
3.4.2 Výkon kotle	27
3.4.3 Ztráty HRSG a přísávání vzduchu před recyklem	28
3.4.4 Průběh spalin	28
3.5 Recykl spalin	29
3.5.1 Odvětvění recyklu	29
3.5.2 Iterace recyklu	30
4 OVĚŘENÍ MODELU NA ZÁKLADĚ REÁLNÝCH DAT	31
4.1 Výpočet výhřevnosti odpadu z dat provozního deníku	32
4.1.1 Vznik vztahu pro výpočet výhřevnosti odpadu	33
4.1.2 Hodnoty nezbytné pro výpočet výhřevnosti odpadu	34
4.1.3 Vyhodnocení výsledků výpočtu LHV_w z dat provozního deníku	36
4.2 Výpočet ročních průměrných hodnot	38
4.2.1 Hodnoty zásadní důležitosti	38
4.2.2 Volba dalších hodnot zadání	38
4.2.3 Nastavení modelu na základě reálných dat	41
4.2.4 Vyhodnocení výsledků výpočtu	41
4.3 Nastavení modelu na základě dat z krátkodobého výkonového měření	43
4.3.1 Použitá data z výkonového měření	43
4.3.2 Vyhodnocení výsledků výpočtu	44
5 ANALÝZA MĚNÍCÍCH SE VSTUPNÍCH PARAMETRŮ	46
5.1 Úprava modelu pro analýzu	46
5.2 Parametry RDF a jeho mísení s MSW	47
5.3 Vyhodnocení výsledků výpočtu	48
6 ZÁVĚR	51
7 POUŽITÁ LITERATURA	52
SEZNAM PŘÍLOH	53

SEZNAM SYMBOLŮ

Symbol	Význam	Jednotka
Ash	obsah popelovin v tuhém palivu	% hm
Cmb	obsah hořlaviny v tuhém palivu	% hm
c_p	měrná tepelná kapacita	kJ/kgK
E_f	pomocné teplo z přídatného paliva	GJ/r
E_w	energie dodaná do procesu spalování odpadu	kJ/h
i	měrná entalpie (na jednotku objemu)	kJ/m ³
i	měrná entalpie (na jednotku hmotnosti)	kJ/kg
I	entalpie proudu	kJ/h
$i_{ST,HP,NET}$	zvýšení měrné entalpie páry v kotli na odpadní teplo	kJ/kg
$I_{ST,HP,NET}$	zvýšení entalpie páry v kotli na odpadní teplo	kJ/h
k_{O_2}	stechiometrická spotřeba kyslíku	m ³ /kg hořlaviny
k_{SP}	měrná tvorba spalin	m ³ /kg paliva
k_{VZD}	stechiometrická spotřeba vzduchu	m ³ /kg paliva
LHV	výhřevnost	kJ/kg
LHV _w	výhřevnost komunálního odpadu	kJ/kg
LHV _{ZP}	výhřevnost zemního plynu	kJ/m ³
LOSS _{HRSG}	ztráty v kotli na odpadní teplo	%
LOSS _{SCC}	ztráty v sekundární komoře	%
$\dot{m}$	průtok	kg/h, m ³ /h
$\dot{m}_{ST,w}$	pára vyrobená z odpadu bez podílu páry vyrobené z importované energie	kg/h
$\dot{m}_w$	množství spalovaného komunálního odpadu	kg/h
$\dot{m}_{ZP}$	průtok zemního plynu	m ³ /h
MSW	podíl komunálního odpadu ve směsi tuhých komunálních odpadů a RDF	% hm
MW	molární hmotnost	kg/kmol
Q _{BOČ}	teplo odebrané při chlazení bočnic vzduchem	kJ/h
Q _{EKO}	výkon ekonomizéru	kJ/h
Q _{HRSG}	výkon kotle na odpadní teplo	kJ/h
Q _{HRSGx}	výkon kotle na odpadní teplo bez Q _{TRANS}	kJ/h
Q _{LOSS}	teplo ztracené při výrobě páry	kJ/h
Q _{LOSS,HRSG}	teplo ztrát v kotli na odpadní teplo	kJ/h
Q _{LOSS,SCC}	teplo ztrát v sekundární komoře	kJ/h
Q _{PRE}	výkon přehříváku	kJ/h
Q _{TRANS}	teplo předané vodě a páře v sekundární komoře	kJ/h
Q _{VYP}	výkon výparníku	kJ/h
Q _{VYP-TRANS}	výkon výparníku pouze v kotli na odpadní teplo	kJ/h

RDF	podíl RDF ve směsi tuhých komunálních odpadů a RDF	% hm
REC	procento spalin odvedených do recyklu	% hm
t	teplota	°C
T	teplota	K
t _{MIN}	minimální teplota plyných produktů v sekundární komoře	°C
W	obsah vlhkosti v tuhém palivu	% hm
x	hmotnostní zlomek	% hm
$\bar{x}_H$	korigovaný obsah vodíku v hořlavině	% hm
X _{ASH}	podíl úletových popelovin z celkového množství popelovin	% hm
y	objemový zlomek	% obj
$\Delta h_{VYP,H_2O}$	měrné výparné teplo vody	kJ/kg
Δp	změna tlaku	Mpa
Δt	změna teploty	°C
η_b	účinnost kotle na odpadní teplo	%

Index	Význam
HVZD	vztahující se ke vzduchu pro hořáky
j	označení složky
NV	vztahující se k napájecí vodě
NVE	vztahující se k vodě za ekonomizérem
POP	vztahující se k popelovinám
PVZD	vztahující se k primárnímu vzduchu
RDF	vztahující se k RDF
REC1	vztahující se ke spalinám v recyklu 1
REC2	vztahující se ke spalinám v recyklu 2
SAT	vztahující se k syté páře za výparníkem
SAT 2	vztahující se k syté páře do přehříváku
SAT 3	vztahující se k syté páře do ohříváčů vzduchu
SMES	vztahující se ke směsi tuhého komunálního odpadu a RDF
SP1	vztahující se ke spalinám z primární komory
SP2	vztahující se ke spalinám do sekundární komory
SP3	vztahující se ke spalinám do kotle na odpadní teplo
SP4	vztahující se ke spalinám za kotlem na odpadní teplo
SP5	vztahující se ke spalinám do systému čištění spalin
ST	vztahující se k přehřáté páře
ST,POP	vztahující se k páře uvolněné při chlazení popelovin
SVZD1	vztahující se k sekundárnímu vzduchu v místě 1
SVZD2	vztahující se k sekundárnímu vzduchu v místě 2
VZDPR	vztahující se ke vzduchu přísávanému před recyklem

1 ÚVOD

Jedním z hlavních problémů dnešní společnosti je nutnost zpracovat velké množství vznikajících odpadů. Nejlepším způsobem vypořádání se s odpadem je eliminace jeho vzniku. Poté co je vytvořen, je ale nutné jej šetrně zpracovat. Z mnoha hledisek nejvýhodnějším způsobem odstraňování odpadu je jeho recyklace, kterou bohužel nemůžeme uplatnit pro všechny druhy odpadů. Dalším doporučovaným způsobem nakládání s odpady je energetické využití. Do této kategorie řadíme i spalování komunálních odpadů.

V roce 2006 se 69 % produkce odpadu v České republice zpracovávalo skládkováním, recyklací prošlo 16 % odpadu a energeticky bylo využito jen 9 % vyprodukovaného množství. Evropským zemím s velkou hustotou zalidnění se povedlo snížit podíl skládkovaného odpadu až na několik procent, např. Nizozemí 3 %, Dánsko 5% [1]. Tato čísla ukazují, že jak v oblasti energetického zpracování, tak v oblasti recyklace má Česko značné rezervy.

Termické zpracování se ve srovnání s dalšími způsoby nakládání s odpady, hlavně s nejrozšířenějším skládkováním, vyznačuje řadou výhod. Tato metoda neprodukuje pro atmosféru velmi škodlivý metan (několikanásobný negativní vliv na klima než často uváděný oxid uhličitý), mnoho nebezpečných odpadních látek lze přeměnit na látky neškodné, dochází také k velmi významnému snížení objemu odpadu až na 10 – 15 % původního objemu a snížení hmotnosti odpadu až na jednu třetinu. Spalování zpracuje odpad velmi rychle, a to s možností kontroly plyných i tuhých produktů spalování.

Velkým pozitivem termického zpracování odpadů je možnost účelně využít energii uvolněnou spalovacím procesem, a to ve formě tepla nebo elektřiny. Pak se tyto systémy nazývají Waste-to-Energy (WTE). Využití této energie lze považovat za jistou formu recyklace energie chemicky vázané v odpadu. Na spalování odpadů proto nelze pohlížet pouze jako na postup k jejich odstranění. V řadě států je dokonce takto získaná energie považována za energii obnovitelnou, podobně jako například energie z biomasy [2]. V budoucnosti lze očekávat velký rozvoj tohoto odvětví, související se vzrůstajícím společenským i legislativním tlakem na odpovědný přístup k odpadovému hospodářství. Význam termického zpracování tak narůstá, neboť bude postupně docházet k omezování skládkování [3].

V Česku nyní funguje řada spaloven nebezpečných a průmyslových odpadů (industrial and hazardous waste - IHW), ale pouze tři systémy termického zpracování komunálních odpadů (municipal solid waste - MSW). Jedním z nich je spalovna Termizo Liberec, z jejíhož provozu byly čerpány údaje pro tuto práci.

Uvnitř technologie spalovny probíhá mnoho různých dějů a procesů. Kvůli uzavřenosti systému je ale řada tepelných a hmotnostních údajů o jednotlivých procesních proudech obvyklými měřicími metodami nezjistitelná. Tyto neměřené veličiny se ověřují pomocí bilancí. Proto byl v programu MS Excel vytvořen bilanční model dějů v termickém bloku a v bloku využití tepla. Model byl použit i pro analýzu měnících se vstupních parametrů. Vznikem a využitím bilančního modelu se zabývá tato práce.

2 POPIS TECHNOLOGIE SPALOVNY TERMIZO LIBREC

V následujícím textu bude popsáno technologické zařízení spalovny Termizo Liberec jakožto představitele moderních systémů pro termické zpracování odpadů.

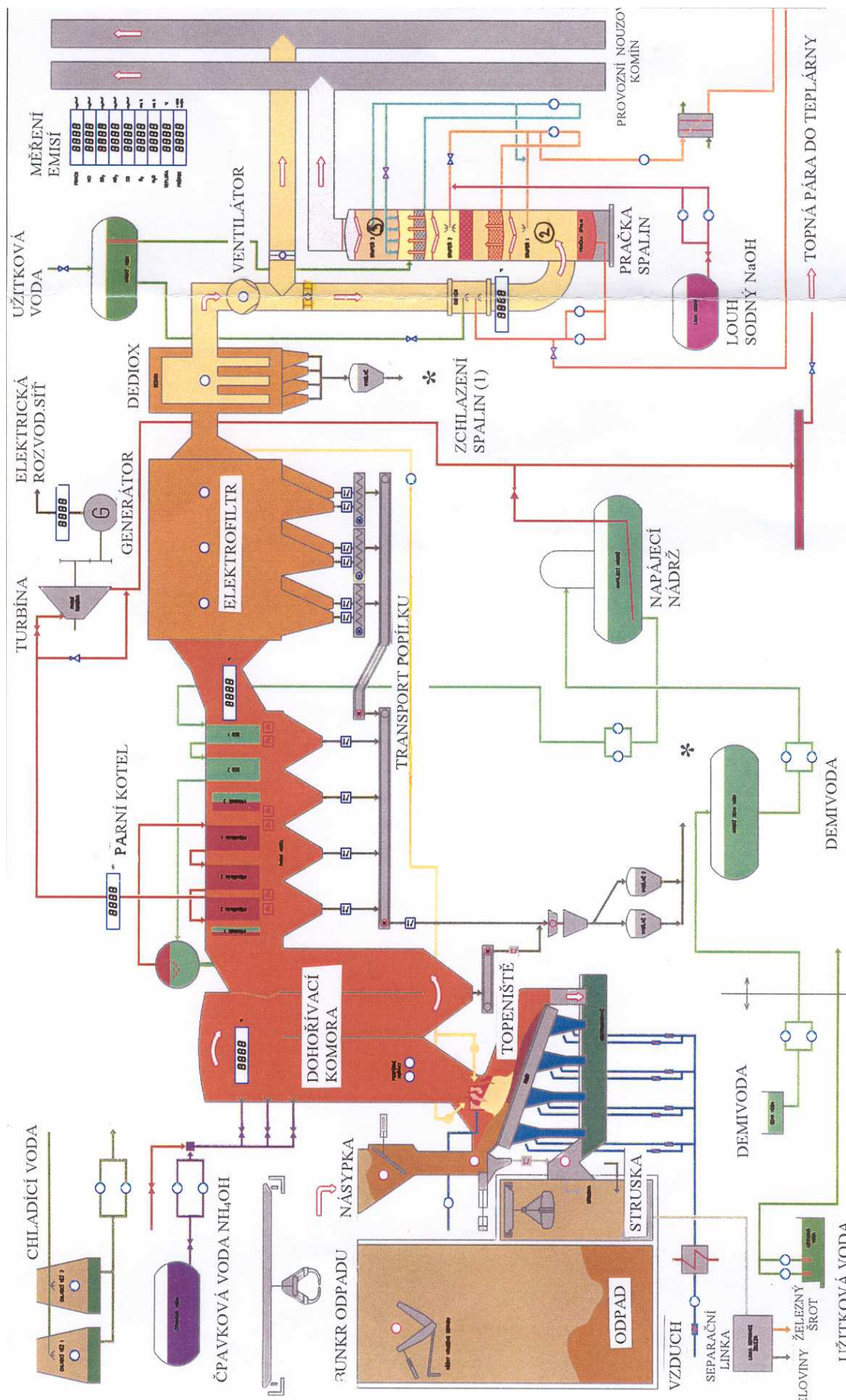
Stavba spalovny byla zahájena na jaře 1997 jako součást regionálního systému nakládání s odpady. Do trvalého provozu byla stavba uvedena v září 2000. Do spalovny je dovážen odpad z okruhu cca 50 km. Při jeho spalování je generována pára, která se využívá k výrobě tepla a elektrické energie. Všechna produkovaná energie je dodávána do Teplárny Liberec [4].

Základní technické parametry spalovny Termizo Liberec, tak jak je uvádí provozovatel, jsou uvedeny v tab. 2.1. Uvedené hodnoty lze považovat za projektované, v této práci při sestavování a ověření modelu byly použity hodnoty skutečně dosahované ve sledovaném období.

Fond provozní doby	8000 h/rok
Druh zpracovaného odpadu	MSW – směsný komunální odpad
Množství zpracovaného odpadu	12 t/h, 96 000 t/rok
Výhřevnost odpadu	6,5 – 12,5 GJ/t
Tepelný výkon topeniště	30,6 MW
Teplota v topeništi	900 – 1130 °C
Teplota v dohořivací komoře	850 – 950 °C
Prodleva spalin v dohořivací komoře	2 s
Množství vyrobené páry	35 t/h
Výroba elektrické energie	2,5 MW
Výroba tepelné energie	23 MW

Tab. 2.1 Základní technické parametry spalovny Termizo Liberec [4]

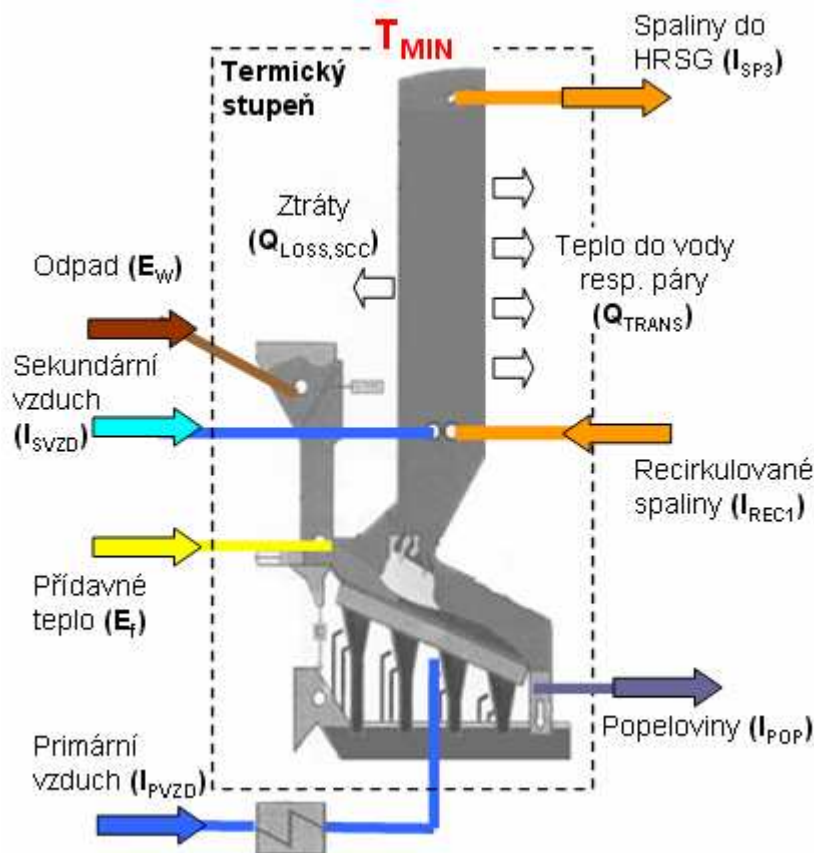
Spalovna je tvořena jednou technologickou linkou - při případné odstávce proto nezpracovává žádný odpad. Zařízení se dělí na tři základní části: první částí je termický blok, kde probíhá vlastní tepelný rozklad spalovaného materiálu, druhou je systém využití tepla, kde je tepelná energie předávána ze spalin do vody (respektive páry), částí třetí je blok čištění spalin. Popisu jednotlivých částí spalovny se věnují následující kapitoly. Základní schema spalovny spolu s hlavními technologickými toky ukazuje obr. 2.1.



Obr. 2.1 Schema spalovny Termizo Liberec

2.1 Termický blok

Vlastní tepelné zpracování odpadu probíhá v termickém bloku. Ten se skládá z roštové části a sekundární (dohořivací) komory. Schema termické části včetně procesních proudů ukazuje obr. 2.2.



Obr. 2.2 Schema termického bloku [2]

V primární komoře (roštové peci) probíhá za přívodu předeřátého primárního vzduchu oxidační spalovací proces, tedy spalování s přebytkem vzduchu blízkým stechiometrickému množství kyslíku. Účinnost vlastního spalování závisí především na dokonalém přístupu vzduchu a jeho promísení s prchlavými látkami, které se uvolňují z odpadu.

Pomocné teplo z přídavného paliva (zemní plyn, v obr. 2.2 označeno jako E_f) není v běžném provozu potřeba, používá se pouze při nestandardních provozních stavech, jako je rozjezd spalovny po odstávce.

Zde se také z procesu odděluje většina tuhých látek, které jsou ve formě popelovin zchlazeny ve vodní lázni a odebírány. Pára uvolněná při zchlazení je vedena do spalovacího prostoru a smíchá se se spaliny. Do další části, dohořivací komory, pokračují pouze horké spaliny s malým množstvím úletových popelovin. K těm se při vstupu do sekundární komory přidává větví recyklu část spalin vystupujících z elektrostatického odlučovače (viz kap. 2.3).

