

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**ZÁVĚREČNÁ  
PRÁCE**

**2020**

**MATĚJ  
VYKOUKAL**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vykoukal** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **408628**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**  
Specializace: **Energetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů**

Název diplomové práce anglicky:

**Application of heat recovery flue gas condensers in biomass boilers**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte horkovodní kotel na spalování biomasy ve formě dřevní štěpky o výkonu 8 MW (parametry budou upřesněny) a aplikujte v navrženém systému technologii na kondenzační vychlazování spalin, navrhněte využití získaného tepla.

Práce bude obsahovat:

1. Rešerši technologie na kondenzační vychlazování spalin.
2. Tepelnou bilanci kotle, určení účinnosti a spotřeby paliva.
3. Návrh uspořádání a potřebné velikosti výhřevných ploch.
4. Projekční návrh kotle.
5. Aplikaci kondenzační technologie vychlazování spalin.
6. Zhodnocení vlivu aplikace kondenzační technologie na vychlazování spalin.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Zdeněk Funda, Ph.D., BFS Energo a.s.**

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


Datum zadání diplomové práce: **27.10.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.01.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2021**

  
Ing. Zdeněk Funda, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

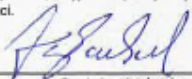
  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

  
13. 1. 2021

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

# Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Matěj Vykoukal
<b>Název DP:</b>	Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů
<b>Anglický název:</b>	Application of heat recovery flue gas condensers on biomass boilers
<b>Akademický rok:</b>	2019/2020
<b>Ústav:</b>	Ústav Energetiky
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Zdeněk Funda, Ph.D.
<b>Konzultant:</b>	
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran 95 Počet obrázků 14 Počet tabulek 25 Počet příloh 0
<b>Klíčová slova:</b>	Kondenzace spalin, Zpětné získávání tepla, Biomasové kotle
<b>Keyword:</b>	Flue gas condensation, Heat recuperation, Biomass boilers
<b>Anotace:</b>	Práce se zabývá rozbořem a aplikací technologie na sprchování spalin na výstupu z modelového biomasového kotle a následné získávání zpětného tepla pomocí kondenzace vodní páry obsažené ve spalinách.
<b>Abstract:</b>	This work deals with analysis of technology used for wet scrubbing of flue gas in the outlet of biomass boilers and heat recuperation.

## Bibliografická citace

VYKOUKAL, M. *Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů*. Praha, 2020. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Funda, Ph.D

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Aplikace kondenzačních dochlazovačů spalin biomasových kotlů“ vypracoval samostatně s pomocí konzultací s Ing. Zdeňkem Fundou, Ph.D. Dále jsem využíval zdroje uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze, dne 6.1.2021

.....

Podpis

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Zdeňku Fundovi, Ph.D. za trpělivost a snahu pomáhat.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině, nejbližším přátelům a také Michaele Petrovičové za podporu a pomoc při studiu.

Obsah		
	Bibliografická citace.....	4
	Prohlášení.....	5
	Poděkování.....	6
1	Úvod.....	10
2	Rešeršní část .....	11
	Spalování biomasy.....	11
	Kondenzační dochlazovače spalin .....	12
2.1	2.2.1    Rozpašovací věž .....	12
2.2	2.2.2    Cyklonová rozprašovací věž .....	13
	2.2.3    Lopátkové odlučovače .....	14
	2.2.4    Patrové věže.....	14
	2.2.5    Venturiho pračka.....	14
	Dochlazovač spalin relevantní pro tuto studii.....	15
2.3	2.3.1    Varianta 1 – ohřev vratné vody z otopné soustavy.....	16
	2.3.2    Varianta 2 – zvlhčování a přehřev spalovacího vzduchu.....	16
	2.3.3    Zpětné získávání tepla.....	17
	2.3.4    Důsledky aplikace kondenzační technologie.....	21
2.4	Zvlhčování spalovacího vzduchu.....	22
2.5	Technologické řešení jednotlivých prvků systému .....	23
	2.5.1    Zvlhčovač vzduchu .....	23
	2.5.2    Druhý stupeň kondenzátoru spalin.....	23
2.6	2.5.3    Vnitřní vodní okruh.....	23
	2.5.4    Vliv implementace technologie na kotel a ostatní prvky systému ..	23
3.1	Následky implementace technologie .....	24
3	Návrh kotle .....	26
3.2	Stechiometrické výpočty.....	27
	3.1.1    Stechiometrie spalin.....	27
	3.1.2    I-t diagram spalin .....	30
	Tepelná bilance kotle .....	32
	3.2.1    Výhřevnost paliva .....	32
	3.2.2    Tepelné ztráty kotle a účinnost .....	32
	3.2.3    Ztráta chemickým nedopalem .....	33

	3.2.4	Ztráta citelným teplem spalin (tj. ztráta komínová) .....	34
	3.2.5	Účinnost kotle .....	34
	3.2.6	Výrobní teplo topné vody .....	35
		Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla .....	36
	3.3.1	Ohniště .....	36
	3.3.2	Teplota nechlazeného plamene .....	36
3.3	3.3.3	Teplota odchozích spalin .....	37
	3.3.4	Součinitel M .....	40
	3.3.5	Stupeň černosti ohniště .....	40
	3.3.6	Kontrola teploty odchozích spalin.....	42
	3.3.7	Rozdělení tepla v ohništi.....	42
		Rozvržení tepelného výkonu kotle.....	42
3.4	3.4.1	Předběžný bilanční výpočet teplosměnných ploch .....	43
		Výpočet teplosměnných ploch.....	44
3.5	3.5.1	Přisávání falešného vzduchu .....	44
	3.5.2	Bilance teplosměnných ploch.....	45
	3.5.3	Q-t diagram.....	47
	3.5.4	Výpočet Ohříváku vody – EKO .....	47
4	4.1	Aplikace kondenzačního vychlazování spalin .....	52
		Varianta 1 – Ohřev vratné vody z otopné soustavy .....	52
	4.1.1	Průtoky spalin .....	52
4.2	4.1.2	Výpočet rosného bodu spalin.....	55
		Varianta 2 – Zvlhčování a předehřev spalovacího vzduchu.....	57
	4.2.1	Složení spalin .....	58
4.3	4.2.2	Molární hmotnosti spalin .....	59
4.4	4.2.3	Bilancování dochlazovače spalin .....	60
	4.2.4	Bilancování zvlhčovače spalovacího vzduchu.....	62
5.1		Numerické hodnoty pro bilancování systému .....	63
		Hodnota součinitele $Xv$ .....	64
5		Přepočet kotle .....	65
		Stechiometrické výpočty.....	65
	5.1.1	Stechiometrie spalin.....	65
	5.1.2	I-t diagram spalin .....	68



	Tepelná bilance kotle .....	70
5.2.1	Výhřevnost paliva .....	70
5.2.2	Kontrola tepla přijatého ve spalovacím vzduchu .....	70
5.2.3	Tepelné ztráty kotle a účinnost .....	70
5.2	5.2.4 Ztráta chemickým nedopalem .....	71
	5.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (tj. ztráta komínová) .....	72
	5.2.6 Účinnost kotle .....	72
	5.2.7 Výrobní teplo topné vody .....	73
	Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla .....	74
	5.3.1 Ohniště .....	74
5.3	5.3.2 Teplota nechlazeného plamene .....	74
	5.3.3 Teplota odchozích spalin .....	75
	5.3.4 Součinitel M .....	75
	5.3.5 Stupeň černosti ohniště .....	76
	5.3.6 Kontrola teploty odchozích spalin.....	77
	5.3.7 Rozdělení tepla v ohništi.....	78
5.4	Rozvržení tepelného výkonu kotle.....	79
	5.4.1 Předběžný bilanční výpočet teplosměnných ploch .....	79
5.5	Výpočet teplosměnných ploch.....	80
	5.5.1 Přisávání falešného vzduchu .....	80
	5.5.2 Bilance teplosměnných ploch.....	80
	5.5.3 Q-t diagram.....	82
	5.5.4 Výpočet Ohříváku vody – EKO .....	82
	5.5.5 Porovnání klíčových parametrů původního kotle a přepočtu po aplikaci technologie na dochlazování spalin a zvlhčování spalovacího vzduchu ..	87
6	Závěr .....	88
9.1	7 Seznam použitých zdrojů.....	89
9.2	8 Seznam použitých symbolů a zkratk.....	91
9.3	9 Seznam obrázků, tabulek a příloh .....	94
	Seznam obrázků .....	94
	Seznam tabulek .....	94
	Seznam příloh.....	95

# 1 Úvod

Tématem mé diplomové práce je problematika aplikace kondenzačního vychlazování spalin biomasových kotlů. Práce obsahuje rešeršní a výpočtovou část modelového horkovodního kotle na spalování dřevní štěpky.

Rešeršní část obsahuje popis vstupních podmínek pro hodnocení modelového systému. Dále je v ní popsána technologie na kondenzační vychlazování spalin a zpětné získávání tepla ze spalin pomocí kondenzace vodní páry.

Výpočtová část obsahuje výpočet tepelné bilance biomasového horkovodního kotle, určení účinnosti a spotřeby paliva. Dále obsahuje návrh uspořádání a potřebné velikosti výhřevných ploch a projekční návrh kotle.

Na takto namodelovaný návrh kotle je následně aplikována technologie kondenzačního vychlazování spalin. Následuje přepočtení návrhu kotle s rozdílnými vstupními parametry.

V poslední kapitole je uveden přepočtení modelového kotle s aplikovanou technologií na kondenzační dochlazování spalin.

Práce má za úkol posoudit aplikaci kondenzačního dochlazování spalin u modelového kotle a stanovit, zda kotel vyhověl aplikaci nové technologie či ne.

## 2 Rešeršní část

Rešeršní část této práce je zaměřena na popis technologie na kondenzační vychlazování spalin a její využití v biomasových kotlích. Je v ní popsán proces kondenzace vodní páry ve spalinách a dále technologie na využití kondenzačního vychlazování spalin.

### Spalování biomasy

2.1 Pojem biomasa označuje hmotu organického původu. V souvislosti s energetickým využitím v biomasových kotlích je uvažována především biomasa rostlinného původu, a to především dřevo a různorodý dřevní odpad, nebo i jiné energetické rostliny vhodné k získávání energie. Biomasa se řadí se mezi obnovitelné zdroje energie. (1)

Biomasa je v podmínkách ČR perspektivním zdrojem energie a energii v ní obsaženou je možné získat a využít následujícími způsoby:

- Termochemickou konverzí – spalováním, zplyňováním a pyrolýzou,
- biochemickou konverzí – anaerobní fermentací, aerobní fermentací nebo alkoholovou fermentací,
- fyzikálně – chemickou konverzí – esterifikací bioolejů. (2)

Kotle na spalování biomasy mají v reálných aplikacích řadu koncepcí a technologických uspořádání, které závisí na použití daného kotle a na výrobních parametrech. (3)

Biomasa je z hlediska produkce oxidu uhličitého při spalování tzv. neutrálním palivem. Přibližně stejné množství produkovaného CO<sub>2</sub> při spalování je vyváženo spotřebou CO<sub>2</sub> při fotosyntéze v rámci životního cyklu rostlin. (4) Při spalování dochází k produkci relativně velkého množství tuhých částic, které jsou tak malé, že jsou dále odváděny spalinami a při zvýšení jejich koncentrace v ovzduší může docházet k vážným zdravotním problémům. Tuhé částice vznikající při spalování biomasy jsou silně závislé na složení paliva, použité technologii a nastavení spalovacího procesu. Různé studie dokázaly, že koncentrace tuhých částic vzniklých při spalování se pohybuje mezi 60 a 2100 mg/Nm<sup>3</sup> spalin. (5) Koncentraci tuhých částic je možné ovlivnit opatřeními zavedenými v předúpravě paliva, v průběhu spalování nebo při čištění výstupních spalin z kotle. Nejběžnějším způsobem je čištění spalin před jejich vypuštěním do atmosféry. Existuje několik alternativ čištění spalin a každá z nich je vhodná na jiné typy spalovacích zařízení a jiné typy paliva. Mezi účinné technologie na čištění spalin patří např. elektrostatické a tkaninové filtry. Jejich nasazení je silně závislé na ekonomické návratnosti investice. Pro čištění spalin od tuhých částic jsou vhodné také kondenzační ekonomizéry, jejichž princip je popsán v kapitole 2.1.2.2.