Hlavní funkcí dohořivací komory (secondary combustion chamber - SCC) je dokončení oxidačních procesů. Proces spalování v termickém bloku musí být navržen a veden tak, aby byla dosažena minimální teplota plyných produktů t_{MIN} 850°C po dobu 2 sekund za posledním přívodem vzduchu. Tento údaj platí pro spalování komunálního odpadu a je dán legislativou [5]. Pokud teplo uvolněné z odpadu nestačí ke splnění této podmínky, používá se přívod externího tepla ve formě spalování zemního plynu dvěma hořáky umístěnými v dohořivací komoře.

Stěny dohořivací komory jsou částečně chlazeny nepředehřátým sekundárním vzduchem. Ten poté vstupuje do dohořivací komory jako sekundární vzduch a napomáhá oxidaci spalin. Stěny SCC jsou chlazeny také trubkami výparníku kotle na odpadní teplo (v obr. 2.2 označeno jako Q_{TRANS}). Tím dochází k určitému provázání termického bloku se systémem využití tepla. Určení množství tepla předaného v dohořivací komoře na základě bilance je předmětem této práce.

2.2 Systém využití tepla

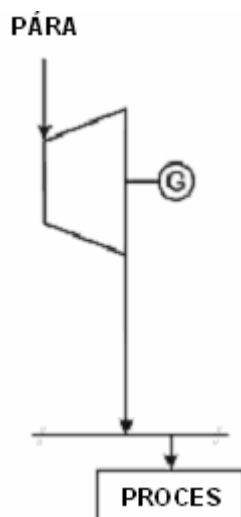
Spalovna využívá tepelnou energii spalin uvolněnou z odpadu v bloku využití tepla. Teplem spalin se v kotli na odpadní teplo (heat recovery steam generator - HRSG) vyrábí z napájecí vody přehřátá pára o parametrech 43 bar a 400 °C [4]. Kotel se skládá ze tří částí :

- ekonomizéru, který předehřívá napájecí vodu,
- výparníku, kde probíhá var a odpařování páry,
- přehříváku, kde se zvyšuje teplota a tlak (entalpie) syté páry.

Teplotu páry lze regulovat nástřiky napájecí vody. Část vyrobené páry se používá interně pro parní spotřebiče v procesu, jako jsou například předehříváky vzduchu a aparáty na ohřev a odplynění vratného kondenzátu. Většina páry expanduje v parní turbíně, vyrábějící elektřinu.

Spalovna Termizo používá protitlakou turbínu (obr. 2.3), do ní vstupuje pára o výše uvedených parametrech. Na výstupu je dále využitelná pára o tlaku a teplotě 10 bar a 230 °C. Expandovaná pára je exportována do Teplárny Liberec, odkud je po zkondenzování ve formě směsi demineralizované vody (DEMI VODA) a kondenzátu vracena zpět do spalovny. Z teplárny se dodává veškerá napájecí voda potřebná pro výrobu páry.

Systém využívá výhodného principu kogenerace, kdy je produkováno zároveň teplo ve formě páry a elektřina.



Obr. 2.3 Zapojení protitlaké parní turbíny

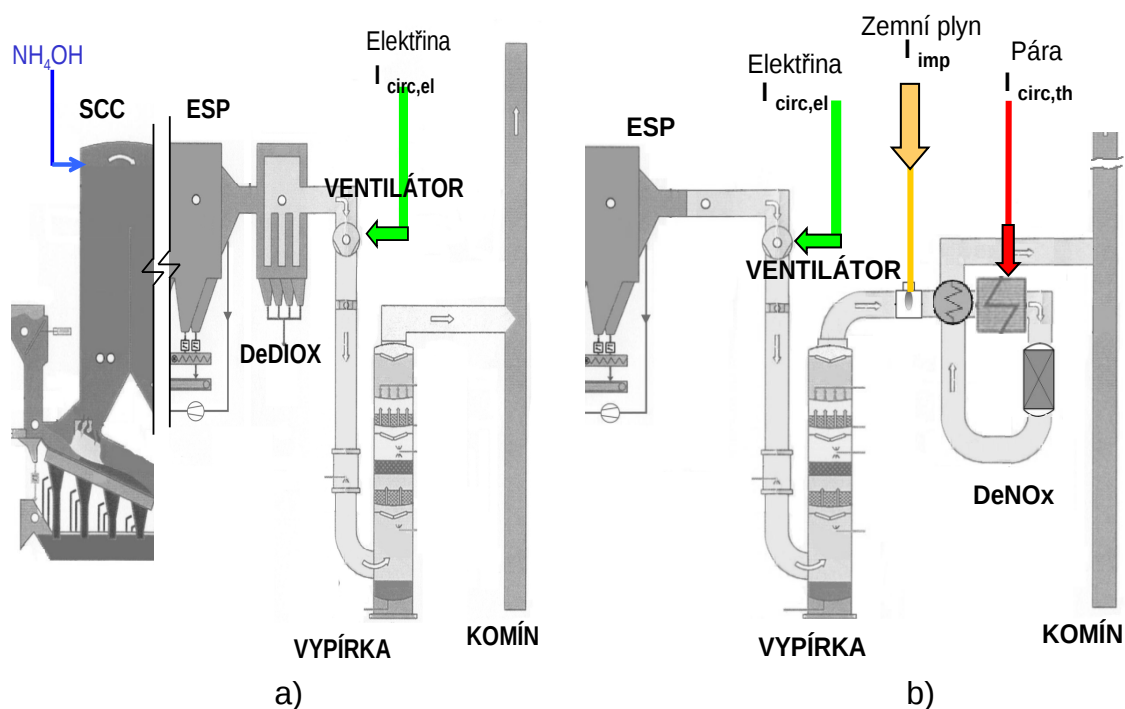
2.3 Systém čištění spalin

Ve spalinách se nachází řada znečišťujících látek, např. NO_x , SO_2 , HCl , HF a tuhé částice. Nároky na účinnost zařízení jsou v této oblasti velké.

Zbývající tuhé částice, které se neusadily v předchozích zařízeních zachycuje mechanicky elektrostatický odlučovač (ESP). Část takto vyčištěných spalin je odvětvěna zpět do spalovacího prostoru ve formě tzv. recyklu. Zbytek spalin je čištěn v dalších zařízeních.

Dioxiny (polychlorované dibenzodioxiny a furany) odstraňuje dioxinový filtr, mokrá vypírka chemisorpcí zachycuje látky jako SO_2 , SO_3 , HCl , HF a oxidy těžkých kovů.

Pro odstranění NO_x se běžně užívá dvou metod, méně účinné selektivní nekatalytické redukce (SNCR, obr. 2.4 a), kdy je činidlem amoniak nastříkovaný do spalin ve formě roztoku již v dohořivací komoře, nebo výkonější selektivní katalytické redukce (SCR, obr. 2.4 b). Pro SCR je také většinou nutné zvyšovat teplotu spalin pomocí tunelového hořáku na zemní plyn. Tento systém je tedy spojen s vyšší energetickou náročností. Spalovna termizo využívá metody SNCR.



Obr. 2.4 Typická uspořádání bloku čištění spalin a) se SNCR b) se SCR [2]

3 TVORBA BILANČNÍHO MODELU

Jak bylo zmíněno výše, termický blok a systém využití tepla jsou do jisté míry provázány v důsledku chlazení stěn sekundární komory.

Cílem práce je na základě bilancí určit množství předaného tepla v této části zařízení. Znalost tepelného toku Q_{TRANS} (viz obr. 2.2) je důležitá pro analýzy možnosti spalovat v provozu jiné palivo, než na jaké byla spalovna původně navržena (např. nízkovýhřevné kaly nebo alternativní paliva z procesu mechanicko-biologické úpravy tuhých komunálních odpadů). Předané teplo je určováno na základě bilancí, z těch byl sestaven bilanční model termického bloku a bloku využití tepla.

Celý model sestává z několika vzájemně propojených uzlů (např. primární komora, SCC, HRSG), kterými prochází proud spalin. V HRSG je energie z proudu spalin postupně předávána proudu napájecí vody, respektive přehřáté páry. Za kotlem se část spalin odvětví do recyklu a vrací se před sekundární komoru, což vytváří v celém modelu smyčku, jejíž řešení vyžaduje iterační výpočet.

Pro přehlednost a názornost bilanční model kopíruje blokové schema spalovny. Upravené části uživatelského rozhraní modelu jsou použity jako obrázky v této kapitole.

Legendu ke schematickým obrázkům v této kapitole uvádí obr. 3.1. Hodnoty energetických toků v GJ/h lze snadno přepočítat na MW dle převodního vztahu (3.1).

$$1\text{MW} = 3,6\text{GJ} / \text{h} , \quad (3.1)$$

Vstupní hodnoty	12345
Iterované hodnoty	12345
abcdef	Množství [t/h; m ³ /h]
abcdef	Energie (teplo) [GJ/h; MW]

Obr. 3.1 Legenda k následujícím obrázkům

3.1 Primární komora

V primární komoře probíhá samotné spalování, při kterém se uvolní teplo z odpadu. Dovnitř komory vstupuje odpad a primární vzduch, vystupuje popel a spaliny. Bilanční schema této části je patrné z obr. 3.2.

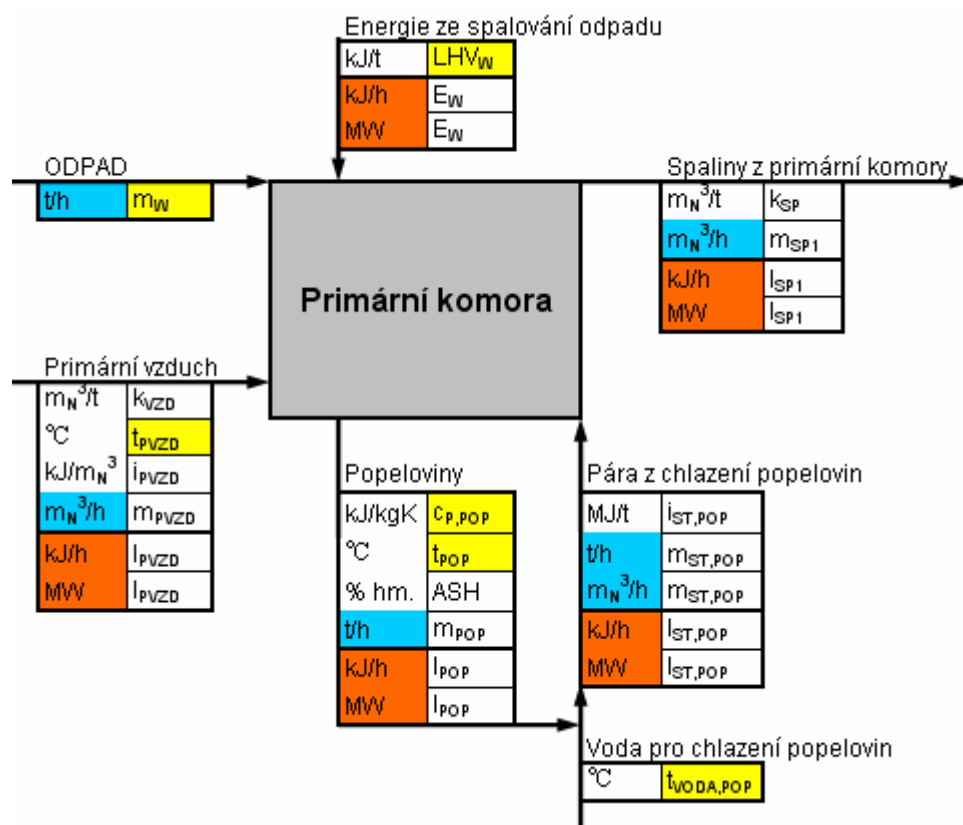
Cílem bilančního výpočtu je určit parametry spalin vystupujících z roštové části. Popis použitých metod pro výpočet je uveden v následujících podkapitolách.

3.1.1 TUHÝ KOMUNÁLNÍ ODPAD

Při výpočtu se neuvažuje entalpie tohoto proudu, její velikost je zanedbatelná. Odpad je tvořen hořlavinou, vlhkostí a popelem. Obsah těchto komponent je zadán hmotnostními zlomky, přičemž platí vztah (3.2):

$$100 = C_{mb} + Ash + W , \quad (3.2)$$

kde C_{mb} obsah hořlaviny v tuhém palivu [% hm]
 Ash obsah popelovin v tuhém palivu [% hm]
 W obsah vlhkosti v tuhém palivu [% hm].



Obr. 3.2 Bilanční uzel primární komory

Dále zadáváme chemické složení hořlaviny dle vztahu (3.3):

$$100 = x_C + x_H + x_N + x_O + x_S + x_{Cl} + x_F, \quad (3.3)$$

kde x_j podíl j-té složky v hořlavíně [% hm].

Vodík přednostně reaguje s chlorem a fluorem, pro další výpočty je proto nutné určit korigovaný obsah vodíku ze vztahu (3.4):

$$\bar{x}_H = x_H - \left(x_{Cl} \cdot \frac{MW_H}{MW_{Cl}} + x_F \cdot \frac{MW_H}{MW_F} \right), \quad (3.4)$$

kde MW molární hmotnost [$kg/kmol$]

$\bar{x}_H$ korigovaný obsah vodíku v hořlavíně [% hm].

Zadáním výhřevnosti a množství spalovaného odpadu určíme energii uvolněnou spálením odpadu, a to podle vztahu (3.5):

$$E_w = \dot{m}_w \cdot LHV_w \quad (3.5)$$

kde E_w energie dodaná do procesu odpadem [kJ/h]

LHV_w výhřevnost komunálního odpadu [kJ/kg]

$\dot{m}_w$ množství spalovaného komunálního odpadu [kg/h]

3.1.2 PRIMÁRNÍ VZDUCH

Do modelu se zadává vlhký vzduch o složení daném vztahem (3.6):

$$100 = y_{N_2} + y_{Ar} + y_{CO_2} + y_{O_2} + y_{H_2O}, \quad (3.6)$$

kde y_j podíl j-té složky ve vzduchu [% obj].

Pomocí stechiometrických koeficientů ze spalovacích rovnic (3.7) až (3.12) se sestaví vztah (3.13) pro určení koeficientu stechiometrické spotřeby kyslíku:



$$k_{O_2} = 22,414 \cdot \left(\frac{x_C}{MW_C} + \frac{0,25 \cdot \bar{x}_H}{MW_H} + \frac{x_S}{MW_S} - \frac{x_O}{2 \cdot MW_O} \right), \quad (3.13)$$

kde k_{O_2} stechiometrická spotřeba kyslíku [m_N^3/kg hořlaviny]

MW_j molární hmotnost složky j [$kmol/kg$].

Koeficient stechiometrické spotřeby vzduchu se určí pomocí vztahu (3.14):

$$k_{VZD} = \frac{Cmb}{100} \cdot \frac{k_{O_2}}{y_{O_2}}. \quad (3.14)$$

kde k_{VZD} stechiometrická spotřeba vzduchu [m_N^3/kg paliva]

Množství primárního vzduchu pro stechiometrické spálení daného množství odpadu udává rovnice (3.15):

$$\dot{m}_{PVZD} = k_{VZD} \cdot \dot{m}_W, \quad (3.15)$$

kde $\dot{m}_{PVZD}$ celkový průtok primárního vzduchu [m_N^3/h].

Měrnou entalpii vzduchu při teplotě T_{PVZD} lze určit z rozvoje (3.16). Členy rozvoje se určí dle rovnic (3.17) až (3.21). Pro výpočet v modelu bylo použito makro „enthalpy“ obsahující rovnice, které měrnou entalpii vzduchu určí tímto postupem automaticky, a to s dostatečnou přesností.

$$i_{PVZD} = \sum_i y_i \cdot i_i, \quad (3.16)$$

$$i_j = \left(a_j \cdot t0 + b_j \cdot t1 + c_j \cdot t2 + d_j \cdot t3 - \left(\frac{e_j}{T_{PVZD}} - \frac{e_j}{273,15} \right) \right) \cdot \frac{1}{22,414}, \quad (3.17)$$

$$t0 = T_{PVZD} - 273,15, \quad (3.18)$$

$$t1 = \frac{T_{PVZD}^2 - 273,15^2}{2}, \quad (3.19)$$

$$t2 = \frac{T_{PVZD}^3 - 273,15^3}{3}, \quad (3.20)$$

$$t_3 = \frac{T_{PVZD}^4 - 273,15^4}{4}, \quad (3.21)$$

kde i_{PVZD} měrná entalpie primárního vzduchu [kJ/m_N^3]
 i_j měrná entalpie složky j [kJ/m_N^3]
 T_{PVZD} teplota primárního vzduchu [K].

Hodnoty koeficientů pro složky vzduchu uvádí tab. 3.1.

	a	b	c	d	e
N ₂	2,3639E+01	1,2546E-02	-4,1365E-06	4,8023E-10	1,7247E+05
Ar	2,0808E+01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
CO ₂	3,1956E+01	3,5708E-02	-1,5292E-05	2,3129E-09	-3,7587E+05
O ₂	2,4337E+01	1,6614E-02	-7,4474E-06	1,2461E-09	6,7779E+04
H ₂ O	2,5366E+01	1,9329E-02	-3,7982E-06	1,7507E-10	2,5381E+05

Tab. 3.1 Koeficienty pro výpočet entalpie vzduchu [6]

Teplo dodané do procesu primárním vzduchem se určí ze vztahu (3.22):

$$I_{PVZD} = \dot{m}_{PVZD} \cdot i_{PVZD}, \quad (3.22)$$

kde I_{PVZD} entalpie dodaná do procesu primárním vzduchem [kJ/h].

3.1.3 POPELOVINY

Množství popelovin vytvořených odpadem v primární komoře je dáno vztahem (3.23):

$$\dot{m}_{POP} = \dot{m}_W \cdot \frac{Ash}{100} \cdot \frac{(100 - X_{ASH})}{100}, \quad (3.23)$$

kde $\dot{m}_{POP}$ množství popelovin zchlazených ve vodní lázni [kg/h]
 X_{ASH} podíl úletového popela z celkového množství vytvořených popelovin [% hm].

Pro danou teplotu a měrnou tepelnou kapacitu popelovin za konstantního tlaku lze nyní určit entalpický tok odcházející z procesu v popelovinách (3.24):

$$I_{POP} = \dot{m}_{POP} \cdot t_{POP} \cdot c_{P,POP}, \quad (3.24)$$

kde I_{POP} entalpie odebraná z procesu spaliny [kJ/h]
 t_{POP} teplota popelovin [$^{\circ}\text{C}$]
 $c_{P,POP}$ měrná tepelná kapacita popelovin za konstantního tlaku [$\text{kJ}/\text{kg.K}$].

Popeloviny se ochlazují ve vodní lázni, vzniká při tom pára, která se ve spalovacím prostoru smíchá se spaliny. Množství uvolněné páry je dáno vztahem (3.25):

$$\dot{m}_{ST,POP} = \frac{I_{POP}}{(100 - t_{VODA,POP}) \cdot c_{P,H_2O} + \Delta h_{VYP,H_2O}}, \quad (3.25)$$

kde $\dot{m}_{ST,POP}$ průtok páry uvolněné při zchlazení popelovin [kg/h]
 $t_{VODA,POP}$ teplota vody pro schlazení popelovin [$^{\circ}\text{C}$]
 c_{P,H_2O} měrná tepelná kapacita vody za konstantního tlaku [$\text{kJ}/\text{kg.K}$]
 $\Delta h_{VYP,H_2O}$ měrné výparné teplo vody [kJ/kg].

V podmínkách teploty varu 100°C a při atmosferickém tlaku je hodnota c_{P,H_2O} rovna $4,18 \text{ kJ}/\text{kg.K}$ a hodnota $\Delta h_{VYP,H_2O}$ je rovna $2\,250 \text{ kJ}/\text{kg}$.

Měrnou entalpii syté páry při teplotě 100 °C lze určit z parních tabulek. Pro výpočet byly vloženy do bilančního modelu parní tabulky ve formě uživatelských funkcí. Entalpie uvolněné páry vracející se zpět do procesu se určí pomocí vztahu (3.26):

$$I_{ST,POP} = \dot{m}_{ST,POP} \cdot i_{ST,POP}, \quad (3.26)$$

kde $I_{ST,POP}$ entalpie páry uvolněné při zchlazování popelovin [kJ/h]
 $i_{ST,POP}$ měrná entalpie páry uvolněné při zchlazování popelovin [kJ/kg].

3.1.4 SPALINY Z PRIMÁRNÍ KOMORY

Složky spalin jsou tvořeny reakcí paliva a vzduchu podle rovnic (3.27) až (3.34) a nezreagovanými složkami vzduchu. V modelu je v primární komoře uvažováno přesně stechiometrické množství spalovacího vzduchu, tedy α v rovnici (3.29) je rovno jedné, proto ve vypočtených spalínách není obsažen kyslík. Vlhkost odpadu přechází do spalin ve formě páry.

$$k_{SP,N_2} = \frac{Cmb}{100} \cdot 22,414 \cdot \frac{0,5 \cdot x_N}{MW_N} + k_{VZD} \cdot y_{N_2}, \quad (3.27)$$

$$k_{SP,Ar} = k_{VZD} \cdot y_{Ar}, \quad (3.28)$$

$$k_{SP,CO_2} = \frac{Cmb}{100} \cdot 22,414 \cdot \frac{x_C}{MW_C} + k_{VZD} \cdot y_{CO_2}, \quad (3.29)$$

$$k_{SP,O_2} = k_{VZD} \cdot y_{O_2} \cdot \frac{\alpha - 1}{\alpha}, \quad (3.30)$$

$$k_{SP,H_2O} = \frac{Cmb}{100} \cdot 22,414 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot \bar{x}_H}{MW_H} + \frac{W}{100 \cdot MW_{H_2O}} \right) + k_{VZD} \cdot y_{H_2O}, \quad (3.31)$$

$$k_{SP,SO_2} = \frac{Cmb}{100} \cdot 22,414 \cdot \frac{x_S}{MW_S}, \quad (3.32)$$

$$k_{SP,HCl} = \frac{Cmb}{100} \cdot 22,414 \cdot \frac{x_{Cl}}{MW_{Cl}}, \quad (3.33)$$

$$k_{SP,HF} = \frac{Cmb}{100} \cdot 22,414 \cdot \frac{x_F}{MW_F}, \quad (3.34)$$

kde $k_{SP,j}$ měrná tvorba složky j ve spalínách [m_N^3/kg paliva].

Celková měrná tvorba spalin] je rovna součtu měrných tvoreb jednotlivých složek (3.35):

$$k_{SP} = \sum_j k_{SP,j}, \quad (3.35)$$

kde k_{SP} měrná tvorba spalin [m_N^3/kg paliva].

Vydělením celkové měrné tvorby spalin tvorbou jednotlivých složek se získají koncentrace složek spalin (3.36):

$$y_{SP1,j} = \frac{k_{SP,j}}{k_{SP}}, \quad (3.36)$$

kde $y_{SP1,j}$ koncentrace j-té složky ve spalínách z primární komory[-].

Množství spalin z primární komory je určeno vztahem (3.37):

$$\dot{m}_{SP1} = k_{SP} \cdot \dot{m}_W, \quad (3.37)$$

kde $\dot{m}_{SP1}$ průtok spalin z primární komory $[m_N^3/kg]$.

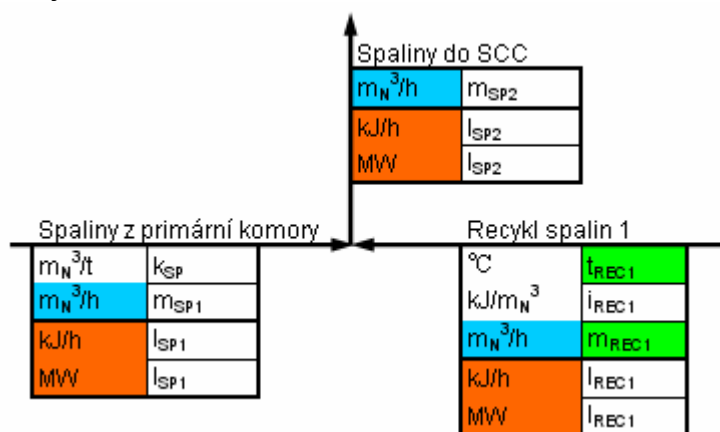
Entalpie spalin se určí bilancí primární komory (3.38):

$$I_{SP1} = E_W + I_{PVZD} - I_{POP} + I_{ST,POP}, \quad (3.38)$$

kde I_{SP1} entalpie spalin z primární komory $[kJ/h]$.

3.2 Směšování spalin z primární komory a recyklu

Ve spalovně sekundární komora přímo navazuje na komoru primární. Hned na počátku SCC se ke spalinám ze spalování přidají spaliny odvětvené na začátku bloku čištění spalin do recyklu. V modelu je směšování těchto dvou proudů provedeno zvlášť, mimo SCC i primární komoru. Spaliny, které vystupují z primární komory, se proto v modelu liší od spalin vstupujících do komory sekundární.



Obr. 3.3 Schema směšování spalin z primární komory a z recyklu

3.2.1 RECYKL SPALIN 1

Hodnoty parametrů recyklu spalin (složení, průtok, teplota) vstupující zde do výpočtu budou teprve určeny dalším výpočtem. Na větvi recyklu tedy musí být provedena iterace. Proto se v modelu rozeznávají na jednom stejném proudu dva soubory hodnot, označené čísly 1 a 2. Vlastní přenos hodnot pro iteraci bude popsán níže. Zde uvedené hodnoty složení, průtoku a teploty recyklu jsou proto hodnoty buď odhadnuté (pokud se jedná o začátek výpočtu), nebo přenesené ze souboru hodnot Recykl spalin 2, který bude určen až následně dalšími výpočty.

Měrná entalpie recyklu při teplotě T_{REC1} $[K]$ se určí stejným postupem jako měrná entalpie primárního vzduchu v kapitole 3.1.2. podle vztahů (3.16) až (3.21). Pro výpočet v modelu se i zde použije makro „enthalpy“. Hodnoty koeficientů pro výpočet měrné entalpie spalin jsou uvedeny v tab. 3.2:

	a	b	c	d	e
N ₂	2,3639E+01	1,2546E-02	-4,1365E-06	4,8023E-10	1,7247E+05
Ar	2,0808E+01	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00
CO ₂	3,1956E+01	3,5708E-02	-1,5292E-05	2,3129E-09	-3,7587E+05
O ₂	2,4337E+01	1,6614E-02	-7,4474E-06	1,2461E-09	6,7779E+04
H ₂ O	2,5366E+01	1,9329E-02	-3,7982E-06	1,7507E-10	2,5381E+05
SO ₂	3,7006E+01	2,8659E-02	-1,3682E-05	2,1907E-09	-3,9806E+05
HCl	3,0312E+01	-7,3688E-03	1,2853E-05	-4,1868E-09	0,0000E+00
HF	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00

Tab. 3.2 Koeficienty pro výpočet entalpie spalín [6]

Entalpie spalín recyklu se určí ze vztahu (3.39):

$$I_{REC1} = \dot{m}_{REC1} \cdot i_{REC1}, \quad (3.39)$$

kde I_{REC1} entalpie spalín z recyklu [kJ/h]

$\dot{m}_{REC1}$ množství spalín z recyklu (iterovaná hodnota) [m_N^3/h]

i_{REC1} měrná entalpie spalín z recyklu [kJ/ m_N^3].

3.2.2 SPALINY DO SCC

Spaliny vstupující do dohořivací komory se určí jako produkt směšování spalín z primární komory a spalín z recyklu.

Koncentrace jednotlivých složek spalín se určí dle vztahu (3.40):

$$y_{SP2,j} = \frac{y_{SP1,j} \cdot \dot{m}_{SP1} + y_{REC1,j} \cdot \dot{m}_{REC1}}{\dot{m}_{SP1} + \dot{m}_{REC1}}, \quad (3.40)$$

kde $y_{SP2,j}$ koncentrace složky j ve spalínách do SCC [-]

$y_{REC1,j}$ koncentrace složky j ve spalínách recyklu (iterovaná veličina) [-].

Průtok proudu spalín do SCC je roven součtu průtoků spalín z primární komory a spalín z recyklu (3.41):

$$\dot{m}_{SP2} = \dot{m}_{SP1} + \dot{m}_{REC1}, \quad (3.41)$$

kde $\dot{m}_{SP2}$ průtok spalín do SCC [m_N^3/h].

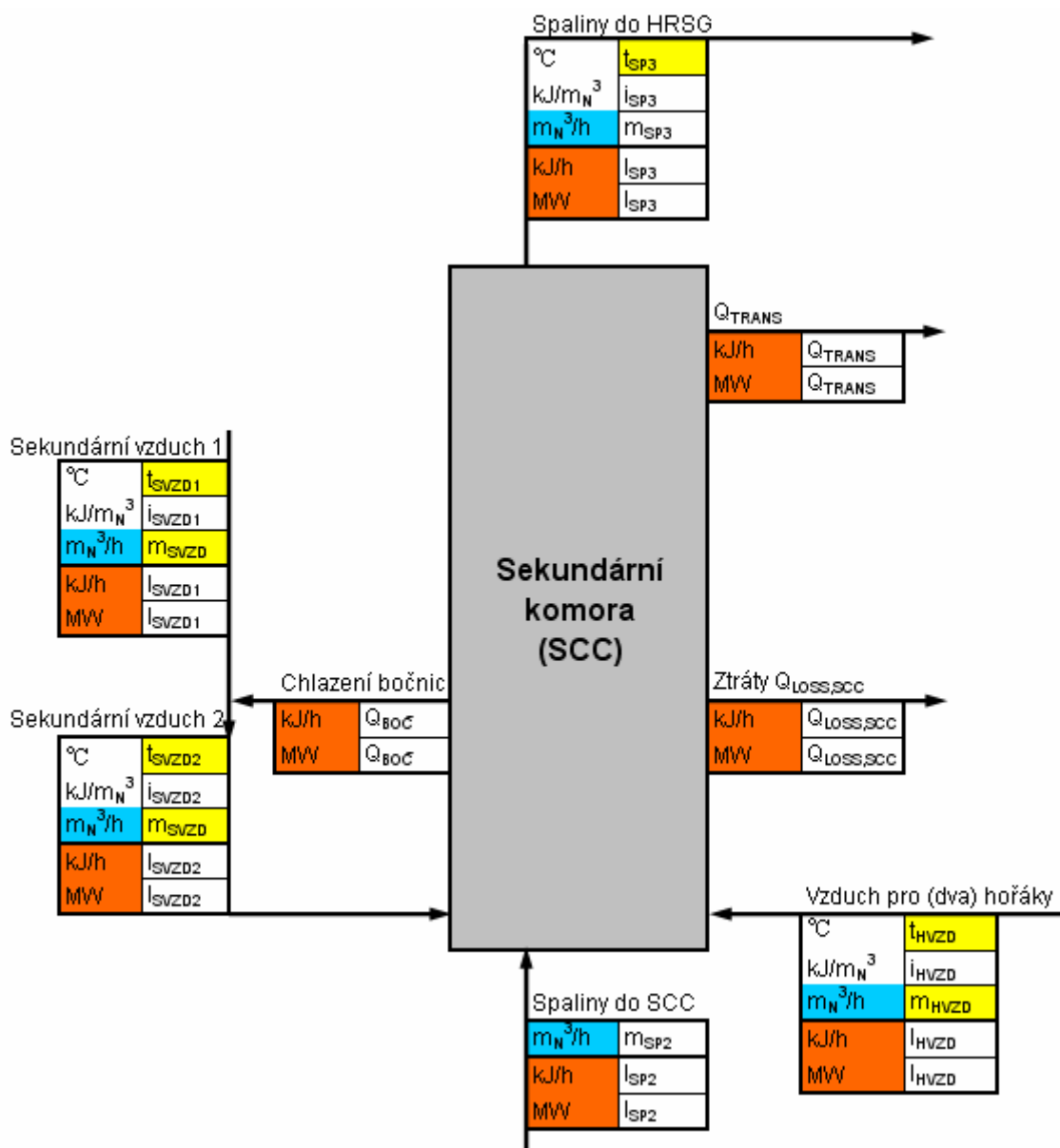
Teplo spalín vstupujících do SCC je rovno součtu tepel spalín z primární komory a spalín z recyklu (3.42):

$$I_{SP2} = I_{SP1} + I_{REC1}, \quad (3.42)$$

kde I_{SP2} entalpie spalín do SCC [kJ/h].

3.3 Sekundární komora

Bilanční schema uzlu sekundární komory a vstupní a výstupní proudy do tohoto uzlu jsou zobrazeny na obr. 3.4.



Obr. 3.4 Bilanční uzel sekundární komory

3.3.1 VZDUCH PRO HOŘÁKY

Ve stěně SCC se nacházejí dva hořáky na zemní plyn, které se spustí když teplota spalin v horní části SCC nedosahuje předepsané úrovně t_{MIN} 850 °C [5]. Určité množství vzduchu však hořáky proudí neustále z důvodu jejich chlazení, je tedy třeba je započíst do tepelných a hmotnostních bilancí.

Pro zadanou teplotu vzduchu T_{HVZD} [K] se určí měrná entalpie vzduchu pro hořáky i_{HVZD} [kJ/m_N^3] postupem popsáním v kap. 3.1.2 podle vztahů (3.16) až (3.21) a s použitím koeficientů dle tab. 3.1. Pro výpočet v modelu se použije dříve zmíněné makro „enthalpy“.

Entalpie vnesená vzduchem pro hořáky se určí ze vztahu (3.43):

$$I_{HVZD} = \dot{m}_{HVZD} \cdot i_{HVZD}, \quad (3.43)$$

kde I_{HVZD} entalpie vzduchu pro hořáky [kJ/h]

$\dot{m}_{HVZD}$ průtok vzduchu pro hořáky [m_N^3/h]

i_{HVZD} měrná entalpie vzduchu pro hořáky [kJ/ m_N^3].

3.3.2 SEKUNDÁRNÍ VZDUCH A CHLAZENÍ BOČNIC

Sekundární vzduch je před vstupem do dohořivacího prostoru veden v bočních stěnách komory a slouží k jejich ochlazování. Ve výpočtu je proto rozeznáván sekundární vzduch 1 v místě počátku chlazení a sekundární vzduch 2 v místě vstupu do komory.

Pro zadané teploty sekundárního vzduchu $T_{SVZD1,2}$ [K] se určí hodnoty měrné entalpie sekundárního vzduchu $i_{SVZD1,2}$ [kJ/ m_N^3] opět pomocí makra „enthalpy“ postupem popsáním v kap. 3.1.2.

Entalpie vnesená sekundárním vzduchem 2 do komory a entalpie sekundárního vzduchu 1 na začátku chlazení se určí podle vztahu (3.44):

$$I_{SVZD1,2} = \dot{m}_{SVZD} \cdot i_{SVZD1,2}, \quad (3.44)$$

kde $I_{SVZD1,2}$ entalpie sekundárního vzduchu v místě 1 a 2 [kJ/h]

$\dot{m}_{SVZD}$ průtok sekundárního vzduchu [m_N^3/h]

$i_{SVZD1,2}$ měrné entalpie sekundárního vzduchu v místě 1 a 2 [kJ/ m_N^3].

Rozdíl hodnot tepla sekundárního vzduchu odpovídá teplu odebranému stěnám při chlazení. Výpočet byl proveden dle vztahu (3.45):

$$Q_{BOČ} = I_{SVZD2} - I_{SVZD1}, \quad (3.45)$$

kde $Q_{BOČ}$ teplo chlazení bočnic [kJ/h].

3.3.3 ZTRÁTY V SEKUNDÁRNÍ KOMOŘE

Do modelu se jako vstupní hodnota vkládá procento ztrát v SCC. Teplo ztrát v SCC je pak určeno z entalpie spalin na vstupu do SCC dle vztahu (3.46):

$$Q_{LOSS,SCC} = LOSS_{SCC} \cdot I_{SP2}, \quad (3.46)$$

kde $Q_{LOSS,SCC}$ teplo ztrát v sekundární komoře [kJ/h]

$LOSS_{SCC}$ ztráty v sekundární komoře [%].

3.3.4 SPALINY DO HRSG

Na výstupu z dohořivací komory pokračují spaliny přímo do kotle na odpadní teplo. Důležité je, aby v celé dohořivací komoře neklesla minimální teplota plyných produktů (spalin) pod legislativou stanovenou hodnotu t_{MIN} 850 °C [5]. Tato teplota je v SCC nejnižší právě v horní části SCC na vstupu do prvního tahu HRSG a je zde proto měřena.

V modelu je teplota spalin do HRSG řazena mezi hodnoty vstupní, z ní se určí hodnoty měrné entalpie spalin do HRSG i_{SP3} [kJ/ m_N^3] opět pomocí makra „enthalpy“ postupem popsáním v kap. 3.1.2 s koeficienty z tab. 3.2.

Spaliny se v sekundární komoře smíchají se vstupujícími proudy vzduchu, jejich množství a složení na výstupu z SCC určují vztahy (3.47) a (3.48). Složení vstupujících proudů vzduchu je stejné jako složení primárního vzduchu v kap.3.1.2.

$$\dot{m}_{SP3} = \dot{m}_{SP2} + \dot{m}_{SVZD} + \dot{m}_{HVZD}, \quad (3.47)$$

$$y_{SP3,j} = \frac{y_{SP2,j} \cdot \dot{m}_{SP2} + y_j \cdot \dot{m}_{SVZD} + y_j \cdot \dot{m}_{HVZD}}{\dot{m}_{SP2} + \dot{m}_{SVZD} + \dot{m}_{HVZD}}, \quad (3.48)$$

kde $\dot{m}_{SP3}$ průtok spalin do HRSG [m_N^3/h]
 $y_{SP3,j}$ koncentrace složky j ve spalinách do HRSG [-].

Entalpie odnášená spalinami ze sekundární komory do kotle na odpadní teplo je určena dle vztahu (3.49):

$$I_{SP3} = \dot{m}_{SP3} \cdot i_{SP3}, \quad (3.49)$$

kde I_{SP3} entalpie spalin do HRSG [kJ/h]
 i_{SP3} měrná entalpie spalin do HRSG [kJ/ m_N^3].