Produkce SO<sub>2</sub> při spalování závisí na obsahu síry v palivu. V případě biomasy je množství produkovaného SO<sub>2</sub> zanedbatelné. Může docházet k produkci plynů dusíku (NO<sub>x</sub>), avšak v současnosti existuje řada primárních opatření při nastavení spalovacího

procesu, které brání tvorbě  $\text{NO}_x$ . Není tedy nutné ve velké míře řešit dodatečné čištění spalin od produktů vzniklých při spalování biomasy. (6)

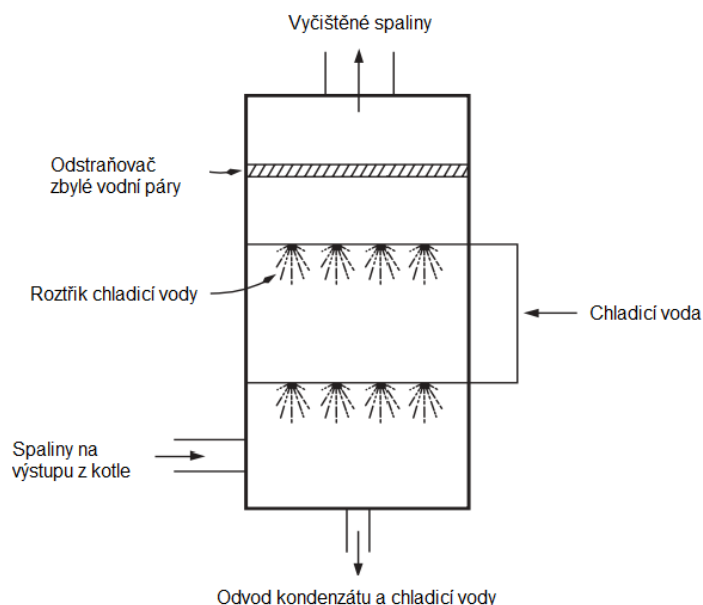
Koncepce průmyslových biomasových kotlů je silně závislá na použitém palivu a výrobních parametrech. Popis modelového biomasového kotle a volby klíčových parametrů jsou uvedeny ve výpočtové části práce.

## Kondenzační dochlazovače spalin

Kondenzační dochlazovače v praxi existují v několika typových provedeních. Konstrukčně nejjednodušším kondenzačním dochlazovačem je tepelný výměník, ve kterém nedochází k přímému kontaktu spalin s chladicím médiem a vodní pára kondenzuje na povrchu teplosměnné plochy mezi teplou a studenou stranou výměníku. Za účelem intenzifikace přenosu tepla mezi spalinami a chladicím médiem je využíváno promísení spalin a chladicí vody v kontaktním prostoru dochlazovače. Kromě dochlazení spalin a získávání tepla při promísení dochází i k zachytávání tuhých částic a jejich odvodu v ohřáté chladicí vodě. Dělení jednotlivých zařízení možné na základě několika parametrů, přičemž jedním z nich je orientace hlavní osy zařízení, která je totožná se směrem proudění spalin v kontaktním prostoru dochlazovače. Mluvíme pak o horizontálních či vertikálních dochlazovačích. (6)

### 2.2.1 Rozprašovací věž

Mezi nejběžnější typy kontaktních dochlazovačů patří zařízení, která jsou označována jako tzv. rozprašovací věže. Základní schéma je uvedené na obrázku 1.



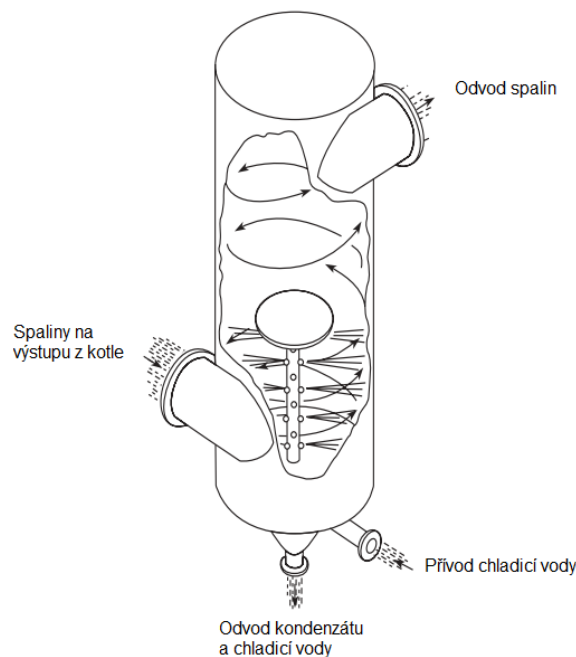
Obrázek 1 Schéma rozprašovací věže (7)

Proud spalin je do dochlazovače přiváděn v jeho spodní části a odváděn v části vrchní. Chladicí voda je do proudění spalin vstříkována pomocí trysek, které zajistí její rozptyl a zvětší tak účinný povrch přenosu tepla. Část tepla je přenesena přes povrch vodních

kapek a část přes stěny dochlazovače. Čištění spalin je realizováno pomocí zachytávání tuhých částic kapkami rozstříkované vody. (7; 8) Rozprašování je realizováno pomocí trysek vertikálně tak, aby vzájemné proudy spalin a chladicí vody mají opačné směry, nebo horizontálně, přičemž dochází k příčnému vstřikování chladicí vody vzhledem ke směru proudění spalin. Tento typ dochlazovačů je všeobecně konstrukčně jednodušší, ale má horší parametry pro zpětné získávání tepla než komplexnější typy dochlazovačů. Investiční a provozní náklady rozprašovacích dochlazovačů jsou nižší. (7) Účinnost odloučení tuhých částic u rozprašovacích věží je relativně vysoká pro hrubší částice. Může dosahovat až 90% pro částice větší než 5  $\mu\text{m}$ . Pro částice mezi 3 a 5  $\mu\text{m}$  se účinnost odloučení pohybuje mezi 60 a 80 % a pro částice s velikostí pod 3  $\mu\text{m}$  se účinnost snižuje pod 50%. (7)

### 2.2.2 Cyklonová rozprašovací věž

Základní schéma cyklonové rozprašovací věže je totožné se schématem vertikální rozprašovací věže. Hlavním rozdílem je směr proudu spalin, který má zde cyklonový charakter. Spaliny jsou do cyklonové rozprašovací věže vháněny ve spodní části a zúžení průřezu spalinovodu je dosaženo urychlení proud spalin na vstupu do kontaktního prostoru. Výstup vstupního spalinovodu je umístěn tangenciálně vzhledem ke stěně dochlazovače za účelem dosažení cyklonového pohybu spalin v kontaktním prostoru. Pohyb lze také vyvolat instalací pohyblivých lopatek, které usměrňují proud spalin. Chladicí voda je do kontaktního prostoru vstřikována pomocí trysek, které mohou být umístěny v horní části horizontálně nebo ve spodní části vertikálně v ose dochlazovače.



Obrázek 2 Schéma cyklonové rozprašovací věže (7)

Vodní kapky jsou proudem spalin odnášeny ke stěně, po které stékají do spodní části kontaktního prostoru a jsou odváděny pryč ve formě kondenzátu. Schéma cyklonového dochlazovače je uvedeno na obrázku 2. (8)

Cyklonové rozprašovací věže mají vyšší účinnost při pohlcování tuhých částic než jednoduché rozprašovací věže vzhledem k vyšší relativní rychlosti mezi vodními kapkami a proudem spalin. Pro částice větší než 5  $\mu\text{m}$  dosahuje účinnost odloučení až 95 % a pro částice menší než 5  $\mu\text{m}$  se účinnost odloučení pohybuje mezi 60 a 75%. (7)

### 2.2.3 Lopatkové odlučovače

V lopatkových odlučovačích je proud chladicí vody přiváděn na mechanicky poháněný rotor s lopatkami, který zajišťuje účinnější disperzi vodních kapek v kontaktním prostoru dochlazovače než při rozprašování pomocí trysek. Mechanické rozmělnění kapek zvyšuje míru odloučení jemných tuhých částic. Nevýhodou tohoto přístupu jsou vyšší provozní náklady zařízení. (7; 6)

### 2.2.4 Patrové věže

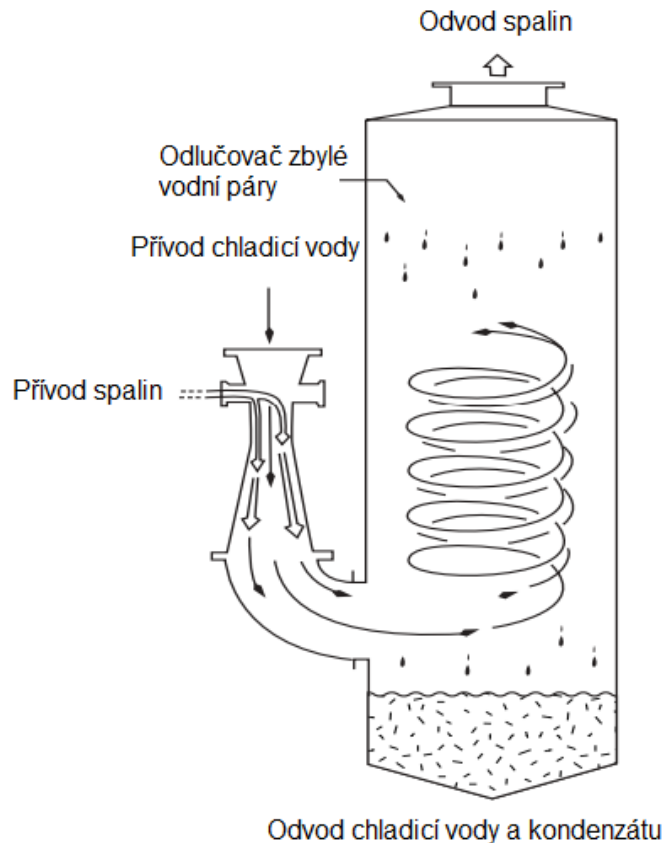
Patrové věže jsou v praxi realizovány ve vertikálním provedení za účelem maximalizace přenosu tepla a hmoty. V kontaktním prostoru je umístěna řada perforovaných pater, na jejichž horní část je přiváděna chladicí voda, která prostupuje otvory v patrech směrem dolů. Spaliny jsou přiváděny ve spodní části věže a prostupují otvory nahoru, čímž dochází ke kontaktu mezi spalinami a chladicí vodou. Kontakt mezi jednotlivými médii je zde větší než ve sprchovacích věžích, což zvyšuje i přenos tepla a hmoty. (7; 8)

Zachycení tuhých částic ze spalin s rozměrem pod 1  $\mu\text{m}$  není v patrových věžích možná, ale účinnost zachycení částic s rozměrem nad 5  $\mu\text{m}$  dosahuje až 97 % a je možné zde zachytávat i některé plyny vzniklé při spalování. (7)

### 2.2.5 Venturiho pračka

Venturiho pračka využívá k promísení chladicí vody a spalin tzv. Venturiho efektu. Spaliny jsou do pračky přiváděny v nejširším místě přívodního potrubí, do kterého je zaveden i přívod chladicí vody. Průřez potrubí se po směru proudění směsi zmenšuje až do tzv. hrdla, a poté se zase zvětšuje. Zmenšující průřez vodícího potrubí má za následek zvýšení rychlosti spalin a díky tomu je dosaženo důkladného rozptýlení chladicí vody. Směs je dále přivedena do cyklonového odlučovače, ve kterém dochází k odloučení vodních kapek, jímání kondenzátu a chladicí vody a odvodu spalin pryč. Schéma Venturiho pračky je uvedeno na obrázku 3.