3.3.5 TEPLO PŘEDANÉ VODĚ A PÁŘE V SCC

Stěny sekundární komory jsou chlazeny nejen sekundárním vzduchem (kap. 3.3.2), ale i teplosměnnou plochou trubek výparníku instalovaných ve stěnách SCC. Bilančně určené teplo předané vodě spalinami mimo HRSG je důležitou výstupní hodnotou popisovaného modelu. Jeho hodnota je určena dle vztahu (3.50) jako rozdíl vstupních a výstupních proudů:

$$Q_{TRANS} = (I_{SP2} + I_{SVZD2} + I_{HVZD}) - (I_{SP3} + Q_{BOČ} + Q_{LOSS,SCC}), \quad (3.50)$$

kde Q_{TRANS} teplo předané vodě a páře v SCC [kJ/h].

3.4 Kotel na odpadní teplo

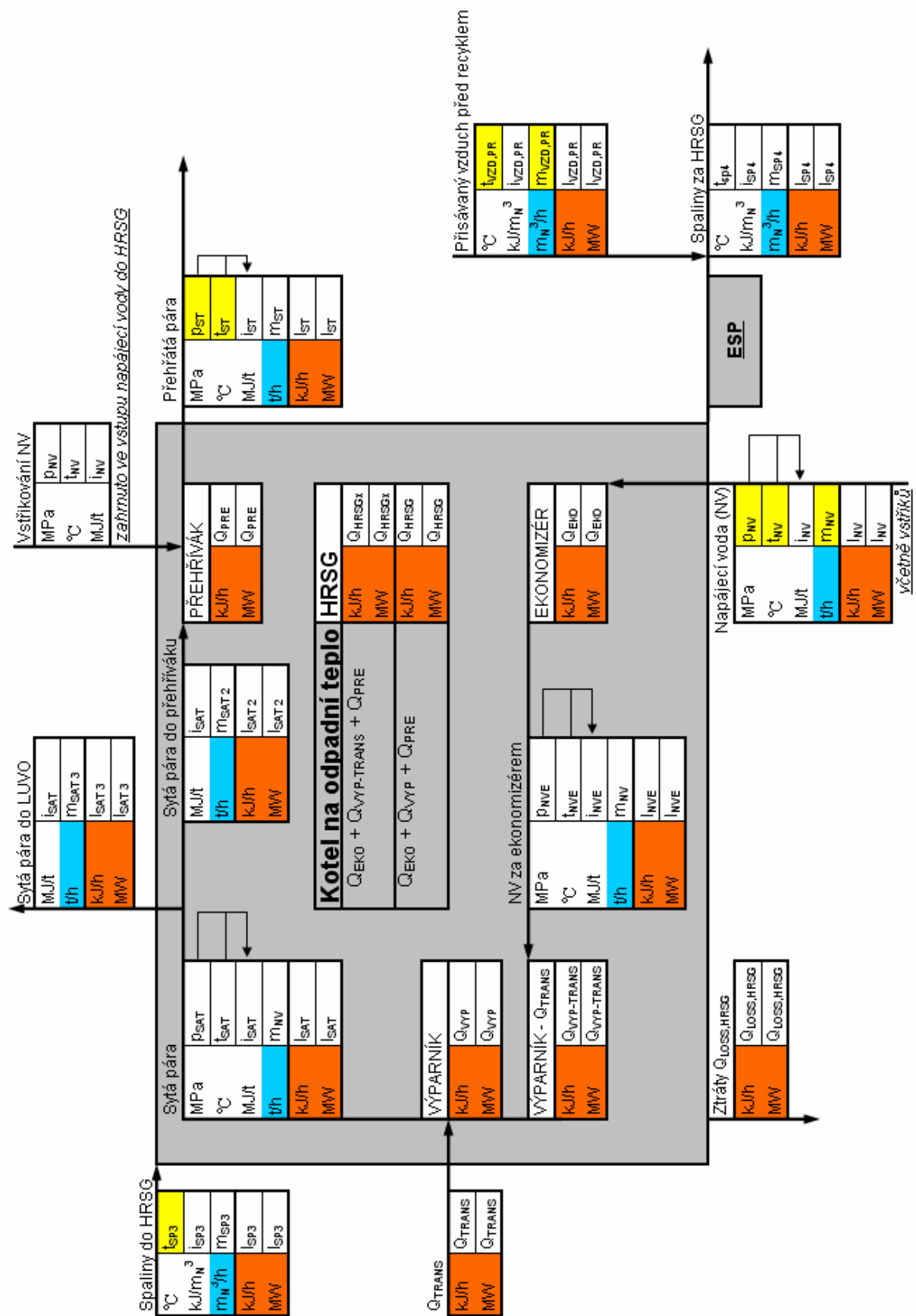
V kotli na odpadní teplo (HRSG, obr. 3.5) spaliny předávají teplo napájecí vodě, čímž ji přeměňuje na páru. Následně pokračují do elektrostatického odlučovače (ESP), který už je částí bloku čištění spalin. Vypočtené údaje uvnitř kotle (parametry ekonomizéru, výparníku a přehříváku) jsou spíše ilustrační, protože teplota a tlak za ekonomizérem a výparníkem byly zjednodušeně určeny z teploty a tlaku napájecí vody změnou o pevně nastavené hodnoty. Tyto hodnoty byly voleny na základě údajů z měření provedených ve spalovně.

3.4.1 BILANCE NA STRANĚ VODY A PÁRY

Pro zadanou teplotu t_{NV} [°C] a tlak p_{NV} [MPa] napájecí vody se pomocí parních tabulek určí hodnota entalpie. Pro výpočet v modelu bylo pro určení entalpie použito makro „enthalpyW“, které entalpii z teploty a tlaku určí automaticky. Entalpie vody vstupující do procesu se určí pomocí vztahu (3.51):

$$I_{NV} = \dot{m}_{NV} \cdot i_{NV}, \quad (3.51)$$

kde I_{NV} entalpie napájecí vody [kJ/h]
 $\dot{m}_{NV}$ průtok napájecí vody [kg/h]
 i_{NV} měrná entalpie napájecí vody [kJ/kg].



Obr. 3.5 Bilanční uzel kotle na odpadní teplo

Napájecí voda je spaliny ohřívána nejprve v ekonomizéru, kde se zvýší její teplota na hodnotu blížíci se bodu varu. V modelu bylo zvýšení teploty vody nastaveno podle reálných hodnot na +73 °C, snížení tlaku dané tlakovou ztrátou ekonomizéru na straně vody na -0,2 MPa podle vztahů (3.52) a (3.53). Z teploty a tlaku se určí entalpie výše popsaným postupem. Entalpie vody za ekonomizérem se určí pomocí vztahu (3.54), množství vody se v ekonomizéru nemění.

$$t_{NVE} = t_{NV} + \Delta t_{NV}, \quad (3.52)$$

$$p_{NVE} = p_{NV} + \Delta p_{NV}, \quad (3.53)$$

$$I_{NVE} = \dot{m}_{NV} \cdot i_{NVE}, \quad (3.54)$$

kde t_{NVE} teplota vody za ekonomizérem [°C]
 Δt_{NV} změna teploty vody v ekonomizéru [°C], $\Delta t_{NV} = 73$ °C
 p_{NVE} tlak vody za ekonomizérem [MPa]
 Δp_{NV} změna tlaku vody v ekonomizéru [MPa], $\Delta p_{NV} = -0,2$ MPa
 I_{NVE} entalpie vody za ekonomizérem [kJ/h]
 i_{NVE} měrná entalpie vody za ekonomizérem [kJ/kg].

Ve výparníku se přehřívá napájecí voda mění na sytou kapalinu a následně se odpařuje na sytou páru. Některé trubky výparníku jsou vedeny i ve stěnách SCC a ochlazuje zde stěny komory (kap. 3.3.5). Ve skutečnosti tedy dochází k odpařování vody paralelně ve dvou částech – ve stěnách SCC a současně ve vlastním HRSG. Pro zjednodušení model v souladu s obr. 3.5 předpokládá, že veškerá přehřívá napájecí voda z ekonomizéru nejprve absorbuje teplo Q_{TRANS} a následně teplo spalin v příslušné sekci výparníku HRSG. Tlak se ve výparníku nemění. Teplota syté páry za výparníkem t_{SAT} [°C] bude odpovídat teplotě sytosti při daném tlaku, v modelu je určena pomocí vložené uživatelské funkce. Z teploty a tlaku se určí měrná entalpie výše popsaným postupem. Entalpie syté páry za výparníkem se určí pomocí vztahu (3.55), hmotnostní průtok se ve výparníku nemění.

$$I_{SAT} = \dot{m}_{NV} \cdot i_{SAT}, \quad (3.55)$$

kde I_{SAT} entalpie syté páry za výparníkem [kJ/h]
 i_{SAT} měrná entalpie syté páry za výparníkem [kJ/kg].

Z celkového množství vyrobené syté páry se část používá pro účely spalovny v ohřívacích vzduchu (LUVO), entalpie takto odvedená se určí dle vztahu (3.56):

$$I_{SAT\ 3} = \dot{m}_{SAT\ 3} \cdot i_{SAT}, \quad (3.56)$$

kde $\dot{m}_{SAT\ 3}$ průtok syté páry do ohříváčů vzduchu [kg/h],
 $I_{SAT\ 3}$ entalpie syté páry do ohříváčů vzduchu [kJ/h].

Většina páry pokračuje do přehříváku, aby zde dále zvýšila svou teplotu. Její průtok a entalpie se určí podle vztahů (3.57) a (3.58):

$$\dot{m}_{SAT\ 2} = \dot{m}_{NV} - \dot{m}_{SAT\ 3}, \quad (3.57)$$

$$I_{SAT\ 2} = \dot{m}_{SAT\ 2} \cdot i_{SAT}, \quad (3.58)$$

kde $\dot{m}_{SAT\ 2}$ průtok syté páry do přehříváku [kg/h]
 $I_{SAT\ 2}$ entalpie syté páry do přehříváku [kJ/h].

Teplota přehřáté páry je v přehříváku reálného kotle regulována vstříky napájecí vody. Protože model předpokládá znalost teploty přehřáté páry na výstupu z kotle (za vstříky napájecí vody), tento proud celkovou bilancí HRSG neovlivní a bude zahrnut do napájecí vody procházející celým kotlem.

Hodnota měrné entalpie přehřáté páry na výstupu z HRSG se pro zadanou teplotu t_{ST} [°C] a tlak p_{ST} [MPa] určí pomocí parních tabulek. V modelu se měrná entalpie vypočte pomocí makra „enthalpyW“. Entalpie a průtok páry vystupující z HRSG se určí pomocí vztahů (3.59) a (3.60):

$$\dot{m}_{ST} = \dot{m}_{SAT\ 2}, \quad (3.59)$$

$$I_{ST} = \dot{m}_{ST} \cdot i_{ST}, \quad (3.60)$$

kde I_{ST} entalpie přehřáté páry [kJ/h]
 $\dot{m}_{ST}$ průtok přehřáté páry [kg/h]
 i_{ST} měrná entalpie přehřáté páry [kJ/kg].

Z HRSG pokračuje pára do turbíny, kde generuje elektřinu. Po expanzi v turbíně je dodávána Teplárně Liberec.

3.4.2 VÝKON KOTLE

Výkon ekonomizéru a přehříváku se určí jako rozdíl entalpie vody a páry před průchodem a po průchodu těmito sekcemi (3.61) a (3.62).

$$Q_{EKO} = I_{NVE} - I_{NV}, \quad (3.61)$$

$$Q_{PRE} = I_{ST} - I_{SAT\ 2}, \quad (3.62)$$

kde Q_{EKO} výkon ekonomizéru [kJ/h]
 Q_{PRE} výkon přehříváku [kJ/h].

V případě výparníku rozdíl entalpií vody a páry udává teplo vyměněné nejen přímo v kotli, ale i při chlazení stěn SCC. Díky údajům z tepelné bilance SCC (kap. 3.3.5) můžeme v bilančním modelu kotle tyto hodnoty rozlišit (3.63) a (3.64).

$$Q_{VYP} = I_{SAT} - I_{NVE}, \quad (3.63)$$

$$Q_{VYP-TRANS} = Q_{VYP} - Q_{TRANS}, \quad (3.64)$$

kde Q_{VYP} výkon výparníku v HRSG i ve stěnách SCC [kJ/h]
 $Q_{VYP-TRANS}$ výkon výparníku pouze v HRSG [kJ/h].

Celkový výkon kotle se určí jako součet výkonů jednotlivých sekcí včetně Q_{TRANS} (3.65). Pro porovnání model ukazuje i hodnotu výkonu bez Q_{TRANS} (3.66):

$$Q_{HRSG} = (Q_{EKO} + Q_{VYP} + Q_{PRE}), \quad (3.65)$$

$$Q_{HRSG\ x} = (Q_{EKO} + Q_{VYP-TRANS} + Q_{PRE}), \quad (3.66)$$

kde Q_{HRSG} výkon HRSG [kJ/h]
 $Q_{HRSG\ x}$ výkon HRSG bez Q_{TRANS} [kJ/h].

Teplo odebrané spalinám je pak dáno tímto výkonem zmenšeným o ztráty tepla sáláním kotle $Q_{LOSS,HRSG}$.

3.4.3 ZTRÁTY HRSG A PŘISÁVÁNÍ VZDUCHU PŘED RECYKLEM

Výpočet ztrát (sáláním a odluhem) v HRSG je v modelu proveden pomocí zadané procentní hodnoty. V ní jsou zahrnuty i ztráty v ESP (viz kap. 3.4.4). Tepelný tok vyzářený v HRSG je pak určen z entalpie spalin vstupujících do HRSG dle vztahu (3.67):

$$Q_{LOSS,HRSG} = LOSS_{HRSG} \cdot I_{SP3}, \quad (3.67)$$

kde $Q_{LOSS,HRSG}$ teplo ztrát v HRSG [kJ/h]
 $LOSS_{HRSG}$ ztráty v HRSG [%].

Kvůli netěsnostem vedení přisávají spaliny hlavně při průchodu kotlem vzduch z okolí. Pro zadanou teplotu vzduchu (teplota okolí) se určí měrná entalpie dle postupu z kap. 3.1.2. Při známém množství přisávaného vzduchu se vnesená entalpie určí dle vztahu (3.68):

$$I_{VZD,PR} = \dot{m}_{VZD,PR} \cdot i_{VZD,PR}, \quad (3.68)$$

kde $I_{VZD,PR}$ teplo vzduchu přisávaného před recyklem [kJ/h]
 $\dot{m}_{VZD,PR}$ množství vzduchu přisávaného před recyklem [m_N^3/h]
 $i_{VZD,PR}$ entalpie vzduchu přisávaného před recyklem [kJ/m_N^3].

3.4.4 PRŮBĚH SPALIN

Na kotel přímo navazuje elektrostatický odlučovač, proto se hodnoty spalin neměří hned na výstupu z HRSG, ale až za ESP. Ztráty odlučovače jsou zahrnuty ve ztrátách v HRSG. Entalpie spalin vystupujících z kotle se určí z bilance (3.69):

$$I_{SP4} = (I_{SP3} + I_{VZD,PR}) - (Q_{EKO} + Q_{VYP} + Q_{PRE} + Q_{LOSS,HRSG}), \quad (3.69)$$

kde I_{SP4} teplo spalin za HRSG [kJ/h].

Průtok a složení spalin za HRSG se určí dle vztahů (3.70) a (3.71). Složení přisávaného vzduchu je stejné jako u primárního vzduchu v kap. 3.1.2.

$$\dot{m}_{SP4} = \dot{m}_{SP3} + \dot{m}_{VZD,PR}, \quad (3.70)$$

$$y_{SP4,j} = \frac{y_{SP3,j} \cdot \dot{m}_{SP3} + y_j \cdot \dot{m}_{VZD,PR}}{\dot{m}_{SP3} + \dot{m}_{VZD,PR}}, \quad (3.71)$$

kde $\dot{m}_{SP4}$ průtok spalin za HRSG [m_N^3/h]
 $y_{SP4,j}$ koncentrace složky j ve spalinách za HRSG [-].

Měrná entalpie je vypočtena jako podíl entalpie a průtoku spalin za kotlem (3.72). Teplota spalin za HRSG t_{SP4} [°C] se určí z měrné entalpie pomocí makra „FindTemp“.

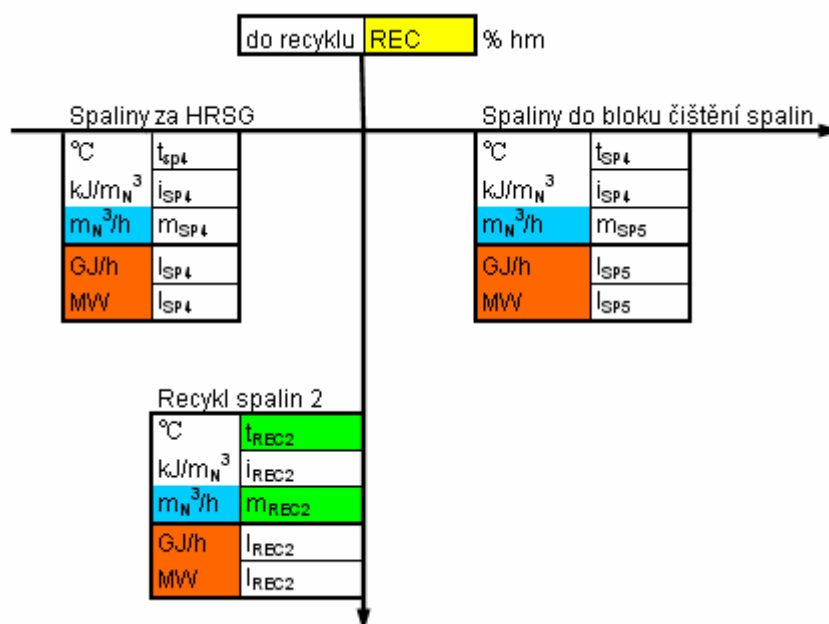
$$i_{SP4} = \frac{I_{SP4}}{\dot{m}_{SP4}}, \quad (3.72)$$

kde i_{SP4} entalpie spalin za HRSG [kJ/m_N^3].

3.5 Recykl spalín

Recykl vede část spalín vystupujících z elektrostatického odlučovače zpátky na vstup do SCC, kde se spaliny z recyklu smíchají se spaliny z roštové části. Parametry recyklu jsou uvažovány v místě vstupu spalín do SCC, na obr. 3.6 je popis hodnot na větvi recyklu pro větší názornost posunut blíže k místu odvětvení. Recykl spalín 1 a 2 se v modelu rozlišuje jen kvůli přenosu hodnot při iteraci.

3.5.1 ODVĚTVENÍ RECYKLU



Obr. 3.6 Bilanční schema odvětvení recyklu

Podle informací z provozu se množství spalín odvedených recyklem nastavuje v řídicím systému podle žádaného průtoku páry z kotle (na základě přednastavených regulačních konstant). V modelu se průtok spalín do recyklu určí podle zadaného procenta ze spalín vystupujících z kotle tak, aby průtok recyklu odpovídal reálným hodnotám (3.73). Složení spalín se nemění.

$$\dot{m}_{REC\ 2} = REC \cdot \dot{m}_{SP4}, \quad (3.73)$$

kde $\dot{m}_{REC\ 2}$ průtok spalín odvětvených do recyklu [m_N^3/h]

REC procento spalín odvedených do recyklu [% hm].

Teplota spalín recyklu se mírně sníží v důsledku tepelných ztrát potrubí, kterým jsou spaliny vedeny zpět do termického bloku. Pokles teploty byl ve výpočtu nastaven $-4\ ^\circ C$ oproti teplotě spalín za kotlem. Tato hodnota byla volena na základě informací z měření ve spalovně (3.74). Měrná entalpie se určí z teploty pomocí makra „enthalpy“. Entalpie spalín recyklu se určí dle vztahu (3.75).

$$t_{REC\ 2} = t_{SP4} + \Delta t_{REC}, \quad (3.74)$$

$$I_{REC\ 2} = \dot{m}_{REC\ 2} \cdot i_{REC\ 2}, \quad (3.75)$$

kde $t_{REC\ 2}$ teplota spalín z recyklu [$^\circ C$]

Δt_{REC} změna teploty spalín v recyklu [$^\circ C$], $\Delta t_{REC} = -4\ ^\circ C$

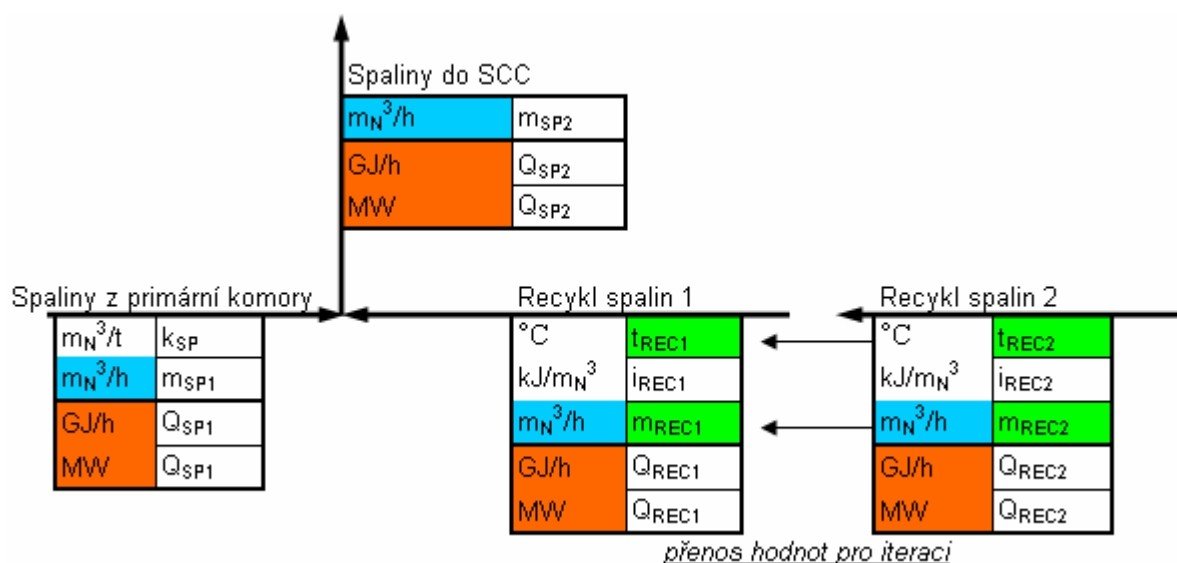
$I_{REC\ 2}$ entalpie spalín z recyklu [kJ/h]

$i_{REC\ 2}$ měrná entalpie spalín z recyklu [kJ/m_N^3].

3.5.2 ITERACE RECYKLU

Pro různá zadání vypočte program různé hodnoty recyklu spalin 2. Spaliny ale vstupují na začátku sekundární komory opět do procesu (recykl spalin 1) a tvoří tak ve výpočtu smyčku. V modelu se tato situace řeší pomocí ručně prováděných postupných iterací, tedy přenosem vypočtených parametrů recyklu na hodnoty vstupující do termického bloku (kap. 3.2). Tím je výpočet postupně zpřesňován. Většinou stačí provést 3 až 5 přenosů hodnot. Přenáší se složení, teplota a průtok spalin recyklu (obr. 3.7).

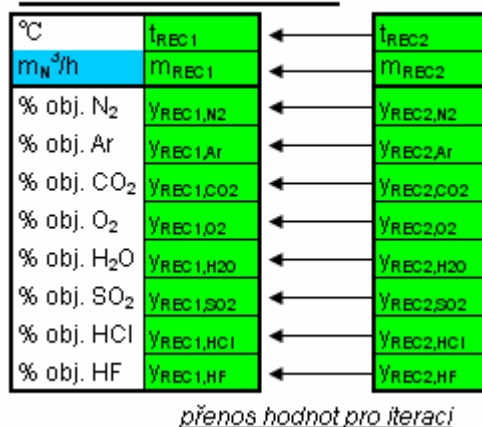
V programu MS Excel bylo možno užít i automatického provádění iterací funkcí Řešitel, toto řešení je přibližně stejně uživatelsky náročné, ale použité ruční přenášení hodnot je svou otevřeností vhodnější pro názornost a případné modifikace bilančního modelu.



Obr. 3.7 Znázornění přenosu iteračních hodnot na vedení recyklu

Provedení přenosu iteračních hodnot zobrazuje obr. 3.8. Na místo přenosu iterovaných hodnot je v modelu textově odkazováno. Pravý sloupec s vypočtenými hodnotami se označí a zkopíruje do schránky. Do levého sloupce se hodnoty vloží přes nabídku pravého tlačítka / Vložit jinak / Hodnoty.

ITERACE RECYKLU:



Obr. 3.8 Provedení přenosu iteračních hodnot v bilančním modelu

4 OVĚŘENÍ MODELU NA ZÁKLADĚ REÁLNÝCH DAT

Postupem popsaným v předchozí kapitole byl vytvořen bilanční model termického bloku a systému využití tepla. Ten je potřeba ověřit a přizpůsobit reálnému provozu zařízení. K tomu se použijí data z řídicího systému, provozního deníku a jednorázových měření. Analýzou vstupních hodnot a posouzením správnosti výstupních dat z modelu se zabývá tato kapitola.

Uživatelské rozhraní modelu bylo navrženo tak, aby uživatel mohl editovat všechny vstupní hodnoty na jednom místě. Vznikl tak formulář, jehož vzhled je patrný z tab. 4.1. Pro výpočet jsou přitom nejdůležitější čtyři parametry uvedené v první části tabulky.

ZADÁNÍ:

Hlavní hodnoty:		
Výhřevnost odpadu LHV	LHV _W	GJ/t
Množství odpadu	m _W	t/h
Teplota spalin do HRSG	t _{SP3}	°C
Množství napájecí vody	m _{NV}	t/h
Složení:		
Vzduch (reálný, vlhký)		
složka	[% obj.]	
N ₂	Y _{N2}	
Ar	Y _{Ar}	
CO ₂	Y _{CO2}	
O ₂	Y _{O2}	
H ₂ O	Y _{H2O}	
celkem	100	
ODPAD		
složení paliva	[% hm.]	
hořlavina	Cmb	
voda	W	
popeloviny	Ash	
celkem	100	
složky hořlaviny	[% hm.]	
C	X _C	
H	X _H	
N	X _N	
O	X _O	
S	X _S	
Cl	X _{Cl}	
F	X _F	
celkem	100	
Další hodnoty:		
Teplota primárního vzduchu (po předehřevu)	t _{PVZD}	°C
Měrné teplo popelu c _p	C _{p,POP}	kJ/kgK
Teplota popelovin	t _{POP}	°C
Teplota vody pro zchlazení popelovin	t _{VODA,POP}	°C
Teplota sekundárního vzduchu 1	t _{SVZD1}	°C
Teplota sekundárního vzduchu 2	t _{SVZD2}	°C
Množství sekundárního vzduchu	m _{SVZD}	m ³ /h
Teplota vzduchu pro (dva) hořáky	t _{HVZD}	°C
Množství vzduchu pro (dva) hořáky	m _{HVZD}	m ³ /h
Ztráty v SCC	LOSS _{SCC}	%
Ztráty v HRSG	LOSS _{HRSG}	%
Tlak napájecí vody	p _{NV}	MPa
Teplota napájecí vody	t _{NV}	°C
Množství syté páry do LUVU	m _{NV}	t/h
Tlak přehřáté páry	p _{ST}	Mpa
Teplota přehřáté páry	t _{ST}	°C
Teplota přísávaného vzduchu	t _{VZD,PR}	°C
Množství přísávaného vzduchu před recyklem	m _{VZD,PR}	m ³ /h
Procento spalin odvětvené do recyklu	REC	% hm

Primární komora

Sekundární komora

HRSG

Se změnou zadání nutno (několikrát) provést iteraci pro hodnoty recyklu!

Tab. 4.1 Tabulka pro zadání vstupních hodnot bilančního modelu

Analogickým způsobem byl v tabelované formě vytvořen i přehled hlavních hodnot vypočítaných modelem (tab. 4.2). Zde byly hodnoty rozřazeny podle jejich umístění v procesu. Jsou zde uvedeny i hodnoty, které ukazují velikost tepla Q_{TRANS} jako procento výkonu HRSG a tepla spaliny vstupujících do SCC.

PŘEHLED HLAVNÍCH HODNOT:

Odpad	LHV _W	GJ/t	
	m _W	t/h	
	E _W	GJ/h	
Q _{TRANS}	Q _{TRANS}	GJ/h	
	Q _{TRANS}	MW	
(Q _{TRANS} /I _{SP2})*100	%	%	
(Q _{TRANS} /Q _{HRSG})*100	%	%	
Recykl	t _{REC1}	t _{REC2}	°C
	m _{REC1}	m _{REC2}	m _N ³ /h
	I _{REC1}	I _{REC2}	GJ/h
Spaliny do HRSG	t _{SP3}	°C	
	m _{SP3}	m _N ³ /h	
	I _{SP3}	GJ/h	
Napájecí voda	t _{NV}	°C	
	p _{NV}	MPa	
	m _{NV}	t/h	
	I _{NV}	GJ/h	
Přehřátá pára	t _{ST}	°C	
	p _{ST}	MPa	
	m _{ST}	t/h	
	I _{ST}	GJ/h	
Výkon HRSG	Q _{HRSG}	GJ/h	
	Q _{HRSG}	MW	
Spaliny za ESP	t _{sp4}	°C	
	m _{SP4}	m _N ³ /h	
	I _{SP4}	GJ/h	

Tab. 4.2 Tabulka s přehledem hlavních hodnot bilančního modelu

Jednou z nejdůležitějších hodnot, která zásadně ovlivňuje výpočet, je výhřevnost odpadu. Proto této veličině bude věnována větší pozornost.

V následující kapitole je ukázán postup určování výhřevnosti odpadu z dat provozního deníku.

4.1 Výpočet výhřevnosti odpadu z dat provozního deníku

Jak již bylo zmíněno výše, za zásadní parametr, který ovlivňuje celou bilanci zařízení lze považovat výhřevnost odpadu LHV_w . S ohledem na nehomogenitu a proměnlivost spalovaného odpadu v čase se výhřevnost určuje velmi obtížně. Experimentální stanovení reprezentativního vzorku je prakticky neproveditelné, proto se výhřevnost odhaduje pomocí empiricky určeného vzorce (4.1), který odpovídá metodice BREF *Nejlepší dostupné techniky pro spalovny odpadů* [7]. Zdrojem dat je provozní deník zařízení, do kterého se na předmětném zařízení zaznamenávají dvakrát denně naměřené údaje. K dispozici jsou hodnoty od 1. 12. 2002 do 28. 4. 2004 a od 1. 12. 2004 do 4. 4. 2006.

$$LHV_w = 1,133 \cdot \frac{\dot{m}_{\text{ST},w}}{\dot{m}_w} \cdot i_{\text{ST},\text{HP},\text{NET}} + 0,008 \cdot t_{\text{SP4}} - 0,801, \quad (4.1)$$

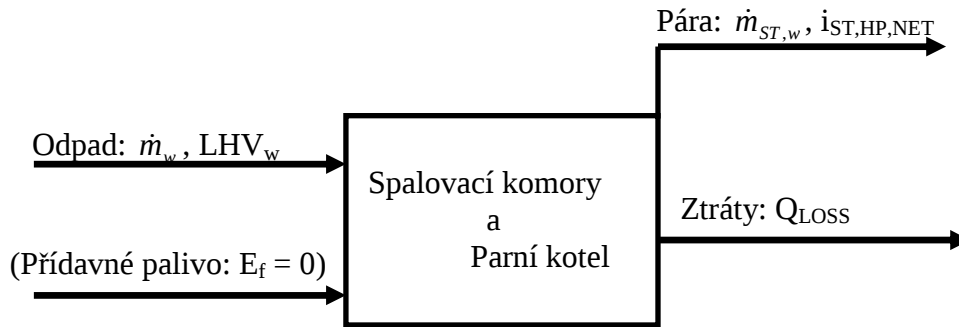
kde $\dot{m}_{ST,w}$ pára vyrobená z odpadu bez podílu páry vyrobené z importované energie [t/r] (viz dále)
 $i_{ST,HP,NET}$ měrné zvýšení entalpie páry v kotli [GJ/t].

4.1.1 VZNIK VZTAHU PRO VÝPOČET VÝHŘEVNOSTI ODPADU

Jak bude ukázáno dále, vztah pro výpočet LHV_w spalovaného odpadu vychází z tepelné bilance výroby páry z odpadu (4.2). Do bilancovaného systému vstupuje odpad charakterizovaný veličinami $\dot{m}_w$ a LHV_w . Vystupuje z něj pára vyrobená z odpadu (bez podílu páry vyrobené z importované energie, viz níže) o hodnotách $\dot{m}_{ST,w}$, $i_{ST,HP,NET}$ a ztrátové teplo Q_{LOSS} (obr. 4.1). Bilance se zabývá pouze výrobou páry z odpadu, proto neuvádíme energii přídavného paliva E_f . To je spotřebováváno pouze při nestandardních provozních stavech, jako je uvádění do provozu, popř. odstavování nebo řešení krátkodobých poruch [2].

$$\dot{m}_w \cdot LHV_w = \dot{m}_{ST,w} \cdot i_{ST,HP,NET} + Q_{LOSS}, \quad (4.2)$$

kde Q_{LOSS} teplo ztracené při výrobě páry [GJ/r].



Obr. 4.1 Tepelná bilance výroby páry

Bilance (4.2) byla vydělena množstvím odpadu $\dot{m}_w$, čímž vznikla rovnice (4.3). Hodnota posledního členu vztahu (4.3) je obtížně určitelná. Předpokládá se tedy, že ze ztrát převažuje komínové teplo odvedených spalin. Byla tedy využita možnost vyjádření tohoto členu jako funkce hodnot spalin na výstupu z kotle $\dot{m}_{SP4}$, t_{SP4} (4.4). Z těchto veličin původnímu členu odpovídá převážně t_{SP4} , ve výsledném vztahu (4.1) se tedy objeví pouze tato teplota upravená empiricky určenými koeficienty.

$$LHV_w = \frac{\dot{m}_{ST,w}}{\dot{m}_w} \cdot i_{ST,HP,NET} + \frac{Q_{LOSS}}{\dot{m}_w}, \quad (4.3)$$

$$LHV_w = \frac{\dot{m}_{ST,w}}{\dot{m}_w} \cdot i_{ST,HP,NET} + f(\dot{m}_{SP4}, t_{SP4}), \quad (4.4)$$

$$LHV_w = 1,133 \cdot \frac{\dot{m}_{ST,w}}{\dot{m}_w} \cdot i_{ST,HP,NET} + 0,008 \cdot t_{SP4} - 0,801. \quad (4.1)$$

Odečet podílu páry vyrobené z importované energie:

Ve vzorci (4.1) pro určení LHV_w vystupuje průtok páry vyrobené pouze z odpadu $\dot{m}_{st,w}$, tedy bez podílu páry vyrobené z importované energie E_f . V provozu se však měří pouze celkové množství produkované páry $\dot{m}_{st}$. Pro odečet podílu páry vyrobené z importované energie od celkového množství páry proto byl použit vztah (4.5) dle [4]:

$$\dot{m}_{st,w} = \dot{m}_{st} - \left(\dot{m}_{zp} \cdot \frac{LHV_{zp}}{i_{st,hp,net}} \cdot \eta_b \right), \quad (4.5)$$

kde $\dot{m}_{zp}$ průtok zemního plynu [m_N^3/r]
 LHV_{zp} výhřevnost zemního plynu [GJ/m_N^3].

Výsledný vztah pro výpočet výhřevnosti odpadu LHV_w

V původním vzorci pro výpočet LHV_w (4.1) byla veličina $\dot{m}_{st,w}$ nahrazena vztahem pro odečet podílu páry z importované energie (4.5). Tím vznikne výsledný vztah (4.6), který je dále použit pro výpočet výhřevnosti LHV_w z dat provozního deníku v programu MS Excel:

$$LHV_w = 1,133 \cdot \frac{\dot{m}_{st} - \left(\dot{m}_{zp} \cdot \frac{LHV_{zp}}{i_{st,hp,net}} \cdot \eta_b \right)}{\dot{m}_w} \cdot i_{st,hp,net} + 0,008 \cdot T_b - 0,801. \quad (4.6)$$

4.1.2 HODNOTY NEZBYTNÉ PRO VÝPOČET VÝHŘEVNOSTI ODPADU

Pro určení zvýšení entalpie páry $i_{ST,HP,NET}$ a účinnosti parního kotle η_b [%] bylo použito ročních ukazatelů dle [2] (tab. 4.3).

Označení	Název	Hodnota	Jednotka
E_f	Importovaná energie ve formě paliva	5 036	GJ/r
E_w	Energie dodaná odpadem	957 618	GJ/r
t_{NV}	Teplota napájecí vody	118	°C
t_{ST}	Teplota přehřáté páry	405	°C
p_{NV}	Tlak napájecí vody	5,1	Mpa
p_{ST}	Tlak přehřáté páry	4,1	Mpa
$\dot{m}_{ST}$	Množství produkované páry	34,6	t/h

Tab. 4.3 Hodnoty pro výpočet zvýšení entalpie páry a účinnosti kotle

Pro teplotu a tlak byly z parních tabulek zjištěny hodnoty entalpie:

$i_{NV} = 498,7$ MJ/t měrná entalpie napájecí vody,
 $i_{ST} = 3225,8$ MJ/t měrná entalpie přehřáté páry na výstupu z HRSG.