Investiční náklady na Venturiho pračky jsou mnohem vyšší než investiční náklady u předchozích aplikací. Tento fakt je ale vyvážen větší účinností odloučení jemných částic, která se pro částice s velikostí nad 1  $\mu\text{m}$  pohybuje mezi 70 a 99 % a u částic s velikostí pod 1  $\mu\text{m}$  je účinnost 50 % a vyšší. Využití Venturiho efektu zvyšuje tlakovou ztrátu zařízení a zvyšuje provozní náklady. (7)



Obrázek 3 Schéma Venturiho pračky (7)

2.3

### Dochlazovač spalin relevantní pro tuto studii

Cílem diplomové práce je modelování horkovodního kotle na biomasu, aplikace kondenzačního dochlazovače spalin na tento kotel a posouzení vlivu projekční návrh horkovodního kotle na biomasu, který zásobuje topnou vodou síť uživatelů. Pro zvýšení využití tepla biomasového kotle je implementováno dochlazení jeho výstupních spalin a kondenzace vodní páry obsažené ve výstupních spalinách.

Kondenzace vodní páry je docíleno pomocí ochlazení spalin pod teplotu rosného bodu. Obsah vodní páry ve spalinách je přímo úměrný vstupní vlhkosti paliva. Čím vyšší je obsah vodní páry, tím vyšší je i míra zpětného získání tepla. (9)

Spaliny jsou na výstupu přivedeny do kontaktního prostoru dochlazovače., ve kterém jsou následně sprchovány chladicí vodou. Přestup tepla je realizován konvekcí na povrchu vodních kapek a kondenzací vodní páry ve spalinách. Vodní kapky v kontaktním prostoru zachycují tuhé částice a čistí tak spaliny. V rámci výpočtu budou spaliny uvažovány jako ideální plyn.

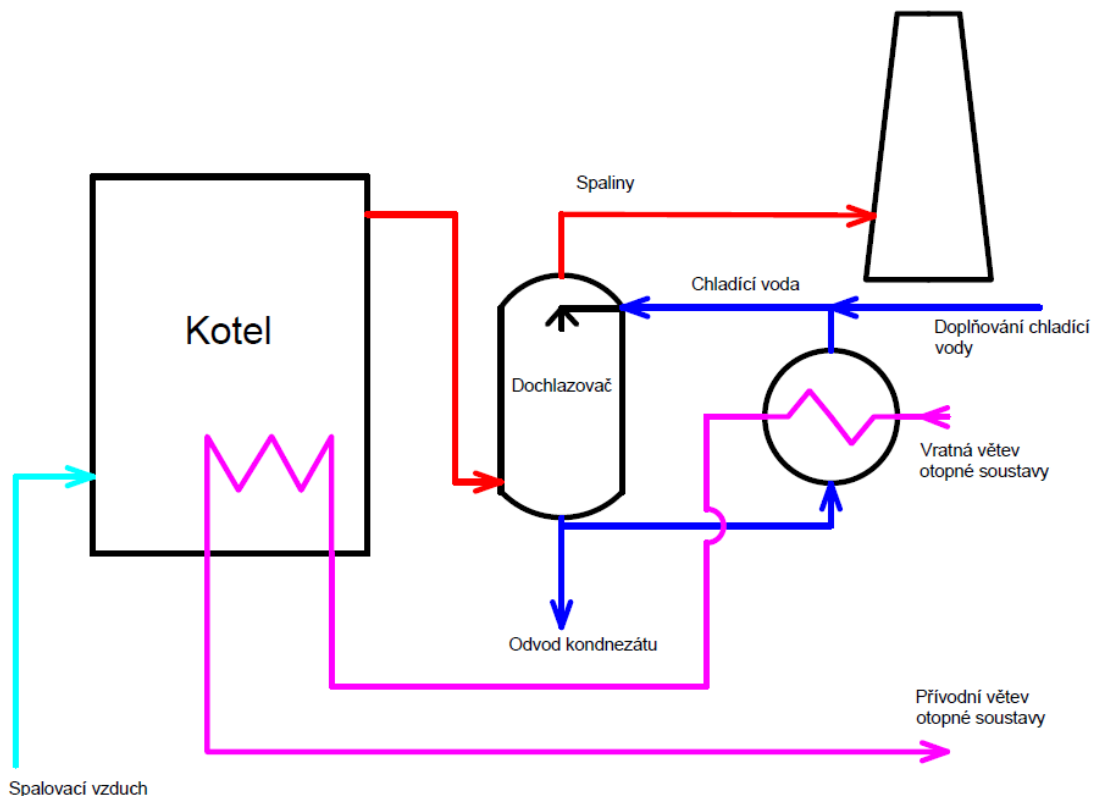
V rámci diplomové práce nebude řešeno čištění spalin ani projekční návrh dochlazovače. Dochlazovač je pojatý jako sprchovací věž, ve které dochází ke sprchování spalin chladicí vodou.

Posouzení aplikace kondenzačního dochlazovače je realizováno pro dvě varianty zapojení.

### 2.3.1 Varianta 1 – ohřev vratné vody z otopné soustavy.

Varianta 1 počítá se zapojením kondenzačního dochlazovače na konec spalínového traktu kotle. Spaliny jsou v dochlazovači sprchovány chladicí vodou a dochází zde k přenosu tepla a kondenzaci vodní páry ze spalín. Ohřátá chladicí voda je dále použita k předehřevu vratné vody otopné soustavy před vstupem do výhřevných ploch kotle.

Ve výpočtové části je hodnoceno nastavení parametrů dochlazovače a chladicího oběhu a následný vliv na provozní parametry biomasového kotle.



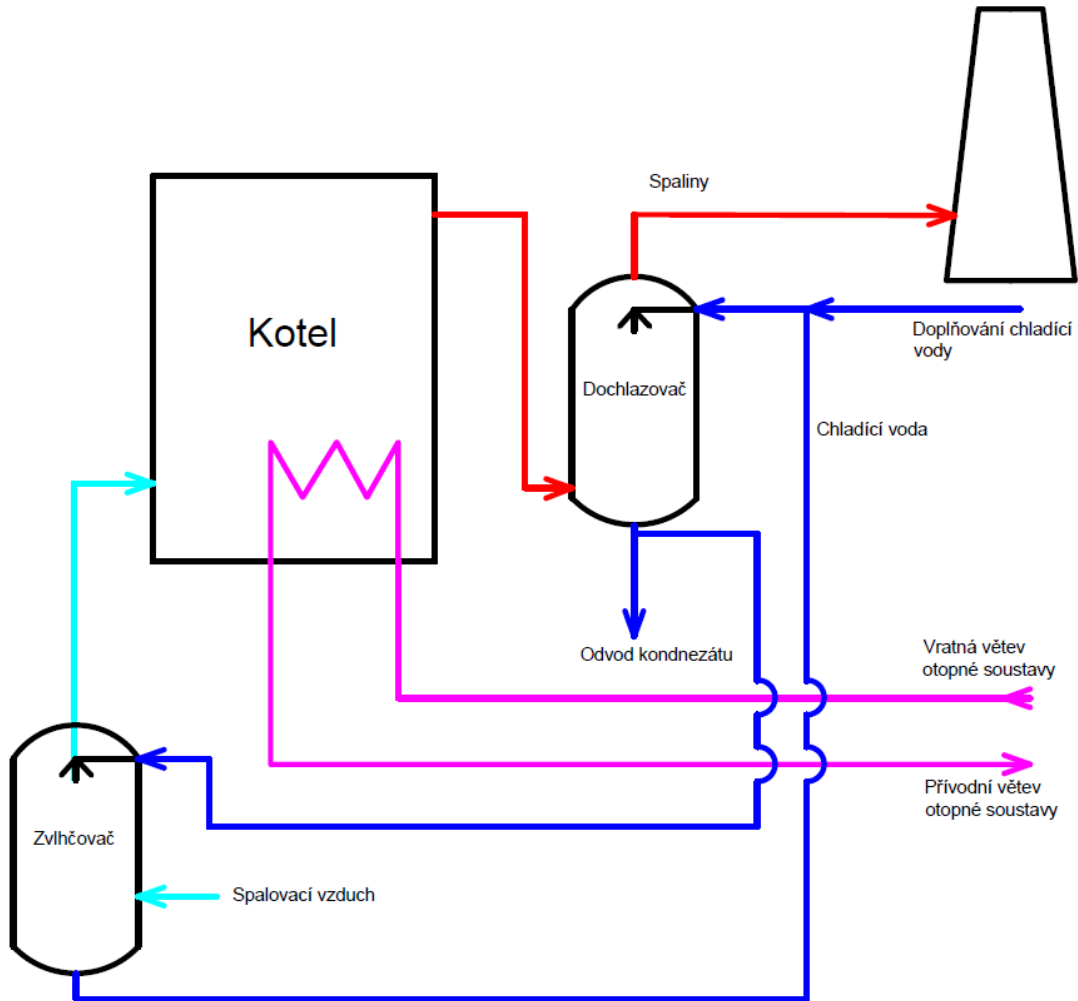
Obrázek 4 Schéma zapojení Varianty 1

### 2.3.2 Varianta 2 – zvlhčování a předehřev spalovacího vzduchu.

Ve variantě 2 je ohřátá chladicí voda použita k předehřevu a zvlhčování spalovacího vzduchu před vstupem do spalovací komory.

Ve výpočtové části je hodnoceno nastavení parametrů dochlazovače a chladicího oběhu a následný vliv na provozní parametry biomasového kotle. Zvlhčování spalovacího vzduchu mění jeho vstupní parametry a má vliv na projekční výpočet kotle a dimenzování dochlazovače. Je tedy proveden iterační výpočet.





Obrázek 5 Schéma zapojení Varianty 2

### 2.3.3 Zpětné získávání tepla

Zpětné získávání tepla lze v této práci definovat jako získávání tepla ze spalin na výstupu z kotle, které by jinak byly vypuštěno do atmosféry. Získávání tepla z těchto spalin zvyšuje celkovou účinnost oběhu. Teplo lze ze spalin zpětně získat ve dvou formách, a to ve formě citelného tepla a ve formě latentního tepla. Citelné teplo spalin je teplo, které se úměrně zvyšuje se stoupající teplotou spalin. Latentní teplo je teplo vázané ve vodní páře a k jeho uvolnění dochází při změně skupenství – kondenzaci. Celkově teplo je zpětně získáváno pomocí teplotního rozdílu mezi teplou a studenou stranou výměníků. (8) Citelné teplo spalin je definováno následovně (10):

$$Q = \dot{m} * c_p * dT \quad [1]$$

kde,  $Q$  [kW] je citelné teplo,  $\dot{m}$  [kg/s] je hmotnostní průtok média,  $c_p$  [kJ/kg\*K] je měrná tepelná kapacita,  $dT$  [K, °C] je teplotní rozdíl mezi horkou a studenou stranou výměníku.