Výpočet měrného zvýšení entalpie páry $i_{ST,HP,NET}$ byl proveden jako rozdíl hodnot měrné entalpie:

$$i_{ST,HP,NET} = i_{ST} - i_{NV}, \quad (4.7)$$

$$i_{ST,HP,NET} = 3225,8 - 498,7,$$

$$i_{ST,HP,NET} = 2727,1 \text{ kJ / kg} \doteq 2,73 \text{ GJ / t.}$$

Zvýšení entalpie páry $I_{ST,HP,NET}$ je dáno součinem zvýšení entalpie a průtoku páry:

$$I_{ST,HP,NET} = (i_{ST} - i_{NV}) \cdot \dot{m}_{ST}, \quad (4.8)$$

$$I_{ST,HP,NET} = (3225,8 - 498,7) \cdot 34,6,$$

$$I_{ST,HP,NET} = 94480 \text{ MJ} / \text{h} = 755817 \text{ GJ} / \text{r}.$$

Pro výpočet účinnosti parního kotle byl použit vzorec (4.9) dle [4]:

$$\eta_b = \left(\frac{I_{ST,HP,NET}}{E_f + E_w} \right) \cdot 100 \quad (4.9)$$

$$\eta_b = \left(\frac{755817}{5036 + 957618} \right) \cdot 100$$

$$\eta_b = 78,5\%$$

Hlavním zdrojem dat pro výpočet účinností je provozní deník, do kterého obsluha zařízení zaznamenává dvakrát denně naměřené údaje. Jak již bylo zmíněno dříve, k dispozici jsou hodnoty od 1. 12. 2002 do 28. 4. 2004 a od 1. 12. 2004 do 4. 4. 2006. Ze všech údajů zaznamenávaných do deníku byly použity řady hodnot představující množství produkované páry $\dot{m}_{ST}$, množství spalovaného odpadu $\dot{m}_w$ a množství spotřebovaného zemního plynu $\dot{m}_{zp}$.

Teplota spalin na výstupu z kotle se nereguluje a mění se v závislosti na stupni znečištění teplosměnných ploch kotle. Když je kotel čistý, bývá výstupní teplota spalin 180 až 190 °C, před odstavením okolo 230 °C. Byla tedy volena průměrná hodnota 215 °C. Přehled hodnot použitých pro výpočet a jejich jednotek je v tab. 4.3. První tři veličiny se mění dle hodnot zaznamenaných v provozním deníku. Ostatní hodnoty zůstávají fixní.

Označení	Název	Hodnota	Jednotka
$\dot{m}_{ST}$	Množství produkované páry	dle provozního deníku	t/h
$\dot{m}_w$	Množství spalovaného odpadu	dle provozního deníku	t/h
$\dot{m}_{zp}$	Množství zemního plynu	dle provozního deníku	m_N^3/h
LHV_{zp}	Výhřevnost zemního plynu	0,0358	GJ/m_N^3
$i_{ST,HP,NET}$	Zvýšení entalpie páry	2,73	GJ/t
η_b	Účinnost kotle na odpadní teplo	78,5	%
t_{SP4}	Teplota spalin na výstupu z kotle	215	°C

Tab. 4.4 Hodnoty pro výpočet výhřevnosti odpadu

4.1.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU LHV_w Z DAT PROVOZNÍHO DENÍKU

Výše popsaným způsobem byla zpracována data z provozního deníku. Výsledkem výpočtu provedeného z dříve popsaných dat je řada hodnot výhřevností odpovídající dvakrát denně zaznamenávaným údajům. Výsledky tedy popisují změny LHV_w . Jsou k dispozici hodnoty z období od 1. 12. 2002 do 4. 4. 2006. Měření byla přerušena od 28. 4. 2004 do 1. 12. 2004, v říjnu 2005 a v několika kratších časových obdobích. Z výsledků byly vytvořeny měsíční a roční průměry.

Výsledná řada získaných výhřevností bohužel vykazuje značné výchyly. Výhřevnost se často změnila o více než 1 GJ/t během poloviny dne. Mnohé hodnoty se takto měnily vícekrát za sebou. Některé údaje navíc udávaly příliš vysokou, nebo naopak příliš nízkou výhřevnost. Průměry z těchto hodnot vykazovaly podobné nedostatky.

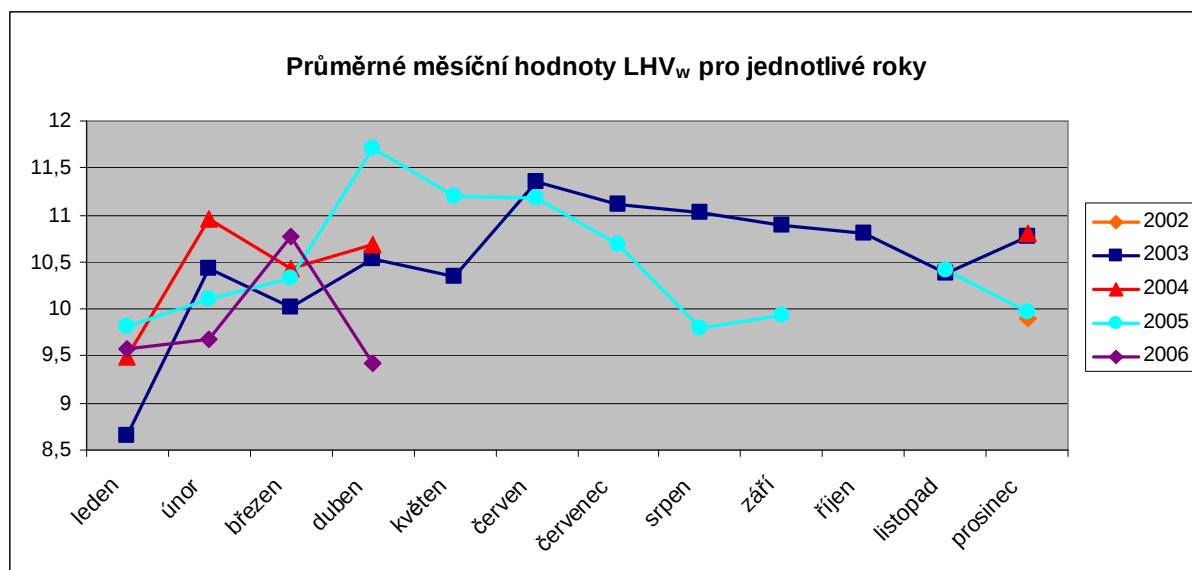
Vzhledem ke kontinuální homogenizaci a promíchávání odpadu v zásobnících, je logické předpokládat, že skutečná výhřevnost se nemůže tak často a rychle měnit. Skokovou změnu výhřevnosti lze vysvětlit nedůsledným doplňováním provozního deníku, nebo výraznou změnou provozního režimu zařízení, která na základě dostupných dat nebyla odhalena. Z vyhodnocovaných dat byly proto odstraněny nereálné hodnoty nejvíce vychylující výslednou řadu. Ze zbylých hodnot výhřevnosti byly vytvořeny měsíční a roční průměry zobrazené v tab. 4.5.

	2002	2003	2004	2005	2006	měsíční průměry
leden		8,65	9,49	9,82	9,58	9,38
únor		10,43	10,97	10,10	9,68	10,29
březen		10,03	10,44	10,33	10,77	10,39
duben		10,53	10,69	11,71	9,43	10,59
květen		10,35		11,19		10,77
červen		11,35		11,18		11,26
červenec		11,11		10,68		10,90
srpen		11,02		9,79		10,41
září		10,90		9,93		10,41
říjen		10,80				10,80
listopad		10,38		10,40		10,39
prosinec	9,90	10,77	10,80	9,97		10,36
roční průměry	9,90	10,53	10,48	10,46	9,86	

Tab. 4.5 Měsíční a roční průměrné hodnoty LHV_w dle vypočtených dat

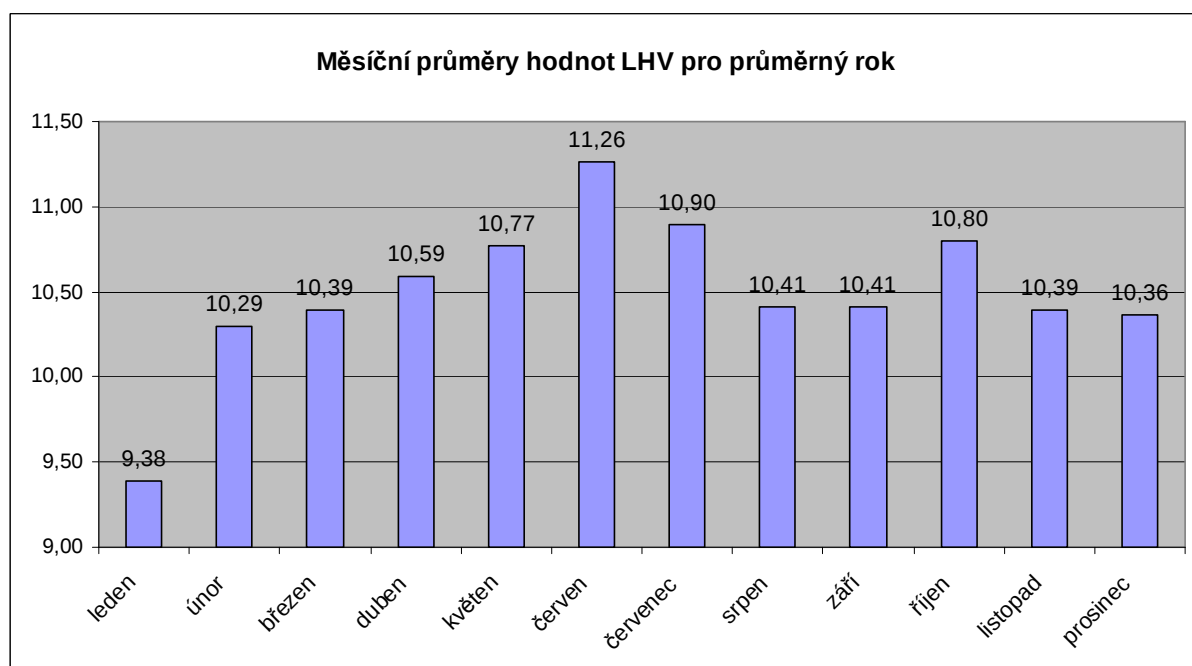
Z tab. 4.5 je zřejmý další problém vypočtených údajů, a to nedostatek dat. Přestože zkoumané období zahrnuje roky 2002 až 2006, údaje pro průměry jednotlivých měsíců často chybí. Pouze v roce 2003 jsou k dispozici průměrné výhřevnosti ze všech měsíců. Průměry v letech 2002, 2004 a 2006 jsou vytvořeny z nekompletního počtu hodnot. Graficky je toto znázorněno na obr. 4.2.

Stejně tak hodnoty výhřevnosti pro měsíce průměrného roku (poslední sloupec v tab. 4.5) čerpaly z příliš malého množství dat. Pro říjen byl k dispozici jen údaj z roku 2003. Šest dalších průměrů, tedy polovina měsíců, vychází pouze z údajů z let 2003 a 2005. Jen pro zbylých pět měsíců jsou k dispozici hodnoty ze čtyř zkoumaných let.



Obr. 4.2 Graf vypočtených průměrných měsíčních hodnot LHV_w v jednotlivých letech

Sloupcový graf na obr. 4.3 ukazuje výhřevnosti v jednotlivých měsících průměrného roku. I přes nepřesnost hodnot je zřejmé, že odpad má vyšší výhřevnost v letních měsících a nižší v zimě. To lze vysvětlit větším zastoupením obalových materiálů (např. PET lahví) s vysokou výhřevností v létě, a zvýšeným obsahem nízkovýhřevného popela z domácností, které zajišťují své vytápění spalováním méně kvalitního uhlí, v přiváženém komunálním odpadu v zimních měsících.



Obr. 4.3 Graf vypočtených průměrných měsíčních hodnot LHV_w v jednotlivých letech

Z výsledků vyplývá, že vzhledem k citlivosti modelu na LHV_w vypočtené hodnoty nejsou dostatečně přesné a věrohodné pro další zpracování. Metoda k určování výhřevnosti odpadu dle [7] je patrně vhodná pouze pro vstupní údaje z delšího časového intervalu, jako je rok, nebo několik měsíců. V dalším výpočtu bude proto volen delší časový interval a použity hodnoty získané z provozu spalovny.

4.2 Výpočet ročních průměrných hodnot

V této kapitole jsou do bilančního modelu postupně vkládány hodnoty z těchto období:

- od ledna 2004 do září 2004,
- od října 2004 do září 2005,
- od října 2005 do září 2006,
- od října 2006 do září 2007.

První období je sice kratší než ostatní, pro porovnání je však tento časový interval postačující. Z provozu spalovny byly získány průměrné hlavní vstupní hodnoty zadání (jsou seřazeny v horní části formuláře na tab. 4.1) za sledovaná časová období. V závislosti na těchto vstupních veličinách se vypočítané hodnoty mění nejvýrazněji.

Další zadávané hodnoty, včetně složení vzduchu a odpadu, jsou pro všechna období stejné a jsou voleny na základě informací z provozu.

4.2.1 HODNOTY ZÁSADNÍ DŮLEŽITOSTI

Hlavní hodnoty zadání nejvíce ovlivňují výsledky výpočtu. Jsou to výhřevnost a množství odpadu (parametry určující tepelný tok ze spalování odpadu), množství napájecí vody (ovlivňuje výkon kotle) a teplota spalin do HRSG, která v bilančním modelu výrazně ovlivňuje velikost sledovaného tepelného toku Q_{TRANS} . Z provozu spalovny byly získány pro jednotlivá sledová období hodnoty uvedené v tab. 4.6.

	2004 01 - 2004 09	2004 10 - 2005 09	2005 10 - 2006 09	2006 10 - 2007 09	
Výhřevnost odpadu LHV	10,70	10,77	10,68	10,87	GJ/t
Množství odpadu	11,02	10,84	11,41	11,48	t/h
Teplota spalin do HRSG (původně)	993	1020	887	923	°C
Teplota spalin do HRSG (voleno)	970	970	970	970	°C
Množství napájecí vody	34,13	34,89	36,26	38,52	t/h

Tab. 4.6 Hlavní hodnoty zadání pro uvedená období

Původní údaje o teplotě spalin do HRSG se od sebe značně liší. Tato teplota se obtížně měří, výsledek výrazně ovlivní i malá změna podmínek měření. Na tomto údaji ale velmi závisí velikost tepla Q_{TRANS} , jehož určení patří k cílům této práce. Kvůli vzájemné porovnatelnosti zjištěných hodnot Q_{TRANS} byla teplota spalin do HRSG volena jako průměrných 970 °C pro všechna období.

4.2.2 VOLBA DALŠÍCH HODNOT ZADÁNÍ

Tato část vstupních hodnot neovlivní výsledky výpočtu tak výrazně jako hodnoty hlavní. Většinou představují parametry vstupních a výstupních proudů. V čase se tyto údaje příliš nemění, proto jsou pro všechna sledovaná období voleny stejné hodnoty. To je příznivé i pro porovnatelnost výsledků výpočtu za jednotlivé roky.

Tuhý komunální odpad

Složení použité pro bilancování odpovídá složení reálného odpadu s experimentálně určenou výhřevností 10,066 GJ/t a je uvedeno v tab. 4.7.

složení paliva	[% hm.]
hořlavina	47
voda	23
popeloviny	30
celkem	100
složky hořlaviny	[% hm.]
C	59,17
H	6,40
N	0,80
O	31,98
S	0,21
Cl	1,12
F	0,32
celkem	100,00

Tab. 4.7 Použité složení reálného odpadu

Primární spalovací vzduch

Podle poznatků z provozu spalovny je doporučená teplota přehřátého vzduchu 120 °C. Běžně však bývá nastavena na 150 až 160 °C, aby měli operátoři větší jistotu, že odpad bude dobře a bez problémů hořet. V modelu je použita teplota 155 °C.

Použité složení vzduchu bylo určeno podle parametrů suchého vzduchu dle mezinárodní atmosféry přepočítané na vlhký vzduch pro podmínky:

- relativní vlhkost vzduchu 0,50 [/],
- tlak vzduchu 98 kPa,
- teplota vzduchu 20 °C.

Použité složení vlhkého vzduchu uvádí tab. 4.8.

složka	[% obj.]
N ₂	77,10
Ar	0,94
CO ₂	0,03
O ₂	20,74
H ₂ O	1,19
celkem	100,00

Tab. 4.8 Použité složení vlhkého vzduchu

Popeloviny

Teplota popelovin se v provozu neměří a je odhadována na 800 °C. Měrná tepelná kapacita popelovin je stanovena také odhadem jako 1,5 kJ/kg.K. Voda pro chlazení popelovin má průměrně teplotu 15 °C. Tyto hodnoty jsou použity v zadání modelu.

Sekundární vzduch 1 a 2

Tento vzduch není přehříván, teplota před chlazením byla volena 20 °C a po výměně tepla chlazením bočnic 70 °C. Jeho množství se podle poznatků z měření a informací z provozu pohybuje v intervalu 7 až 8 tisíc m_N³/h, v zadání byla použita hodnota 7 500 m_N³/h. Složení je stejné jako u primárního vzduchu.

Ztráty Q_{LOSS,SCC}

Ztráty v sekundární komoře byly odhadnuty jako 6 % entalpie spalin vstupujících do SCC.

Vzduch pro chlazení (dvou) hořáků

Jeden hořák vyžaduje chlazení $1\,950\text{ m}_\text{N}^3/\text{h}$ vzduchu. Ve stěně sekundární komory jsou umístěny celkem dva tyto hořáky. Použité množství pro oba hořáky je $3\,900\text{ m}_\text{N}^3/\text{h}$. Vzduch není předehříván, jeho teplota je volena $20\text{ }^\circ\text{C}$. Složení je stejné jako u primárního vzduchu.

Napájecí voda

Podle informací z provozu je teplota a tlak napájecí vody $118\text{ }^\circ\text{C}$ a $5,1\text{ MPa}$. Tyto údaje odpovídají poznatkům z měření a byly použity pro zadání modelu.

Sytá pára do LUVO

Podle informací z měření se množství syté páry odvedené do ohříváčů vzduchu pohybuje okolo $0,55\text{ t/h}$. Tato střední hodnota byla použita pro zadání.

Ztráty $Q_{\text{LOSS,HRSG}}$

Ztráty v kotli na odpadní teplo byly odhadem stanoveny jako 6% entalpie spalin vstupujících do HRSG.

Přehřátá pára

Podle informací z provozu se teplota přehřáté páry na výstupu z kotle pohybuje okolo $400\text{ }^\circ\text{C}$. Tlak přehřáté páry poklesne oproti tlaku napájecí vody na $4,1\text{ MPa}$. Tyto údaje odpovídají poznatkům z měření a byly použity pro zadání modelu.

Přisávaný vzduch před recyklem

Teplota tohoto vzduchu odpovídá teplotě okolí, pro zadání modelu se volí $20\text{ }^\circ\text{C}$. Průtok přisávaného vzduchu se v provozu neměří, bohužel nejsou k dispozici ani hodnoty k odhadu pomocí bilance změny složení spalin. Proto se tento údaj do modelu nezadá, vliv přisátého vzduchu je zahrnut ve ztrátách v HRSG.

Recykl spalin

Množství spalin odvedených do recyklu se podle poznatků z měřicího a řídicího systému pohybuje v širokém intervalu hodnot. Průtok se nastavuje na základě nastavených regulačních konstant podle žádaného průtoku páry z HRSG. Pro účely modelu byl na základě dat z měření průtok spalin do recyklu odhadnut jako $16,5\%$ spalin vystupujících z HRSG. Sumarizaci výše jmenovaných hodnot zadávaných do modelu zobrazuje tab. 4.9.

Teplota primárního vzduchu (po předehřevu)	155	°C
Měrné teplo popelu c_p	1,5	kJ/kgK
Teplota popelovin	800	°C
Teplota vody pro zchlazení popelovin	15	°C
Teplota sekundárního vzduchu 1	20	°C
Teplota sekundárního vzduchu 2	70	°C
Množství sekundárního vzduchu	7500	m_N^3/h
Teplota vzduchu pro (dva) hořáky	20	°C
Množství vzduchu pro (dva) hořáky	3900	m_N^3/h
Ztráty v SCC	6	%
Ztráty v HRSG	6	%
Tlak napájecí vody	5	MPa
Teplota napájecí vody	118	°C
Množství syté páry do LUVU	0,55	t/h
Tlak přehřáté páry	4	Mpa
Teplota přehřáté páry	405	°C
Teplota přisávaného vzduchu	20	°C
Množství přisávaného vzduchu před recyklem	0	m_N^3/h
Procento spalin odvětvené do recyklu	16,5	% hm

Tab. 4.9 Hodnoty zvolené pro výpočet ročních průměrů

4.2.3 NASTAVENÍ MODELU NA ZÁKLADĚ REÁLNÝCH DAT

Mezi hodnoty sledované v provozu a dodané pro jednotlivá období patří zejména teplota spalin na vstupu do dioxinového filtru (tab. 4.10).

	2004 01 - 2004 09	2004 10 - 2005 09	2005 10 - 2006 09	2006 10 - 2007 09	
Teplota spalin na vstupu do diox. filtru	211	204	208	218	°C

Tab. 4.10 Teploty spalin na naměřené na vstupu do diox. filtru

V modelu tyto hodnoty odpovídají teplotě spalin za HRSG. Jsou určeny na konci výpočtu a měly by se pohybovat v intervalu 200 až 220 °C. Vzhledem ke svému umístění na konci výpočtu představují v modelu kontrolní veličinu. Vypočtené údaje by se měly shodovat s údaji z provozu.

Shody naměřených a vypočtených teplot spalin za HRSG bylo dosaženo mírnou úpravou zadávaného průtoku napájecí vody. Rozdílem v průtoku bylo dosaženo shody v rozmezí 1 °C. Byly provedeny následující změny průtoku:

- leden 2004 až září 2004: zvýšení průtoku o 0,6 t/h na 34,73 t/h,
- říjen 2004 až září 2005: snížení průtoku o 0,3 t/h na 34,59 t/h,
- říjen 2005 až září 2006: snížení průtoku o 0,26 t/h na 36,00 t/h,
- říjen 2006 až září 2007: průtok beze změny 36,67 t/h.

4.2.4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU

Soubory výsledných hodnot pro jednotlivá období včetně hlavních hodnot zadání byly seřazeny do tab. 4.11. Zde jsou uvedeny i průměrné hodnoty pro všechna sledovaná období.

V tabulce jsou uvedeny hodnoty sledovaného tepelného toku Q_{TRANS} . Jsou zde uvedeny absolutní hodnoty v [GJ/h] a [MW], a poměrné hodnoty v [%] vůči entalpii spalin do SCC a výkonu HRSG. Teplota spalin do HRSG (odpovídá teplotě spalin v horní části SCC) ve výpočtu nejvíce ovlivní vypočtený tepelný tok Q_{TRANS} . Díky volbě stejné hodnoty této teploty pro všechna sledovaná období jsou údaje o Q_{TRANS} vzájemně porovnatelné. Výsledky ukazují, že při chlazení stěn sekundární komory trubkami výparníku se vymění tepelný tok

odpovídající přibližně třetině výkonu kotle na odpadní teplo. To je pro entalpické bilance nezanedbatelné.

Uvedené výsledky odpovídají poznatkům z provozu a měření. Žádané shody teploty spalin za HRSG s hodnotami uvedenými v tab. 4.10 bylo dosaženo zanedbatelnou změnou zadání (kap. 4.2.1), v posledním sledovaném období dokonce tato změna nebyla nutná. To dokazuje velkou přesnost výpočtu modelu a volby průměrných hodnot pro zadání.

HLAVNÍ HODNOTY ZADÁNÍ:		2004 01 - 2004 09	2004 10 - 2005 09	2005 10 - 2006 09	2006 10 - 2007 09		Průměr
Výhřevnost odpadu LHV		10,70	10,77	10,68	10,87	GJ/t	10,76
Množství odpadu		11,02	10,84	11,41	11,48	t/h	11,19
Teplota spalin do HRSG		970	970	970	970	°C	970
Množství napájecí vody		34,73	34,59	36,00	36,67	t/h	35,50
VÝSLEDNÉ HODNOTY:		2004 01 - 2004 09	2004 10 - 2005 09	2005 10 - 2006 09	2006 10 - 2007 09		Průměr
Odpad		10,70	10,77	10,68	10,87	GJ/t	10,76
		11,02	10,84	11,41	11,48	t/h	11,19
		117,91	116,75	121,86	124,79	GJ/h	120,33
Q _{TRANS}		28,25	28,09	29,69	31,98	GJ/h	29,50
		7,85	7,80	8,25	8,88	MW	8,20
(Q _{TRANS} / I _{SP2})*100		22,71	22,84	23,09	24,28	%	23,23
	(Q _{TRANS} / Q _{HRSG})*100	31,71	31,65	32,13	33,95	%	32,36
Recykl		206,5	199,0	204,6	215,5	°C	206,4
		9838	9714	10107	10155	m ³ /h	9953
		2,83	2,69	2,88	3,06	GJ/h	2,86
Spaliny do HRSG		970	970	970	970	°C	970
		59625	58874	61252	61544	m ³ /h	60324
		88,99	87,84	91,47	92,14	GJ/h	90,11
Napájecí voda		118	118	118	118	°C	118
		5,1	5,1	5,1	5,1	MPa	5,1
		34,73	34,59	36,00	36,67	t/h	35,50
		17,32	17,25	17,96	18,29	GJ/h	17,71
Přehřátá pára		405	405	405	405	°C	405
		4,1	4,1	4,1	4,1	MPa	4,1
		34,18	34,04	35,45	36,12	t/h	34,95
		110,19	109,74	114,29	116,45	GJ/h	112,67
Výkon HRSG		89,09	88,78	92,40	94,19	GJ/h	91,11
		24,75	24,66	25,67	26,16	MW	25,31
Spaliny za HRSG		210,5	203,0	208,6	219,5	°C	210,4
		59625	58874	61252	61544	m ³ /h	60324
		17,47	16,61	17,79	18,87	GJ/h	17,69

Tab. 4.11 Přehled výsledných hodnot pro jednotlivá období

4.3 Nastavení modelu na základě dat z krátkodobého výkonového měření

V této kapitole jsou do modelu vložena data z výkonového měření 7. 12. 2005 na spalovně Termizo Liberec. Měření bylo provedeno při zvýšeném zpracovatelském výkonu nad nominálním tepelným výkonem. Bylo provedeno měření obsahu znečišťujících látek v rozsahu předepsaném pro měření emisí ze spaloven odpadů, hodnocení kvality tuhých zbytků spalování z hlediska nedopalu hořlaviny, proměření teplotních polí ve spalínovém prostoru utilizačního kotle a bilance technologického uzlu výroby páry. Ze zjištěných údajů byly použity hodnoty odpovídající zadání modelu (tab. 4.1).

4.3.1 POUŽITÁ DATA Z VÝKONOVÉHO MĚŘENÍ

Přehled hodnot použitých pro výpočet ukazuje tab. 4.12. Všechny hlavní hodnoty zadání a část ostatních hodnot byly použity podle údajů z měření. Neměřené parametry zadání byly voleny dle kap. 4.2.2 a v tabulce jsou psány kurzívou. Použité složení vzduchu je uvedeno v tab. 4.8.

Hlavní hodnoty:		
Výhřevnost odpadu LHV	11,8109	GJ/t
Množství odpadu	12,05	t/h
Teplota spalin do HRSG	888	°C
Množství napájecí vody	43,24	t/h
Další hodnoty:		
Teplota primárního vzduchu (po předehřevu)	163,51	°C
Měrné teplo popelu c_p	1,5	kJ/kgK
Teplota popelovin	800	°C
Teplota vody pro chlazení popelovin	15	°C
Teplota sekundárního vzduchu 1	20	°C
Teplota sekundárního vzduchu 2	70	°C
Množství sekundárního vzduchu	9968,13	m ³ /h
Teplota vzduchu pro (dva) hořáky	20	°C
Množství vzduchu pro (dva) hořáky	3900	m ³ /h
Ztráty v SCC	6	%
Ztráty v HRSG	6	%
Tlak napájecí vody	5,28	MPa
Teplota napájecí vody	119,13	°C
Množství syté páry do LUVO	0,5645	t/h
Tlak přehřáté páry	4,13	Mpa
Teplota přehřáté páry	393,09	°C
Teplota přisávaného vzduchu	20	°C
Množství přisávaného vzduchu před recyklem	0,00	m ³ /h
Procento spalin odvětvené do recyklu	8000	% hm

Primární komora

Sekundární komora

HRSG

Tab. 4.12 Hodnoty pro model dle výkonového měření

Složení odpadu

Složení zpracovaného tuhého komunálního odpadu nebylo při výkonovém měření zjišťováno. Z výpočtu je známa pouze hodnota výhřevnosti 11,81 GJ/t. Protože složení je nezbytné pro výpočet, na základě informací z literatury byla zvolena dvě modelová složení odpadu dle výhřevnosti odpadu z měření 11,81 GJ/t [8]. Složení prvního zvoleného reálného odpadu (odpad 1) už bylo použito v kap. 4.2 a je uvedeno v tab. 4.7. Druhé složení použité pro bilancování (odpad 2) je uvedeno v tab. 4.13.

složení paliva	[% hm.]
hořlavina	65,07
voda	22,9
popeloviny	12,03
celkem	100
složky hořlaviny	[% hm.]
C	51,33
H	7,47
N	0,48
O	39,49
S	0,17
Cl	1,06
F	0,00
celkem	100,00

Tab. 4.13 Složení reálného odpadu s experimentálně určenou výhřevností

4.3.2 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU

Vytvořeny byly dva soubory výsledných hodnot pro jednotlivá složení odpadu (tab. 4.14). Tyto dvě verze výsledných hodnot se liší pouze složením spalovaného odpadu a hořlaviny, hodnota výhřevnosti odpadu je v obou výpočtech stejná (11,81 GJ/t).

Jako kontrolní veličina zde byla volena teplota spalin recyklu 2 (kap. 3.5.1). V modelu je určena z teploty spalin za HRSG, tedy na konci výpočtu. Jako teplota recyklu spalin 1 (kap. 3.2.1) byla použita hodnota z výkonového měření. Vypočtená teplota spalin recyklu 2 by se měla shodovat s naměřenou teplotou spalin recyklu 1. Iterace hodnot recyklu se zde provádí jen pro vypočtené složení spalin. Hodnota průtoku spalin recyklu 1 je použita dle naměřených dat a nemusí se shodovat s průtokem vypočteným, který je v modelu určen jen jako 16,5 % průtoku spalin za HRSG. V provozu se průtok spalin recyklu určuje dle regulačních konstant a to pouze na základě žádaného průtoku páry z kotle.

Shody naměřené a vypočtené teploty spalin recyklu bylo pro výpočet dle prvního zvoleného složení odpadu (odpad 1, tab. 4.7) dosaženo nepatrným zvýšením průtoku napájecí vody o 0,2 t/h na 43,44 t/h. V případě výpočtu dle druhého zvoleného složení odpadu (odpad 2, tab. 4.13) nebyla změna průtoku napájecí vody potřeba. V obou případech bylo dosaženo shody mezi teplotou naměřenou a vypočtenou v rozmezí 2 °C. To potvrzuje přesnost výpočtu modelu a volby hodnot pro zadání zjištěnou v kap. 4.2.4.

Hodnoty sledovaného tepelného toku Q_{TRANS} odpovídají zvýšenému výkonu provozu. Vliv nižší teploty spalin do HRSG než v kap. 4.2 dále zvyšuje vypočtený tepelný tok Q_{TRANS} . Výsledky potvrzují závěry z kap. 4.2.4.

		Odpad 1 (tab. 4.7)	Odpad 2 (tab. 4.13)	
Odpad		11,81	11,81	GJ/t
		12,05	12,05	t/h
		142,32	142,32	GJ/h
Q _{TRANS}		47,82	37,93	GJ/h
		13,28	10,54	MW
$(Q_{TRANS} / I_{SP2}) * 100$ $(Q_{TRANS} / Q_{HRSG}) * 100$		31,73	24,71	%
		40,96	32,64	%
Recykl	199,3	198,8	197,5	°C
	13853	11500	12981	m ³ /h
	3,83	3,17	3,57	GJ/h
Spaliny do HRSG		888,3	888,3	°C
		69696	78671,79	m ³ /h
		94,19	106,74	GJ/h
Napájecí voda		119,1	119,1	°C
		5,28	5,28	MPa
		43,44	43,24	t/h
		21,88	21,78	GJ/h
Přehřátá pára		393,1	393,1	°C
		4,13	4,13	MPa
		42,88	42,68	t/h
		137,01	136,38	GJ/h
Výkon HRSG		111,08	109,79	GJ/h
		30,85	30,50	MW
Spaliny za ESP		202,8	201,5	°C
		69696	78672	m ³ /h
		19,62	22,08	GJ/h

Tab. 4.14 Přehled výsledných hodnot pro jednotlivá složení odpadu

5 ANALÝZA MĚNÍCÍCH SE VSTUPNÍCH PARAMETRŮ

Hlavním parametrem, který zásadně ovlivňuje spalovací proces odpadu je jeho výhřevnost. Zvýšení průměrné výhřevnosti spalovaných komunálních odpadů je v současnosti typickým jevem, který souvisí zejména se zvýšeným zastoupením obalových materiálů ve směsném odpadu. Výhřevnost odpadu je také možné zvýšit úpravami, např. mechanicko-biologickou úpravou.

Pod pojmem mechanicko-biologická úprava (MBÚ) odpadů se skrývá více technologických postupů, které mají za cíl rozdělení odpadů na:

- frakci určenou na materiálové nebo termické zhodnocení (asi 40 až 55 % vstupního odpadu),
- frakci určenou na skládkování (asi 10 až 40 % vstupního odpadu)
- ztráty (bioplyn, voda) [9].

V zahraničí se produkty MBÚ určené pro termické zhodnocení označují jako RDF (Refuse Derived Fuel).

Analýzou důsledků zvýšení výhřevnosti odpadu spalovaného v zařízení Termizo Liberec, například v případě potřeby spalovat výše uvedené RDF odpady, se zabývá tato kapitola. Pro posouzení vlivu zvyšující se výhřevnosti spalované směsi byl upraven bilanční model popisovaný v předchozích kapitolách. Zvýšení výhřevnosti bylo v modelu provedeno jako spoluspalování neupraveného tuhého komunálního odpadu s RDF. Pro různé hodnoty výhřevnosti bylo voleno různé množství spalovaného materiálu s cílem zachovat konstantní výkon kotle na odpadní teplo.

Jako referenční data modelu byly použity průměrné roční hodnoty z období od října 2005 do září 2006 (kap. 4.2). Pro toto období bylo k dispozici největší množství přesných údajů z provozu a výsledné hodnoty nejvíce odpovídají průměrným hodnotám ze všech čtyř posuzovaných období.

5.1 Úprava modelu pro analýzu

Pro analýzu byl výpočet modelu popsán v kap. 3 přepracován. Cílem analýzy je pro různé hodnoty výhřevnosti spalovaného materiálu bilancí zjistit parametry spalín při konstantním výkonu HRSG.

Nejdříve byl přepracován výpočet v SCC (kap. 3.3). Tepelný tok předaný vodě a páře v SCC Q_{TRANS} je po úpravě určen jako 23,09 % entalpie spalín na vstupu do SCC (5.1). To odpovídá výpočtu pro referenční období od října 2005 do září 2006 (tab. 4.11).

$$Q_{TRANS} = \frac{Q_{TRANS,REF}}{I_{SP2,REF}} \cdot I_{SP2} = 0,2309 \cdot I_{SP2}, \quad (5.1)$$

kde $\frac{Q_{TRANS,REF}}{I_{SP2,REF}}$ představuje poměr tepelného toku předaného vodě a páře v SCC

k entalpii spalín do SCC v referenčním období od října 2005 do září 2006 [-]

V původním výpočtu modelu byl tepelný tok Q_{TRANS} určen bilancí SCC (kap. 3.3.5). Nyní je bilancí sekundární komory určena entalpie spalín do HRSG (5.2). Z entalpie je určena měrná entalpie (5.3), Teplota spalín do HRSG t_{SP3} se určí z měrné entalpie pomocí makra „FindTemp“. V původním výpočtu modelu patřila teplota spalín do HRSG mezi zadávané hodnoty.

$$I_{SP3} = (I_{SP2} + I_{SVZD2} + I_{HVZD}) - (Q_{TRANS} + Q_{BOČ} + Q_{LOSS,SCC}), \quad (5.2)$$

$$i_{SP3} = \frac{I_{SP3}}{\dot{m}_{SP3}}. \quad (5.3)$$

V původním výpočtu se entalpie spalin za HRSG určí z bilance kotle. Z ní se vypočte měrná entalpie a teplota spalin (kap. 3.4.4). V přepracovaném výpočtu je teplota spalin za HRSG t_{SP4} vstupní hodnota podle výsledků v referenčním období (tab. 4.11). Z ní se určí měrná entalpie spalin i_{SP4} pomocí makra „Enthalpy“. Entalpie spalin za kotlem se určí podle vztahu (5.4):

$$I_{SP4} = \dot{m}_{SP4} \cdot i_{SP4}. \quad (5.4)$$

Výkon HRSG je po úpravě určen bilancí entalpie spalin před a za kotlem (5.5). Původně byl určen z tepelného toku pro výrobu přehřáté páry z napájecí vody (kap. 3.4.2). Tímto krokem byl z výpočtu vyřazen oběh vody a páry (ve výpočtovém schématu znázorněno tmavě šedou barvou).

$$Q_{HRSG} = (I_{SP3} + I_{VZD,PR}) - (I_{SP4} + Q_{LOSS,HRSG}). \quad (5.5)$$

5.2 Parametry RDF a jeho mísení s MSW

Parametry tuhého komunálního odpadu se výrazně mění podle země, lokality a ročního období. Na nich jsou závislé parametry RDF vyrobeného z odpadu mechanicko-biologickou úpravou. V Česku zatím nejsou systémy MBÚ rozšířeny, v zahraničí vzniklé RDF nemají z výše popsaných důvodů vlastnosti odpovídající českým podmínkám. Informace o zpracování odpadu MBÚ a parametrech vzniklého RDF navíc nebývají úplné.

Proto bylo složení hořlaviny, vlhkosti a popelovin RDF pro výpočet v modelu určeno odhadem na základě informací o zahraničních produktech MBÚ [10 až 12]. Chemické složení hořlaviny se volilo tak, aby výhřevnost RDF určená z těchto parametrů postupem dle [13] byla 20 GJ/t. Byla zvolena tři různá složení RDF s výhřevností 20 GJ/t (tab. 5.1).