Latentní teplo využívá energii vázanou ve formě látkové změny média. Pokud teplota vodní páry klesne pod teplotu rosného bodu, dojde k uvolnění latentního tepla. Rosný bod je definován jako stav, při kterém je relativní vlhkost rovna 100% a je parciálního tlaku vodní páry ve spalinách a tlaku syté páry. Ke kondenzaci dochází, když parciální tlak vodní páry dosáhne tlaku syté páry pro dané parametry. Latentní teplo lze definovat následovně (10):

$$Q_l = \dot{m} * l \quad [2]$$

kde,  $Q_l$  [kW] je latentní teplo,  $\dot{m}$  [kg/s] je hmotnostní průtok kondenzované vodní páry,  $l$  [kJ/kg] je měrné skupenské teplo varu. Při vypařování je nutno látce dodat skupenské teplo varu, přičemž při kondenzaci je toto teplo uvolněno. Měrné skupenské teplo varu je množství tohoto tepla vztažené na jednotku hmoty kondenzované vody. (11; 6)

Pro základní bilancování tepelného výměníku s kondenzací vodní páry je nutné stanovit vstupní a výstupní parametry spalin a chladicí vody.

Teplota a objemový průtok spalin bude známý z projekčního návrhu kotle stejně jako složení spalin. Hustotu vlhkého vzduchu lze vypočítat následujícím způsobem vztahu. (3)

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VSmin} * \rho_{VS} + (X_v - 1) * O_{VSmin} * \rho_{H2O}}{O_{VVmin}} \quad [kg/Nm^3] \quad [3]$$

A hustotu stechiometrických spalin, které stanovují minimální objem spalin při spalování paliva s přebytkem spalovacího vzduchu  $\alpha = 1$  lze určit dle vztahu (3):

$$\rho_{SVmin} = \frac{\sum_i O_i * \rho_i}{O_{VVmin}} \quad [kg/Nm^3] \quad [4]$$

kde,  $O_i$  [ $Nm^3/kg$ ] resp. [ $Nm^3/Nm^3$ ] jsou objemy jednotlivých složek spalin, tj. CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Ar a H<sub>2</sub>O a  $\rho_i$  [ $kg/Nm^3$ ] jsou hustoty těchto složek dle tab. 4-6 na straně 44 (3). Hustota spalin s přebytkem vzduchu  $\alpha$  [-] je (3):

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SVmin} * \rho_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin} * \rho_{VV}}{O_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin}} \quad [kg/Nm^3] \quad [5]$$

Takto vypočítané hustoty platí pro normální stav vzduchu a spalin. Pro jiné podmínky je nutné hustotu přepočítat dle stavové rovnice:

$$\rho = \rho_n * \frac{273}{t + 273} * \frac{p}{0,101325} \quad [kg/m^3] \quad [6]$$

Obdobně lze vypočítat vlastnosti vlhkých spalin, které se od stechiometrických spalin liší přebytkem spalovacího vzduchu.

Dalším důležitým parametrem je hmotnostní tok páry, který je potřebný pro stanovení přenosu tepla v dochlazovači a je možné jej získat ze vztahu (12):

$$\dot{m}_{SVskut} = \dot{V}_{SVskut} * \rho_{SV} \quad [7]$$

Množství vodní páry ve spalinách je popsáno pomocí měrné vlhkosti  $x$  [kg/kg, g/kg] (12).

$$x = \frac{m_{H_2O}}{m_{SS}}, \quad [8]$$

kde  $m_{H_2O}$  je hmotnost vodní páry ve spalinách [kg] a  $m_{SS}$  je hmotnost suchých spalin. Vzhledem k nízkým řádům hmotnosti vodní páry se u měrné vlhkosti v praxi nepoužívá u jednotka [kg/kg], ale [g/kg]. (10)

Měrnou vlhkost spalin přivedených do dochlazovače lze stanovit dle následujícího vzorce. (10)

$$x_{Sin} = \frac{m_{H_2O}}{m_{SS}} = \frac{M_{H_2O} * p_{H_2O}}{M_{SS} * p_{SS}}, \quad [9]$$

kde,  $M_{H_2O}$  [kg/kmol] je molární hmotnost vodní páry,  $p_{H_2O}$  [MPa] je parciální tlak vodní páry,  $M_{SS}$  [kg/kmol] je molární hmotnost suchých spalin,  $p_{SS}$  [MPa] je parciální tlak suchých spalin. Pro parciální tlaky platí, že jejich součet je roven celkovému tlaku vlhkých spalin:

$$P_{SV} = P_{H_2O} + P_{SS} \quad [10]$$

Parciální tlak vodní páry ve spalinách lze získat ze vztahu:

$$P_{H_2O} = r_{H_2O} * p_{SV}, \quad [11]$$

kde,  $r_{H_2O}$  [-] je objemový podíl vodní páry ve spalinách. (3) Lze jej získat dle vzorce

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (X_v - 1) * (\alpha - 1) * O_{VVmin}}{O_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin}} \quad [12]$$

Měrnou vlhkost je možné porovnat s relativní vlhkostí spalin, která představuje poměr mezi skutečným množstvím vodní páry a maximálním množstvím vodní páry, kterou je možné ve spalinách udržet za daných stavových podmínek. Relativní vlhkost spalin je silně závislá na teplotě spalin, a čím vyšší je teplota spalin, tím vyšší je obsah vodní páry ve spalinách. Při ochlazování spalin začne docházet ke kondenzaci a obsah vodní páry ve spalinách se snižuje. Teplota, při které začne docházet ke kondenzaci vodních par ve spalinách je označována jako teplota rosného bodu, kterou lze spočítat dle následujícího vzorce. (3)

$$t_r = t_k + \frac{\beta * \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{X_{\tilde{u}} * A_r}} \quad [13]$$

, kde  $t_r$  [°C] je teplota rosného bodu,  $t_k$  [°C] je teplota sytosti vodní páry při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách,  $X_{\tilde{u}}$  je poměrný obsah popela v úletu dle tab. 5-2 na straně 64 (3), součinitel  $\beta$  je volen podle přebytku spalovacího vzduchu za ohništěm kotle,  $S_r$  [% kg/MJ] je redukovaný obsah síry v surovém palivu a  $A_r$  [% kg/MJ] je redukovaný obsah popela v surovém palivu. (3)

Pokud je v palivu obsažena síra, dochází nejdříve ke kondenzaci par kyseliny sírové. V případě spalování biomasy toto nepředstavuje tak závažný problém jako je tomu u sirnatých paliv. Teplotu rosného bodu také zvyšuje přítomnost jemných tuhých částic ve

spalinách, které fungují jako kondenzační jádra. Ke kondenzaci dochází především na studeném povrchu. Toho je v případě kondenzačního dochlazování spalin využíváno, avšak v provozech bez aplikovaného kondenzačního dochlazování je snaha kondenzaci zabraňovat, neboť způsobuje nízkoteplotní korozi teplosměnných ploch a dalších součástí zařízení. (3)

Měrná vlhkost spalin na výstupu z dochlazovače je vypočtena na základě stavových veličin spalin na výstupu z dochlazovače. Spaliny jsou chlazený vodou, která stanovuje minimální teplotní rozdíl  $\Delta t_{min}$  a také způsobí, že jsou zcela nasyceny vodní parou, tzn. jejich relativní vlhkost je 100 %. Vztah pro výpočet měrné vlhkosti výstupních spalin je následující: (8)

$$x_{Sout} = \frac{M_{H2O}}{M_{SS}} * \frac{p''_{H2O}}{p_{SS} - p''_{H2O}} * \frac{\varphi}{\varphi} \quad [14]$$

Na základě stanovení výstupní měrné vlhkosti jsme schopni stanovit množství kondenzované vodní páry ze spalin. (9; 6)

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{SS} * (x_{in} - x_{out}) \quad [15]$$

Bilancování dochlazovače z hlediska tepelného výkonu je vztaženo k referenční teplotě, která je nejčastěji stanovena jako teplota okolního vzduchu. Bilance tepla přivedeného ve spalinách je následující (6):

$$Q_{in} = \dot{m}_{SVin} * c_{pSin} * (t_{Sin} - t_{ref}) + l_{H2O} * \dot{m}_{SS} * x_{in} \quad [16]$$

kde,  $\dot{m}_{SVin} [kg/s]$  je hmotnostní průtok spalin na vstupu do dochlazovače,  $c_{pSin} [kJ/kg * K]$  je měrná tepelná kapacita spalin na vstupu do dochlazovače,  $t_{Sin} [^{\circ}C]$  je teplota spalin na vstupu do dochlazovače,  $t_{ref} [^{\circ}C]$  je referenční teplota.

Bilanci odvedeného tepla lze popsat následovně (6):

$$Q_{out} = \dot{m}_{SVout} * c_{pSout} * (t_{Sout} - t_{ref}) + l_{H2O} * \dot{m}_{SS} * x_{out} \quad [17]$$

kde,  $\dot{m}_{SVout} [kg/s]$  je hmotnostní průtok spalin na výstupu z dochlazovače,  $c_{pSout} [kJ/kg * K]$  je měrná tepelná kapacita spalin na výstupu z dochlazovače,  $t_{Sout} [^{\circ}C]$  je teplota spalin na výstupu z dochlazovače,  $t_{ref} [^{\circ}C]$  je referenční teplota.

Platí celková bilance mezi vstupem a výstupem spalin, která určuje tepelný výkon dochlazovače předaný chladicí vodě (6).

$$Q = Q_{in} - Q_{out} \quad [18]$$

Teplota chladicí vody na výstupu z dochlazovače je stanovena na základě následujícího vztahu (6; 9):

$$t_{CWout} = t_{ref} + \frac{Q}{\dot{m}_{CWout} * c_{pCW}} + \frac{\dot{m}_{CWin}}{\dot{m}_{CWout}} * (t_{CWin} - t_{ref}) \quad [19]$$

kde,  $t_{CWin} [^{\circ}C]$  je vstupní teplota chladicí vody dochlazovače,  $\dot{m}_{CWin} [kg/s]$  je hmotnostní průtok chladicí vody na vstupu do dochlazovače,  $\dot{m}_{CWout} [kg/s]$  je

hmotnostní průtok chladicí vody na výstupu z dochlazovače,  $c_{pCW} [kJ/kg * K]$  je měrná tepelná kapacita chladicí vody. (6)

Veškerá zkondenzovaná vody ze spalin je odváděna chladicí vodou ven z prostoru chladiče. Bilance průtoků chladicí vody je tedy následující:

$$\dot{m}_{CWout} = \dot{m}_{CWin} + \dot{m}_{cond} \quad [20]$$

### 2.3.4 Důsledky aplikace kondenzační technologie

Kondenzační teplo spalin je ta část tepla, která se při spalování použila k vypaření vody v palivu. Díky kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách je možné toto teplo zpětně získat a dále jej využít, přičemž ke kondenzaci jako takové dochází, pokud jsou spaliny ochlazený pod teplotu rosného bodu. (10)

V současnosti existuje mnoho různých typů tepelných výměníků a řadu z nich lze využít ke kondenzaci vodní páry ze spalin. Každý typ má své provozní limity a je aplikovatelný pouze v některých průmyslových provozech. Obecně lze ale říct, že všechny tepelné výměníky mají jednu věc společnou – snahu o přenos co největšího množství tepla z jednoho média do druhého na základě stanovených okrajových podmínek. (7)

Tepelné výměníky používané pro kondenzaci média jsou nazývány kondenzátory a dochází v nich k ochlazení plynného média kotle chladicí vodou. Existují tři možné způsoby přenosu tepla z plynu do chladicí vody. (4)

Prvním z nich je nepřímá kondenzace bez aplikace zvlhčování spalin pomocí rozstříku chladicí vody. Kondenzátor tohoto typu je koncipován jako standardní tepelný výměník, ve kterém nedochází ke směšování teplotních médií, přičemž na jedné straně kondenzátoru dochází ke kondenzaci vlivem ochlazení plynu pod teplotu rosného bodu. V této práci se ale dále nebudu zabývat detailním rozbořem těchto kondenzátorů.

Druhým způsobem je přenos tepla při částečném vstřikování chladicí vody do spalin a následném odvodu kondenzátu. Přenos tepla je v tomto případě částečně realizovaný ohřevem vstřikované chladicí vody a částečně přenosem přes teplosměnnou plochu jako v prvním případě.

Třetím způsobem je zvlhčování proudu spalin pomocí celého objemu chladicí vody v kontaktním kondenzačním dochlazovači.

Hlavní podmínkou je, aby tato voda měla teplotu nižší, než je rosný bod spalin, a to včetně zahrnutí případných koncových teplotních spádů instalovaných výměníků. Množství zpětně získané energie je silně ovlivňováno teplotou vratné vody. Čím chladnější vodu je možné použít, tím vyšší je zpětné získávání tepla pomocí kondenzace spalin. (13) V systému je možné dosáhnout kondenzace vodní páry ze spalin i pomocí kondenzačních ekonomizérů, ve kterých dochází k přímému kontaktu mezi spalinami a vodou. Přenos tepla je realizován na povrchu vodních kapek s cílem dosáhnout co nejvyšší plochy pro přenos tepla. (13)

Veškeré parametry ovlivňující vliv kondenzace spalin na změnu účinnosti systému lze rozdělit do dvou skupin.

První skupina obsahuje parametry, které nejsou závislé na technické koncepci systému či jeho následném provozu (14):

- složení paliva,
- vlhkost paliva,
- teplota paliva,
- teplota okolního vzduchu,
- vlhkost okolního vzduchu,
- tlak okolního vzduchu, nadmořská výška.

Druhá skupina parametrů je závislá na parametrech systému, použité technologii a způsobu provozování (14):

- přebytek spalovacího vzduchu,
- kvalita hoření,
- ztráty kotle a kotelny,
- teplota spalin,
- teplota kondenzované vody,
- teplota vratné vody,
- způsob předehřevu spalovacího vzduchu, či jeho zvlhčování,
- přídatné technologie.

## 2.4 Zvlhčování spalovacího vzduchu

Zvlhčování spalovacího vzduchu je prováděno ve výměníku tepla, který se svou konstrukcí velmi podobá kondenzačnímu ekonomizéru. Dochází v něm ke sprchování spalovacího vzduchu topnou vodou, které je doprovázeno přenosem tepla a vlhkosti z topné vody do spalovacího vzduchu. (13)

V kombinaci s aplikací zvlhčování spalovacího vzduchu lze dosáhnout vyššího obsahu vodní páry ve spalinách a tím i zvýšení teploty rosného bodu. Hlavním přínosem tohoto procesu je možnost zpětného získávání tepla při vyšší teplotě a následné využití při vytápění. (14)

Za účelem zvýšení objemu zpětně získaného tepla ze spalin je možné využít tepelné čerpadlo pro získání tepelné energie o nižších teplotách, než je teplota vratné vody otopné soustavy díky zvýšení množství kondenzované vodní páry. Pro využití absorpčního tepelného čerpadla je nutná dostatečná spotřeba páry produkované kotlem či zvýšená spotřeba elektrické energie pro využití kompresorového tepelného čerpadla. (13)

V současné době jsou však technologie zvlhčování vzduchu aplikovatelné především na vysoce optimalizované systémy, které mají již nainstalovaný kondenzační ekonomizér. Veškerý přírůstek kondenzačního tepla je odebírán v kondenzačním ekonomizéru a tím dochází ke zvýšení účinnosti celého systému.

V případě spalování biomasy, kde je obsah síry v palivu minimální, je účinnost systému s kondenzací spalin silně závislá na vlhkosti dřevní štěpky, přebytku spalovacího vzduchu a na teplotě spalin na výstupu z kotle. Teplota spalin za kotlem je silně závislá na teplotě vratné vody z otopné soustavy a na designu systému. Při posuzování systému je také nutné vzít v potaz vlastnosti zvlhčovaného vzduchu.

## Technologické řešení jednotlivých prvků systému

### 2.5.1 Zvlhčovač vzduchu

Technické řešení zvlhčovače vzduchu je praxi řešené jako náplňová kolona, ve které je chladný vzduch sprchován teplou vodou. Voda částečně ohřívá vzduch a částečně je odpařována. Zbylá voda je v průběhu procesu ochlazená a odváděna pryč. Využívá se protiproudé zapojení, při kterém je chladný vzduch vháněn do spodní části zvlhčovače a dále veden vzhůru proti proudu vody. Existují i jiné typy zvlhčování, ale v praxi nedosahují takové účinnosti a pro využití nízkopotenciálního tepla ze spalin nejsou vhodné. (13)

### 2.5.2 Druhý stupeň kondenzátoru spalin

Kondenzace vodní páry ve spalinách vyžaduje jeden nebo více stupňů s oddělenými okruhy chladicích kapalin. Množství stupňů závisí na implementaci zvlhčování. (13) Technologicky je ekvivalentní klasickým kondenzačním ekonomizérům. Je možné použít buď jako kontaktní výměník, ve kterém jsou spaliny sprchovány, nebo jako tepelný výměník umístěný v proudu spalin, který je chlazený studenou vodou. (6)

### 2.5.3 Vnitřní vodní okruh

Je nutné uvažovat přenos nečistot ze spalin do kondenzátu v kondenzačního ekonomizéru. Pro delší životnost zařízení je vhodné zařadit vložený vodní okruh pro realizaci přenosu tepla ze spalin do spalovacího vzduchu. (13) Oběh s kondenzátem je nutné vybavit filtrací, odkalovacím ventilem a celý okruh zkonstruovat tak, aby byla možná snadná údržba. (14)

### 2.5.4 Vliv implementace technologie na kotel a ostatní prvky systému

Zvlhčování spalovacího vzduchu ovlivňuje kotel a další prvky systému několika způsoby. Dále jsou uvedeny pouze vlivy relevantní pro horkovodní kotle (13).

#### 2.5.4.1 Nárůst teploty spalin na výstupu z kotle

Vlivem zvlhčování vzduchu dochází ke zvyšování teploty spalin za kotlem, což může způsobovat zvýšení komínové ztráty a snížení účinnosti kotle. Vyšší teplota dále způsobí změnu vstupních parametrů zařízení instalovaných ve spalinovém traktu kotle. Při

aditivní instalaci technologie zvlhčování může nárůst výstupní teploty spalin znamenat problém, pokud nemá stávající ekonomizér dostatečně velký rezervní výkon. V opačném případě je nutné počítat s náklady na přístavbu dodatečných teplosměnných ploch.

#### **2.5.4.2 Nízkoteplotní koroze v ekonomizéru**

Zvlhčování spalovacího vzduchu má za následek výrazné zvýšení množství vodní páry proudící ve spalinovém traktu kotle, které vede ke zvýšení teploty rosného bodu spalin a tím pádem i zvýšenému riziku nízkoteplotní koroze.

#### **2.5.4.3 Riziko varu v kondenzátoru**

Následkem zvlhčování vzduchu dochází ke zvyšování teploty vody v teplosměnných plochách kotle. U některých systémů může dojít ke zvýšení teploty až k bodu varu, což je závislé na konfiguraci systému z hlediska řazení teplosměnných ploch. U většiny kotlů je toto riziko minimální, neboť jsou bilancovány s dostatečnou teplotní rezervou v jednotlivých výhřevných plochách.

#### **2.5.4.4 Implementace zvlhčování spalovacího vzduchu**

Implementace technologie na zvlhčování spalovacího vzduchu do stávajícího systému je primárně určena rozměry zvlhčovače a vedením potrubních sítí. Potřebné umístění musí být vybráno na základě bezpečnostních předpisů, místních a ekonomických kritérií tak, aby byla zaručena optimální aplikace zvlhčovače. Je důležité rozlišovat mezi vlastnostmi zvlhčovaného vzduchu ve vnějším prostředí a vlastnostmi vzduchu uvnitř kotelny, neboť provoz systému je s nimi úzce spojen.

Další důležitá kritéria pro umístění zvlhčovače (13):

- Malá vzdálenost k vedením primárního a sekundárního spalovacího vzduchu kvůli zamezení tlakových ztrát či nadbytečnému prodlužování ventilace.
- Malá vzdálenost k odkalovací nádrži.
- Pevnost podkladu který je schopný unést váhu technologie.
- Malá vzdálenost větví otopné soustavy z důvodu nadbytečného prodlužování potrubních tras a zvyšování tepelných ztrát.
- Možnost snadného vedení potrubních sítí ke kondenzačnímu ekonomizéru.

2.6

## Následky implementace technologie

V současné době lze bezpečně stanovit, že většina provozních problémů bude úzce spojena se zvýšenou vlhkostí spalovacího vzduchu. Níže jsou popsány hlavní následky implementace technologie na zvlhčování spalovacího vzduchu (13):

- Snížení maximální možné teploty spalování na roštu ve spalovací komoře.
- Zvýšení průtoků spalovacího vzduchu a spalin. Zvýšení obsahu vody ve spalinách
- Zvýšení konvektivního přenosu tepla, které bude relativně malé v porovnání se zvýšením přenosu tepla sáláním..
- Zvýšení přenosu tepla v ekonomizérech.



Na základě výše zmíněných následků implementace technologie je možné předpovědět následující vlivy na individuální systémy:

- Ohříváky spalovacího vzduchu budou provozovány se vzduchem o vyšší vlhkosti a bude zde zvýšené riziko koroze.
- Zvýšený přenos tepla v ekonomizéru bude mít za následek zvýšený ohřev vody a přiblížení k teplotě varu, což bude mít za následek sníženou schopnost ekonomizéru chladit spaliny na navrhovanou výchozí teplotu spalin. Vyšší vlhkost spalin způsobí zvýšení jejich rosného bodu a také zvýšení možnosti nízkoteplotní koroze.
- Zařízení na čištění a úpravu spalin před kondenzačním ekonomizérem budou vystaveny zvýšenému průtoku spalin a kondenzační výměníky budou provozovány při vyšší pracovní teplotě.