RDF 01		RDF 02		RDF 03	
LHV [GJ/t]	20,0	LHV [GJ/t]	20,0	LHV [GJ/t]	20,0
složení paliva [% hm.]		složení paliva [% hm.]		složení paliva [% hm.]	
hořlavina	65,0	hořlavina	70,0	hořlavina	82,5
voda	20,0	voda	17,5	voda	10,0
popeloviny	15,0	popeloviny	12,5	popeloviny	7,5
celkem	100,0	celkem	100,0	celkem	100,0
složky hořlaviny [% hm.]		složky hořlaviny [% hm.]		složky hořlaviny [% hm.]	
C	80,35	C	75,40	C	65,40
H	5,50	H	5,50	H	5,50
N	0,80	N	0,80	N	1,00
O	12,15	O	17,10	O	26,60
S	0,20	S	0,20	S	0,25
Cl	0,80	Cl	0,80	Cl	1,00
F	0,20	F	0,20	F	0,25
celkem	100,00	celkem	100,00	celkem	100,00

Tab. 5.1 Zvolená složení RDF

Do modelu nebyly vkládány hodnoty samotného RDF, ale parametry směsi tuhého komunálního odpadu dle tab 4.8 s jednotlivými RDF dle tab. 5.1. Smícháním byly vytvořeny tři řady složení směsí pro výhřevnosti odstupňované po 0,5 GJ/t. Zkoumal se interval výhřevností od 10,5 GJ/t až po v provozu nezpracovatelných 16,5 GJ/t. Termický systém spalovny Termizo Liberec je navržen pro výhřevnosti v rozmezí 6,5 až 12,5 GJ/t. Vyšší

hodnoty výhřevnosti by způsobily nadměrné zatížení spalovacích ploch. Hodnoty při vysokých výhřevnostech byly určeny pouze pro názornost.

Parametry složení jednotlivých palivových směsí byly určeny pro zadanou výhřevnost. Nejprve byl určen poměr množství MSW a RDF pro jednotlivé výhřevnosti (5.6) a (5.7):

$$MSW = \frac{LHV_{SMES} - LHV_{RDF}}{LHV_W - LHV_{RDF}} \cdot 100, \quad (5.6)$$

$$RDF = 100 - MSW, \quad (5.7)$$

kde MSW podíl MSW ve směsi MSW a RDF [% hm]
 RDF podíl RDF ve směsi MSW a RDF [% hm].
 LHV_{SMES} výhřevnost směsi MSW a RDF [GJ/t]
 LHV_{RDF} výhřevnost RDF [GJ/t].

Ze získaných údajů se zjistí složení směsi tuhého komunálního odpadu a RDF podle vztahů (5.8) až (5.10):

$$Cmb_{SMES} = Cmb \cdot MSW + Cmb_{RDF} \cdot RDF, \quad (5.8)$$

$$Ash_{SMES} = Ash \cdot MSW + Ash_{RDF} \cdot RDF, \quad (5.9)$$

$$W_{SMES} = W \cdot MSW + W_{RDF} \cdot RDF, \quad (5.10)$$

kde $Cmb_{Směs}$ obsah hořlaviny ve směsi MSW a RDF [%hm]
 $Ash_{Směs}$ podíl popelovin ve směsi MSW a RDF [%hm]
 $W_{Směs}$ podíl vlhkosti ve směsi MSW a RDF [%hm]
 Cmb_{RDF} obsah hořlaviny v RDF [%hm]
 Ash_{RDF} podíl popelovin v RDF [%hm]
 W_{RDF} podíl vlhkosti v RDF [%hm].

Chemické složení hořlaviny palivové směsi MSW a RDF se pro jednotlivé složky určí dle vztahu (5.11):

$$x_{j,SMES} = \frac{x_j \cdot Cmb \cdot MSW + x_{j,RDF} \cdot Cmb_{RDF} \cdot RDF}{Cmb_{SMES}}, \quad (5.11)$$

kde $x_{j,SMES}$ podíl j-té složky v hořlavině směsi MSW a RDF [%hm]
 $x_{j,RDF}$ podíl j-té složky v hořlavině RDF [%hm].

5.3 Vyhodnocení výsledků výpočtu

Jednotlivá složení palivových směsí byla vložena do upraveného bilančního modelu. Pro zadanou výhřevnost paliva bylo voleno jeho zpracovávané množství tak, aby vypočtený výkon HRSG zůstal konstantní dle výkonu kotle v referenčním období od října 2005 do září 2006 (tab. 4.12). S každou změnou zadání musely být provedeny iterace recyklu (kap. 3.5.2).

Výpočtem byly vytvořeny tři soubory výsledných hodnot pro tři verze složení RDF dle tab. 5.1. Hodnoty určené modelem pro jednotlivá složení RDF se od sebe neliší, i složení spalín je téměř stejné. Z toho vyplývá, že pro bilanční výpočet je složení paliva nepodstatné, určující veličinou paliva je jeho výhřevnost a zpracované množství.

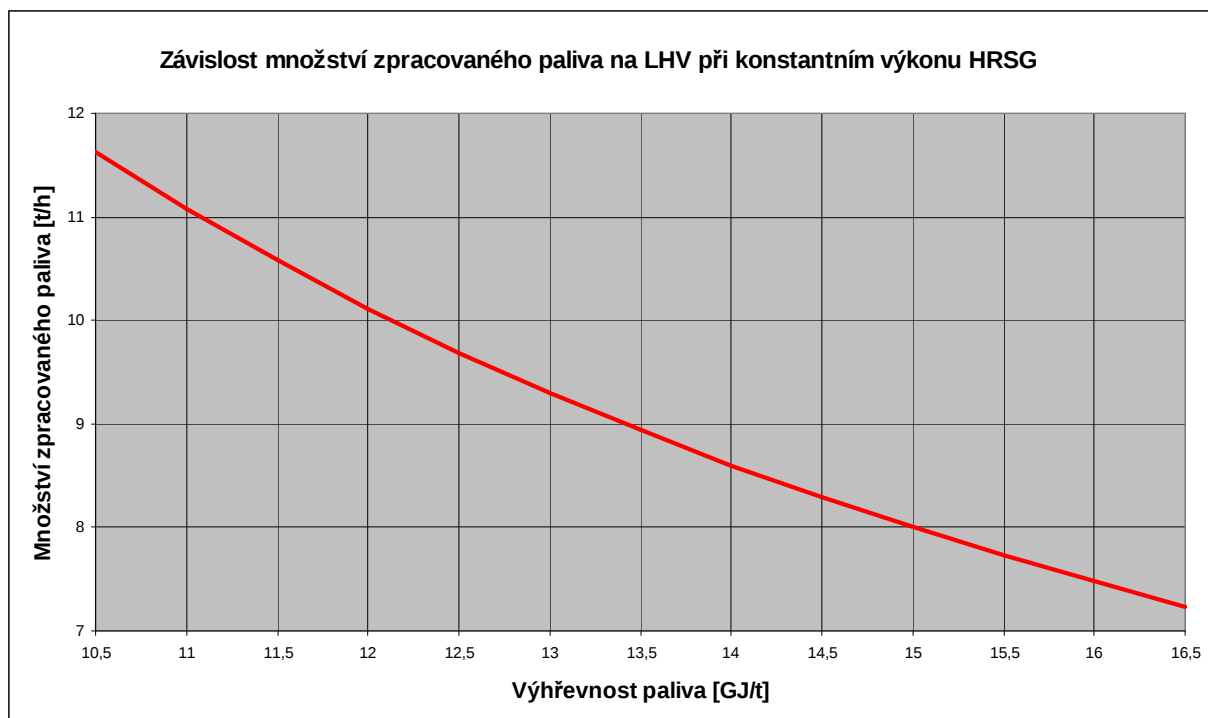
Dále uváděné výsledky byly získány posouzením palivových směsí vzniklých smícháním MSW a RDF 02 (tab. 5.1). Výsledky výpočtu směsí vzniklých z RDF 01 a RDF 02 se od uváděných hodnot neliší.

Výsledky výpočtu jsou znázorněny v tab. 5.2. Hodnoty měnící se při změně výhřevnosti jsou zvýrazněny světle zelenou barvou. Parametry oběhu vody a páry v HRSG, které nezasahují do výpočtu (kap. 5.1), byly vybarveny šedou barvou.

Odpad	GJ/t	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16	16,5
	t/h	11,63	11,08	10,58	10,11	9,69	9,3	8,94	8,6	8,29	8	7,73	7,48	7,24
	GJ/h	122,12	121,88	121,67	121,32	121,13	120,90	120,69	120,40	120,21	120,00	119,82	119,68	119,46
Q _{TRANS}	GJ/h	29,99	29,94	29,90	29,82	29,79	29,75	29,72	29,66	29,63	29,59	29,56	29,55	29,51
	MW	8,33	8,32	8,31	8,28	8,28	8,26	8,25	8,24	8,23	8,22	8,21	8,21	8,20
	(Q _{TRANS} /I _{SP2})*100	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16	23,16
Recykl	(Q _{TRANS} /Q _{HRSG})*100	30,85	30,79	30,73	30,68	30,63	30,59	30,54	30,51	30,47	30,44	30,40	30,37	30,35
	°C	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4	213,4
	m _N ³ /h	10505	10387	10279	10170	10079	9992	9911	9831	9761	9694	9632	9577	9520
Spaliny do HRSG	GJ/h	3,12	3,09	3,05	3,02	2,99	2,96	2,94	2,91	2,89	2,87	2,85	2,83	2,82
	°C	941	950	959	967	974	981	988	994	1000	1005	1011	1016	1021
	m _N ³ /h	63669	62950	62297	61637	61083	60556	60068	59580	59156	58752	58378	58043	57694
Napájecí voda	GJ/h	92,02	91,87	91,75	91,52	91,42	91,30	91,19	91,02	90,92	90,82	90,73	90,67	90,56
	°C	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118	118
	MPa	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1
Přehřátá pára	t/h	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76	35,76
	GJ/h	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84	17,84
	°C	405	405	405	405	405	405	405	405	405	405	405	405	405
Výkon HRSG	MPa	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
	t/h	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21	35,21
	GJ/h	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52	113,52
Spaliny za ESP	GJ/h	97,19	97,23	97,28	97,21	97,25	97,27	97,28	97,22	97,24	97,23	97,24	97,28	97,24
	MW	27,00	27,01	27,02	27,00	27,02	27,02	27,02	27,01	27,01	27,01	27,01	27,02	27,01
	°C	217	217	217	217	217	217	217	217	217	217	217	217	217
Spaliny za ESP	m _N ³ /h	63669	62950	62297	61637	61083	60556	60068	59580	59156	58752	58378	58043	57694
	GJ/h	19,30	19,07	18,86	18,65	18,47	18,30	18,15	17,99	17,86	17,73	17,61	17,50	17,39

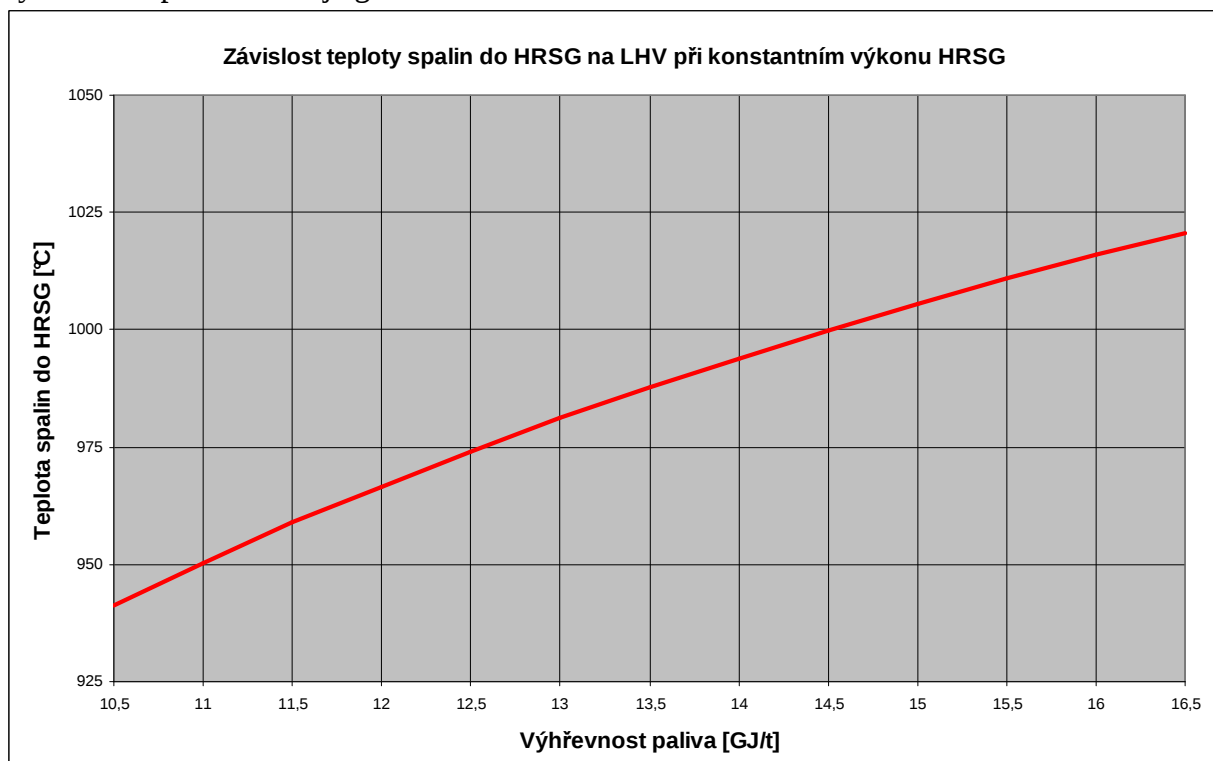
Tab. 5.2 Přehled výsledků výpočtu pro zvyšující se výhřevnost paliva

Z tab. 5.2 je zřejmé, že tepelný tok vnesený odpadem zůstává pro všechny zadané hodnoty výhřevnosti stejný. To je způsobeno poklesem zpracovávaného množství paliva pro vzrůstající výhřevnost při konstantním výkonu kotle, jak je znázorněno v grafu na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Graf závislosti zpracovaného množství paliva na výhřevnosti při konstantním výkonu HRSG

Pokles zpracovaného množství paliva způsobuje menší tvorbu spalin. Obecně ale mají spaliny vyšší teplotu a měrnou entalpii. Závislost teploty spalin na vstupu do HRSG na výhřevnosti paliva ukazuje graf na obr. 5.2.



Obr. 5.2 Graf závislosti teploty spalin do HRSG na výhřevnosti paliva

Spalování odpadu s vysokou výhřevností tedy může vést k nadměrnému tepelnému zatížení roštové části a stěn SCC. Zařízení k tomu musí být uzpůsobeno. Současně klesá zpracovatelská kapacita zařízení.

6 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá tvorbou a využitím bilančního modelu termického bloku a systému využití tepla spalovny tuhého komunálního odpadu Termizo Liberec.

V úvodní části práce je popsána technologie použitá v provozu spalovny. Jsou uvedeny základní technické parametry provozu a základní schema spalovny Termizo s hlavními technologickými toky. Následuje popis tří základních částí spalovny, tj. termické části, systému využití tepla a systému čištění spalin.

V další části práce je detailně popsána tvorba bilančního modelu a uvedeny vztahy pro výpočet jednotlivých parametrů. Model je vytvořen v programu MS Excel ve formě výpočtového schématu. Ten se skládá z několika vzájemně propojených bilančních uzlů. Popis jeho tvorby doprovází schematické ilustrace odpovídající vzhledu vytvářeného modelu.

Jedním z hlavních cílů práce bylo ověřit bilanční výpočet modelu na základě reálných dat z provozu a z těchto hodnot odhadnout objem tepelného toku předaného vodě a páře v sekundární komoře. Do výpočtu byly vloženy čtyři soubory průměrných ročních hodnot a data z výkonového měření. Z výsledků bilancí byla odhadnuta velikost sledovaného tepelného toku. Ten se u předmětného zařízení pohyboval kolem 30 %. Ověření bylo provedeno na základě shody naměřených a vypočtených hodnot. Model prokázal velkou přesnost výpočtu a volby průměrných hodnot pro zadání.

V poslední části práce byl výpočet bilančního modelu upraven pro účely analýzy vlivu měnících se vstupních parametrů. Zde se projeví výhody tvorby modelu v programu MS Excel, jako je uživatelská otevřenost, jednoduchost a snadná upravitelnost výpočtu modelu pro různá zadání. Byl simulován nárůst výhřevnosti spalovaného odpadu. Výsledky umožnily kvantifikovat změnu zpracovatelské kapacity technologie a nárůst teploty v horní části sekundární komory.

7 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Odpad je zdroj. *Odpadové fórum*, 2007, roč. 8, č. 10, s. 9-10. ISSN 1212-7779.
- [2] PAVLAS M., BÉBAR L., URBAN L., STEHLÍK P.: Analysis of utilizing energy from thermal processing of waste. In *17th international congress of chemical and process engineering CHISA 2006, 9th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction*, Praha, 27 August – 31 August 2006, Proceedings on CD ROM, ISBN 80-86059-45-6.
- [3] The Council of the European union: Directive 1999/31/EC on the landfilling of waste. Official Journal of the European Communities 1999; L182:1-19.
- [4] Termizo a.s. – spalovna komunálního odpadu [online] - [cit. 2008-04-30]. Dostupné na WWW: <<http://www.termizo.cz>>.
- [5] Nařízení vlády č.354 ze dne 3. července 2002, kterým se stanoví emisní limity a další podmínky pro spalování odpadu. *Sbírka zákonů č. 354/2002*.
- [6] STEHLÍK, P.: *Termofyzikální vlastnosti*. 1.vyd., Brno : Nakladatelství VUT Brno, 1992.
- [7] European IPPC Bureau: Reference Document on the Best Available Techniques for Waste Incineration, Brussels, available on <http://eippcb.jrc.es>, 2005.
- [8] LUDWIG CH., HELLWEG S., STUCKI S.: *Municipal Solid Waste Management*. Springer-Werlag, Germany, 2003.
- [9] Energetické zhodnocovanie palív z odpadov v monospaľovniach a pri spoluspaľovaní. *Odpadové fórum*, 2007, roč. 8, č. 10, s. 11-13. ISSN 1212-7779.
- [10] CONSONNI S., GIUGLIANO M., GROSSO M.: Alternative strategies for energy recovery from municipal solid waste [online]. Zveřejněno dne 14. 9. 2004. [cit. 2008-04-30]. Dostupné na WWW: <<http://www.sciencedirect.com>>.
- [11] KUPKA T., MANCINI M., IRMER M., WEBER. R.: Investigation of ash deposit formation during co-firing of coal with sewage sludge, saw-dust and refuse derived fuel [online]. Zveřejněno dne 27. 9. 2006. [cit. 2008-04-30]. Dostupné na WWW: <<http://www.sciencedirect.com>>.
- [12] MANNINEN H., PELTOLA K., RUUSKANEN J.: Co-combustion of Refuse-Derived or Packaging-Derived Fuels (RDF AND PDF) with Conventional Fuels waste [online]. Zveřejněno dne 10. 7. 1995. [cit. 2008-04-30]. Dostupné na WWW: <<http://www.sciencedirect.com>>.
- [13] RÉDR M., PŘÍHODA M.: *Základy tepelné techniky*. SNTL, Praha, 1991.

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 CD obsahující:
- diplomovou práci v digitální podobě ve formátu .pdf
 - výpočet výhřevnosti odpadu z dat provozního deníku ve formátu .xls
 - bilanční model s výpočtem průměrných ročních hodnot ve formátu .xls
 - bilanční model s daty dle výkonového měření ve formátu .xls
 - přepracovaný bilanční model pro analýzu vlivu měnících se vstupních parametrů ve formátu .xls