Hlavním vlivem aplikace dochlazování spalin spojené se zvlhčováním spalovacího vzduchu na změnu funkce systému je snížení maximální teploty ve spalovací komoře a zvýšení toku spalin. Většina změn provozních podmínek může být drobných, avšak změny lokálních teplot a průtoku spalin mají velký potenciální vliv na celkovou účinnost kotle a množství zpětně získaného tepla. V současnosti není přesně popsáno, jak tyto změny ovlivňují provoz dílčích částí systému, a lze stanovit, že každý systém bude reagovat individuálně. Obecně je možné stanovit, že většina zařízení spalinového traktu bude moci fungovat po implementaci technologie bez výrazných změn. Je předvídáno, že implementace technologie by měla velký vliv na SNCR technologii pro snižování emisí  $\text{NO}_x$ . Při vstřikování močoviny či čpavkové vody je technologie SNCR provozována v úzkém teplotním rozsahu okolo  $1000^\circ\text{C}$ . Při změně teplotního profilu ve spalovací komoře je nutné upravit i lokalitu technologie SNCR a její provoz, pokud má být zaručeno snižování emisí  $\text{NO}_x$ . (13)

### 3 Návrh kotle

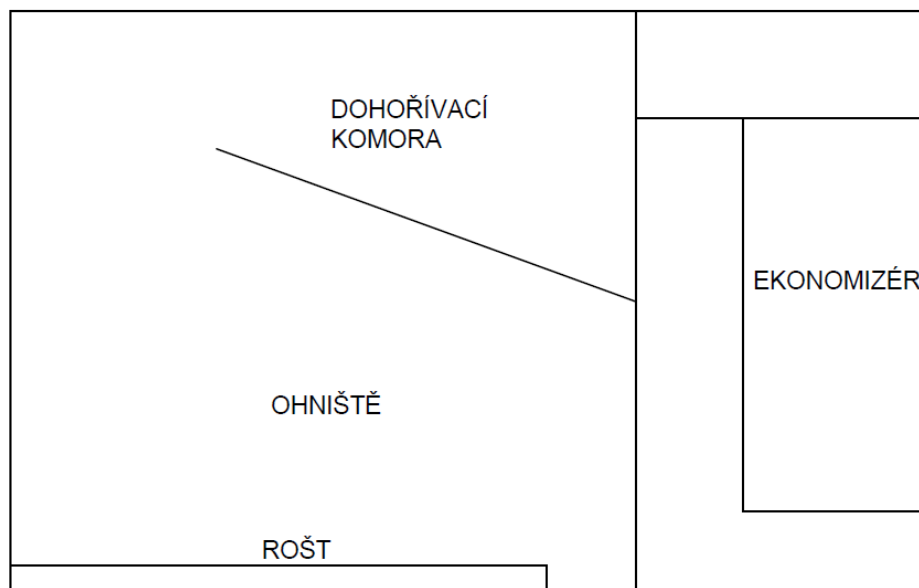
Kotel navrhovaný ve výpočtové části je řešený jako horkovodní průtočný kotel využívaný k zásobování otopné soustavy topnou vodou. Výkon kotle je stanovený na 8 000 kW.

Spalování biomasy probíhá na pohyblivém hydraulickém roštu s vratným pohybem. Palivo je na rošt dopravováno pomocí horizontálního hydraulického podavače a nespálené tuhé zbytky paliva jsou ve formě škváry odváděny mokrým vynašečem pryč. Stěny ohniště jsou tvořeny membránovou stěnou. Ve spalinovém traktu jsou dále umístěny dva tahy žárotrubného ohříváku vody. V základním modelu není uvažováno s přehřevem spalovacího vzduchu ani s recirkulací spalin.

Parametry stávajícího horkovodního systému jsou následující:

- |   |             |
|---|-------------|
| - Parametry topné vody pro otopnou soustavu                                 | 130 / 60 °C |
| - Provozní tlak na výstupu topné vody z kotle                               | 1,6 MPa     |
| - Oběhové množství horkovodu max.   | 198 t/h     |
| - Provozní medium   | demivoda    |
| - Oběhová čerpadla jsou instalována na vratné větvi před výměníky           |             |
| - Řízení tlakové difference na patě teplárny, nebo na předávacích stanicích |             |

Veškeré parametry byly zadány na základě existujícího biomasového kotle.



Obrázek 6 Předběžné schéma navrhovaného kotle

## Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty vycházejí z prvkového rozboru paliva, který byl zadán. Ve všech výpočtech je uvažován model dokonalého spalování.

### 3.1.1 Stechiometrie spalin

3.1

- **Palivo – dřevní štěpka**

Jako uvažované palivo je použita směs dřevní štěpky různých dřevin včetně kůry. Před spalováním v kotli se neuvažuje vysušování paliva a ani jiné úpravy.

Tabulka 1 - Prvkový rozbor paliva

	Hořlavina	Původní stav
[%]	daf	r
<b>W</b>	X	0,50000
<b>A</b>	X	0,02000
<b>C</b>	0,51310	0,24628
<b>H</b>	0,06200	0,02976
<b>N</b>	0,00410	0,00196
<b>S</b>	0,00040	0,00019
<b>O</b>	0,41990	0,20155

- **Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{o_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad [21]$$

$$O_{o_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,2462}{12,01} + \frac{0,02976}{4,032} + \frac{0,0019}{32,06} - \frac{0,2015}{32} \right) = 0,484 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VS \min} = \frac{O_{o_2 \min}}{0,21} = \frac{0,484}{0,21} = 2,302 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [22]$$

- **Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VV \min} = O_{VS \min} \cdot \chi = 2,302 \cdot 1,016 = 2,339 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [23]$$

Konstantu  $\chi$  jsem zvolil dle (3) pro běžné klimatické podmínky 1,016, což odpovídá přibližně relativní vlhkosti  $\phi = 70 \%$  při teplotě  $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

- **Objem vodní páry v objemu  $O_{VV\ min}$**

$$O_{HO_2}^V = O_{VV\ min} - O_{VS\ min} = 2,339 - 2,302 = \mathbf{0,037\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [24]$$

- **Objem oxidu uhličitého ve spalínách:**

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS\ min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,2463 + 0,0003 \cdot 2,302 \quad [25]$$

$$O_{CO_2} = \mathbf{0,457\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Objem oxidu siřičitého ve spalínách**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0002 = \mathbf{0,00013\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [26]$$

- **Objem dusíku ve spalínách**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS\ min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0002 + 0,7805 \cdot 2,302 = \mathbf{1,799\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [27]$$

- **Objem argonu ve spalínách**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS\ min} = 0,0092 \cdot 2,302 = \mathbf{0,021\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [28]$$

- **Minimální objem suchých spalín**

$$O_{SS\ min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,457 + 0,00013 + 1,799 + 0,021 \quad [29]$$

$$O_{SS\ min} = \mathbf{2,277\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Objem vodní páry ve vlhkých spalínách**

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{HO_2}^V \quad [30]$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0298 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,5 + 0,037 = \mathbf{0,989\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Minimální objem vlhkých spalín**

$$O_{SV\ min} = O_{SS\ min} + O_{H_2O}^S = 2,277 + 0,989 = \mathbf{3,266\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [31]$$

- **Objem spalín z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\ min} \quad [32]$$

$$O_{SV} = 3,266 + (1,3 - 1) \cdot 2,339 = \mathbf{3,969\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{VV} = O_{VV \min} \cdot \alpha = 2,339 \cdot 1,3 = 3,041 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [33]$$

### 3.1.2 I-t diagram spalín

- Entalpie minimálního objemu suchých spalín

$$I_{S\ min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O}^S \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t \quad [34]$$

- úlet  $a_{\dot{u}}$  volím 30 %

- Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu

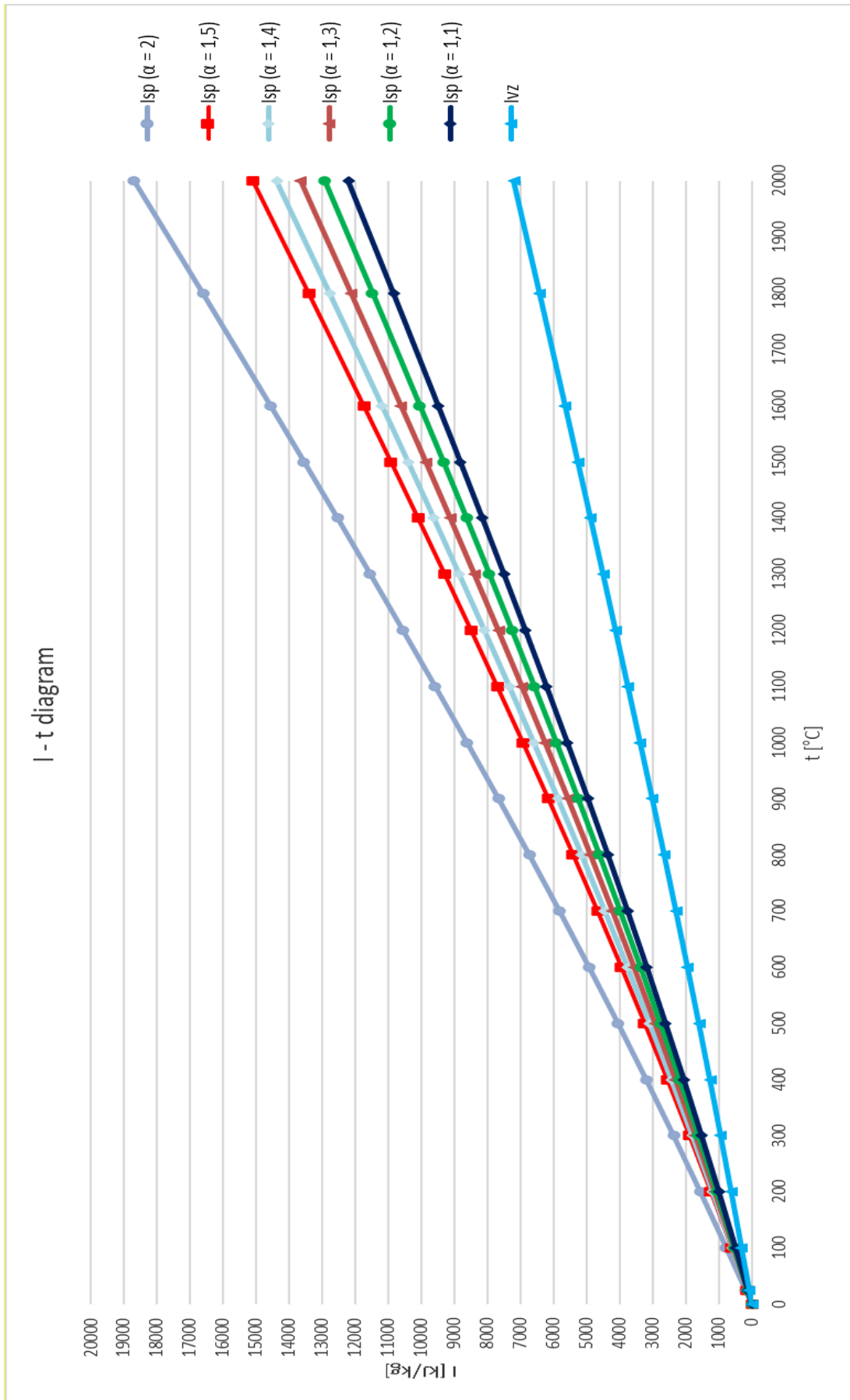
$$I_{V\ min}^t = O_{VS\ min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad [35]$$

- Entalpie spalín

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S\ min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V\ min}^t \quad [36]$$

Tabulka 2 - Entalpie spalín v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (3)

t [°C]	$I_{S\ min}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_{V\ min}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]					
			$\alpha_1=1,1$	$\alpha_2 = 1,2$	$\alpha_3 = 1,3$	$\alpha_4 = 1,4$	$\alpha_5 = 1,5$	$\alpha_6 = 2$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
25	116,84	76,43	124,48	132,12	139,77	147,41	155,05	193,27
100	462,09	310,17	493,11	524,13	555,14	586,16	617,18	772,26
200	937,13	624,14	999,54	1 061,95	1 124,37	1 186,78	1 249,19	1 561,26
300	1 426,09	943,80	1 520,47	1 614,85	1 709,22	1 803,60	1 897,98	2 369,88
400	1 929,52	1 270,31	2 056,55	2 183,59	2 310,62	2 437,65	2 564,68	3 199,83
500	2 447,56	1 604,39	2 608,00	2 768,44	2 928,88	3 089,32	3 249,76	4 051,96
600	2 980,34	1 945,82	3 174,92	3 369,50	3 564,08	3 758,67	3 953,25	4 926,16
700	3 526,75	2 294,38	3 756,18	3 985,62	4 215,06	4 444,50	4 673,94	5 821,13
800	4 086,51	2 648,68	4 351,37	4 616,24	4 881,11	5 145,98	5 410,84	6 735,18
900	4 657,20	3 010,29	4 958,23	5 259,26	5 560,29	5 861,32	6 162,35	7 667,49
1000	5 241,10	3 376,74	5 578,77	5 916,44	6 254,12	6 591,79	6 929,46	8 617,83
1100	5 833,60	3 747,97	6 208,40	6 583,19	6 957,99	7 332,79	7 707,58	9 581,57
1200	6 436,13	4 121,69	6 848,30	7 260,47	7 672,64	8 084,81	8 496,98	10 557,82
1300	7 046,37	4 497,90	7 496,16	7 945,95	8 395,74	8 845,53	9 295,32	11 544,27
1400	7 662,82	4 876,51	8 150,47	8 638,12	9 125,78	9 613,43	10 101,08	12 539,34
1500	8 286,53	5 259,92	8 812,52	9 338,51	9 864,51	10 390,50	10 916,49	13 546,45
1600	8 920,75	5 643,44	9 485,09	10 049,43	10 613,78	11 178,12	11 742,47	14 564,19
1800	10 194,31	6 417,76	10 836,09	11 477,86	12 119,64	12 761,41	13 403,19	16 612,07
2000	11 485,06	7 201,68	12 205,23	12 925,40	13 645,57	14 365,73	15 085,90	18 686,75



Obrázek 7 I-t diagram spalín a spalovacího vzduchu

## Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží k určení potřebného množství paliva, které je potřeba spálit, aby se transformovala chemická energie vázaná v palivu na energii pracovní látky – vody v otopné soustavě. Tato transformace neprobíhá v kotli dokonale, tj. beze ztrát.

### 3.2 3.2.1 Výhřevnost paliva

Zadané palivo má spalné teplo hořlaviny  $Q_s^{daf} = 20\,344,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tabulka 3 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva

	Hořlavina	Původní stav
[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	daf	r
$Q_s$	20 334,60	9 760,32
$Q_i$	18 450,49	7 876,81

Palivo není přehříváno ani sušeno, proto se neuvažuje fyzické teplo paliva. Redukovaná výhřevnost je tedy uvažována přímo jako výhřevnost paliva v původním stavu.

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r = 7\,876,81 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [37]$$

### 3.2.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Účinnost kotle je počítána nepřímo přes tepelné ztráty kotle.

#### 3.2.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. S přihlédnutím ke koncepci kotle se uvažuje pouze ztráta nedopalem ve škváře a ztráta nedopalem v úletu.

Tabulka 4 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm

	Podíl hořlaviny			Podíl popela		
Škvára	$C_s$	6	[%]	$X_s$	62	[%]
Úlet	$C_ú$	15	[%]	$X_ú$	30	[%]

#### • Ztráta nedopalem ve škváře

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot Q_{ci} = \frac{0,06}{1 - 0,06} \cdot 0,62 \cdot \frac{0,02}{7\,876,81} \cdot 32\,600 = 0,00328 \quad [38]$$

#### • Ztráta nedopalem v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_ú}{1 - C_ú} \cdot X_ú \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot Q_{cú} = \frac{0,15}{1 - 0,15} \cdot 0,30 \cdot \frac{0,02}{7\,876,81} \cdot 32\,600 = 0,00438 \quad [39]$$



- **Celková ztráta mechanickým nedopalem**

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} = 0,00328 + 0,00438 = \mathbf{0,0077} \quad [40]$$

### 3.2.3 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem představuje ztrátu hořlavinou ve spalínách neboli teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách – konkrétně se kontroluje koncentrace oxidu uhelnatého.

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} = \frac{0,2116 \cdot 250 \cdot 2,277}{(21 - 11) \cdot 7\ 876,81} = \mathbf{0,0015} \quad [41]$$

Koncentraci CO ve spalínách jsem volil na základě emisního limitu CO.

Obsah kyslíku  $O_{2\ ref}$  pro referenční stav spalin se pro spalování biomasy volí 11 %.

#### 3.2.3.1 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí se u kotlů určuje podle jmenovitého výkonu kotle. Ztráta je odečtena z (3) – obr. 5-1, str. 66

$$Z_{sv} = 0,015 \quad [42]$$

#### 3.2.3.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tabulka 5 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti

	Jednotka	Škvára nebo struska	Úlet
Podíl hořlaviny	[%]	6	15
Podíl popela	[%]	62	30
Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0,9301	0,8189
Teplota	[°C]	600	137,4

- **Ztráta fyzickým teplem ve škváře nebo strusce**

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{0,62}{1 - 0,06} \cdot \frac{0,02}{7\ 876,81} \cdot 0,9301 \cdot 600 = \mathbf{0,0009} \quad [43]$$

- **Ztráta fyzickým teplem v úletu**

Ztráta fyzickým teplem v úletu není uvažována, stejně jako ztráta části fyzického tepla tuhých zbytků. Úlet putuje spalinovým traktem kotle a jeho energetická bilance byla již zahrnuta do energetického obsahu spalin (viz [2.2 I-t diagram spalin](#)).

- **Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

$$Z_f = Z_{fs} = 0,0009 = \mathbf{0,0009} \quad [44]$$

### 3.2.4 Ztráta citelným teplem spalín (tj. ztráta komínová)

Tato ztráta nejvíce ovlivňuje celkovou účinnost kotle. Jedná se o teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Komínová ztráta závisí na teplotě spalín a přebytku vzduchu ve spalínách.

Tabulka 6 - Teplota a entalpie spalín a vzduchu

	Spaliny	Vzduch
Teplota [°C]	140	25
Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	773,97	75,54

- **Přebytek vzduchu ve spalínách**

Součinitel přebytku vzduchu za kotlem se určí podle koncentrace kyslíku ve spalínách, která byla zvolena  $O_{O_2} = 4,9 \%$

$$\alpha = \frac{0,21 + \left(\frac{O_{SS\ min}}{O_{VS\ min}} - 1\right) \cdot O_{O_2}}{0,21 - O_{O_2}} = \frac{0,21 + \left(\frac{2,277}{2,302} - 1\right) \cdot 0,049}{0,21 - 0,049} = 1,3 \quad [45]$$

- **Výpočet komínové ztráty**

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i\ red}} \quad [46]$$

$$Z_k = (1 - 0,0151) \cdot \frac{773,97 - 1,3 \cdot 75,54}{7\ 876,81} = 0,0851$$

### 3.2.5 Účinnost kotle

- **Celková ztráta kotle**

$$Z = Z_c + Z_{CO} + Z_{sv} + Z_f + Z_k \quad [47]$$

$$Z = 0,0077 + 0,0015 + 0,015 + 0,0009 + 0,0851 = 0,1102$$

- **Účinnost kotle**

$$\eta_k = 1 - Z = 1 - 0,1102 = 0,8898 = 0,89 \quad [48]$$

#### 3.2.5.1 Množství paliva

- **Skutečné množství paliva**

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i\ red} \cdot \eta_k} = \frac{8\ 000}{7\ 876,81 \cdot 0,89} = 1,1415\ kg \cdot s^{-1} \quad [49]$$

- **Výpočtové množství paliva**

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - z_c) = 1,1415 \cdot (1 - 0,0077) = \mathbf{1,1327 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} \quad [50]$$

### 3.2.6 Výrobní teplo topné vody

Výrobní teplo topné vody jinak označuje celkový tepelný výkon kotle a udává potřebné množství tepla pro ohřev vody na požadované parametry.

#### 3.2.6.1 Výrobní teplo topné vody

Pro výpočet výrobního tepla topné vody (tj. celkového tepelného výkonu kotle) je nutno znát konkrétní stavy vody. Pro určení těchto stavů dle parametrů jsem použil software XSteam verze 2.6, který pracuje dle IAPWS-IF97 (12).

Tabulka 7 - Parametry a stavy vody

	Topná voda	Vratná voda
<b>Teplota [°C]</b>	130	60
<b>Tlak [MPa]</b>	1,6	1,7
<b>Entalpie [kJ·kg<sup>-1</sup>]</b>	547,29	252,57

Parametry vody v předchozí tabulce 7 jsou dlouhodobé průměry hodnot při provozu kotle na jmenovité parametry.

#### 3.2.6.2 Průtok vody v otopné soustavě

Průtok vody v otopné soustavě bylo vypočteno na základě výkonu kotle  $Q_v = 8\,000 \text{ kW}$ , entalpie topné vody a entalpie vratné vody.

$$M_{vody} = \frac{Q_v}{I_{hv} - I_{vv}} = \frac{8\,000}{547,29 - 252,57} = \mathbf{27,14 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} \quad [51]$$

$$M_{vody} = 27,14 \cdot 3,6 = \mathbf{97,72 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}$$

## Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

V ohništi dochází k filtračnímu spalování paliva na roštu, tzn. spalování v nehybné vrstvě. Přenos tepla v oblasti ohniště se děje především sáláním, vliv konvekce se obvykle zanedbává.

### 3.3 3.3.1 Ohniště

Spalovací komora, která je tvořena membránovou stěnou, vytváří celý první tah kotle a nejsou zde žádné další přídavné teplosměnné plochy.

### 3.3.2 Teplota nechlazeného plamene

Jedná se o teoretickou adiabatickou spalovací teplotu. Takovou teplotu by měl plamen, pokud by se neodvádělo žádné teplo a plamen by byl tedy nechlazený.

- **Teplo přivedené do spalovací komory ve vzduchu**

Vzduch nasávaný do kotle má teplotu 25 °C. Jedná se o dlouhodobý průměr při provozu kotle na jmenovitém výkonu. Přebytek spalovacího vzduchu v ohništi ( $\alpha_{ok}$ ) je roven 1,23.

$$Q_v = \alpha_{ok} \cdot I_V^t = 1,23 \cdot 75,54 = \mathbf{92,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad [52]$$

- **Teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_u = Q_{i \text{ red}} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_v - Q_{CZ} \quad [53]$$

Předehřev spalovacího vzduchu není uvažován v základním okruhu.

$$Q_u = 7\,876,81 \cdot (1 - 0,0015 - 0,0077 - 0,009) + 92,92 - 0 \quad [54]$$

$$Q_u = \mathbf{7\,890 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

- **Teplota nechlazeného plamene**

Jelikož kotel nemá recirkulaci spalin, tak teplo uvolněné v ohništi je rovno entalpii spalin.

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha_{ok}} = Q_u = \mathbf{7\,890 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad [55]$$

Pro tuto entalpii lze odečíst v i-t diagramu spalin pro  $\alpha_{ok} = 1,23$  teplotu nechlazeného plamene.

$$t_{np} = \mathbf{1\,256,61 \text{ }^\circ\text{C}} \quad [56]$$

### 3.3.3 Teplota odchozích spalin

Výpočet je založen na iteračním principu. Pro první iteraci jsem volil teplotu odchozích spalin 750 °C. Výpočet v MS Excel mi umožnil snadné iterování, a pro konečnou iteraci, jejíž výpočet je zde uvedený, jsem volil teplotu odchozích spalin  $t_{ok} = 807,5$  °C.

#### 3.3.3.1 Geometrické parametry ohniště

Geometrické parametry ohniště jsou odvozeny od:

- objemového tepelného zatížení ohniště  $q_v = 100 \text{ kW}/\text{m}^3$
- průřezového tepelného zatížení ohniště  $q_s = 1\,000 \text{ kW}/\text{m}^2$ .

- **Předběžný objem ohniště**

$$V_o = \frac{M_{pal} * Q_i}{q_v} = \frac{1,14 * 7\,876,81}{100} = \mathbf{89,91 \text{ m}^3} \quad [57]$$

- **Předběžný průřez ohniště**

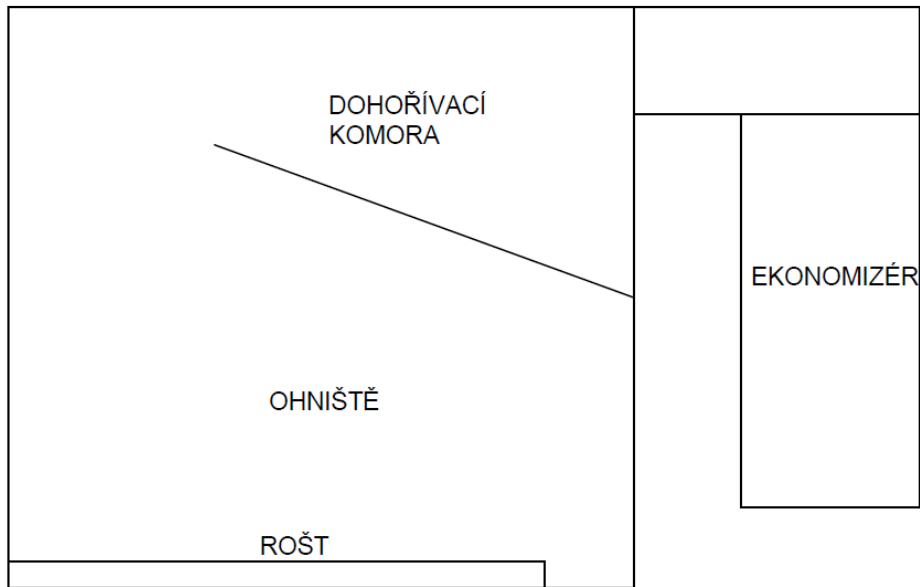
$$S_o = \frac{M_{pal} * Q_i}{q_s} = \frac{1,14 * 7\,876,81}{1\,000} = \mathbf{8,99 \text{ m}^2} \quad [58]$$

- **Předběžná výška ohniště**

$$h_o = \frac{V_o}{S_o} = \frac{91,2}{9,12} = \mathbf{10 \text{ m}} \quad [59]$$

Předběžná výška pro zatížení roštu bývá naddimenzována. Slouží pouze jako orientační hodnota a pro další výpočet je redukována.

- **Navržené geometrie a parametry ohniště**



Obrázek 8 Schéma ohniště

- **Šířka ohniště**

Ve spalovací komoře je po celé šířce umístěn posuvný rošt, na kterém dochází ke spalování paliva. Za účelem zajištění rovnoměrného krytí roštu palivem jsem zvolil následující šířku ohniště.

$$a = 2 \text{ m} \quad [60]$$

- **Hloubka ohniště**

Hloubku ohniště volím tak, aby docházelo k úplnému vyhoření paliva na roštu.

$$b = 4 \text{ m} \quad [61]$$

- **Výška ohniště**

Výšku ohniště volím tak, aby byl reálný objem ohniště souhlasil s předběžným objemem ohniště.

$$h_o = 6,5 \text{ m} \quad [62]$$

- **Aktivní objem ohniště**

Jako aktivní objem ohniště je brán celý objem spalovací komory a dohořivacího prostoru ohraničený rovinami procházejícími osami trubek membránových stěn. Výškově je

aktivní objem uvažován od roštu po osy trubek membránové stěny, která tvoří strop ohniště a dohořivacího prostoru.

$$V_o = a \cdot b \cdot h_o = 2 \cdot 4 \cdot 6,5 = 52 \text{ m}^3 \quad [63]$$

- **Projekční povrch stěn ohniště**

Projekční povrch stěn ohniště se určí jako uzavřený povrch aktivního objemu ohniště včetně výstupního průřezu, kterým spaliny prochází do druhého tahu kotle.

$$S_{st} = 2 \cdot a \cdot h_o + 2 \cdot b \cdot h_o + 2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot 2 \cdot 6,5 + 2 \cdot 4 \cdot 6,5 + 2 \cdot 2 \cdot 4 = 94 \text{ m}^2 \quad [64]$$

- **Chlazená plocha stěn s trubkami**

Plocha v ohništi, která je chlazená se určí tím způsobem, že se od projekčního povrchu ohniště  $S_{st}$  odečtou nechlazené plochy – rošt  $S_{rošt}$  a přechodové okno do dalšího tahu kotle  $S_{přech}$ . Vstup paliva  $S_{pal}$  zanedbávám.

$$S_{tr} = S_{st} - S_{pal} - S_{rošt} - S_{TZ} - S_{přech} = 1 - 0 - 14 - 3 = 75,4 \text{ m}^2 \quad [65]$$

### 3.3.3.2 Boltzmannovo číslo

- **Entalpie odchozích spalin z ohniště**

Entalpie spalin odchozích z ohniště je odečtena z I-t diagramu pro teplotu  $t_{ok} = 820,5^\circ\text{C}$ .

$$I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 5\,151,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [66]$$

- **Střední tepelná jímavost v ohništi**

$$(O_s \bar{c}_s)_o = \frac{Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{7\,890 - 5\,151,2}{1\,256,61 - 820,5} = 6,28 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \quad [67]$$

- **Součinitel tepelné efektivity stěn ohniště a výstupního okna**

Součinitel zanesení stěn ohniště  $\xi$  volím 0,65 dle (3) – tab. 6-11, str. 86.

Úhlový součinitel osálení stěn ohniště  $x_s$  volím 1, protože stěny ohniště jsou tvořeny membránovou stěnou.

Korekční součinitel  $\delta$  volím 0,95 dle (3) – obr. 6-3, str. 85.

$$\psi_1 = x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,65 = 0,65 \quad [68]$$

$$\psi_2 = \delta \cdot x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,95 \cdot 0,65 = 0,62 \quad [69]$$

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_1 \cdot (S_{tr} + S_{vo}) + \psi_2 \cdot S_{vo}}{S_{st}} = \frac{0,65 \cdot (75,4 + 3) + 0,62 \cdot 14}{94} = \mathbf{0,766} \quad [70]$$

- **Hodnota Boltzmannova čísla**

Hodnota ztráty sáláním a vedením tepla z ohniště  $Z_{sv}^o$ , je zvolena 0,15 %.

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_s \bar{c}_s)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} \quad [71]$$

$$Bo = \frac{(1 - 0,015) \cdot 1,14 \cdot 6,31}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,766 \cdot 94 \cdot (273 + 1\,256,61)} = \mathbf{0,61}$$

### 3.3.4 Součinitel M

- **Poloha maximální teploty plamene pro roštová ohniště (3)**

$$x_{pl} = \mathbf{0,14} \quad [72]$$

- **Hodnota součinitele M**

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = \mathbf{0,52} \quad [73]$$

### 3.3.5 Stupeň černosti ohniště

- **Střední efektivní průměr částic popílku (3)**

$$d_{pk} = \mathbf{20 \mu m} \quad [74]$$

- **Hmotnost spalin**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min} = 1 - 0,02 + 1,306 \cdot 1,26 \cdot 2,339 \quad [75]$$

$$G_s = \mathbf{4,86 kg \cdot kg^{-1}}$$

- **Koncentrace popela ve spalinách**

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,02 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 4,86} = 0,0027 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [76]$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0027}{\sqrt[3]{(820,5 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = \mathbf{72,88} \quad [77]$$



- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,989 + (1,016 - 1) \cdot 1,27 \cdot 2,339}{3,266 + (1,27 - 1) \cdot 2,339} \quad [78]$$

$$r_{H_2O} = \mathbf{0,2564}$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,484 + 0,00013}{3,266 + (1,26 - 1) \cdot 2,339} = \mathbf{0,1173} \quad [79]$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,2564 + 0,1173 = \mathbf{0,3737} \quad [80]$$

- **Účinná tloušťka sálavé plochy ohniště**

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{89,91}{94} = \mathbf{1,99 \text{ m}} \quad [81]$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

Tlak spalín  $p$  volím 0,1 MPa.

$$p_S = r_S \cdot p = 0,3737 \cdot 0,1 = \mathbf{0,03737 \text{ MPa}} \quad [82]$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1\,000} \right) \cdot r_S \quad [83]$$

$$k_S = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,2564}{\sqrt{0,03737 \cdot 1,99}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{820,5 + 273,15}{1\,000} \right) \cdot 0,3737$$

$$k_S = \mathbf{4,46}$$

- **Optická hustota plamene**

Bezrozměrný součinitel  $k_{kok}$  volím 10.

Bezrozměrné charakteristiky  $\kappa_1$  a  $\kappa_2$  volím dle (3) -  $\kappa_1 = 0,5$ , protože se v kotli spaluje paliva s velkým podílem prchavé hořlaviny a  $\kappa_2 = 0,03$ , protože se jedná o roštový kotel.

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s \quad [84]$$

$$k \cdot p \cdot s = (4,52 \cdot 0,368 + 78,78 \cdot 0,0019 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,1 \cdot 1,99 = \mathbf{0,4}$$

- **Stupeň černosti plamene při spalování tuhých paliv**

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,4} = \mathbf{0,33} \quad [85]$$

- **Stupeň černosti ohniště**

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) * \bar{\psi}} \quad [86]$$

$$a_o = \frac{0,33}{0,33 + (1 - 0,33) * 0,776} = 0,39$$

### 3.3.6 Kontrola teploty odchozích spalin

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} + 273,15 = \frac{1\,256,61 + 273,15}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{0,39}{0,61}\right)^{0,6}} - 273,15 = 820,51 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [87]$$

Vypočtená hodnota teploty odchozích spalin se od navrhnuté liší o méně než  $\pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ , takže iterační výpočet je ukončen. Odchylka od navrhnuté hodnoty teploty je  $0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

### 3.3.7 Rozdělení tepla v ohništi

Teplu, které se uvolnilo v ohništi, se dle poměrů účinných sálavých ploch rozdělí na teplo předané do stěn a na teplo odsávané oknem ohniště.

- Celkové teplo uvolněné v ohništi

$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^o \cdot Q_u) \quad [88]$$

$$Q_o = 1,14 \cdot (7\,890 - 5\,241,89 - 0,015 \cdot 7\,890) = 3\,112,79 \text{ kW}$$

- Účinná sálavá plocha stěn

$$S_{us} = S_{tr} \cdot \psi_1 = 75,4 \cdot 0,65 = 49,01 \text{ m}^2 \quad [89]$$

- Účinná sálavá plocha výstupního okna

$$S_{uvo} = S_{přech} \cdot \psi_2 = 3 \cdot 0,62 = 1,85 \text{ m}^2 \quad [90]$$

- Celková účinná plocha sálavá plocha ohniště

$$S_u = S_{us} + S_{uvo} = 49,01 + 1,85 = 50,86 \text{ m}^2 \quad [91]$$

3.4

- Teplo předané do stěn

$$Q_{st} = Q_o \cdot \frac{S_{us}}{S_u} = 3\,112,79 \cdot \frac{49,01}{50,86} = 2\,999,41 \text{ kW} \quad [92]$$

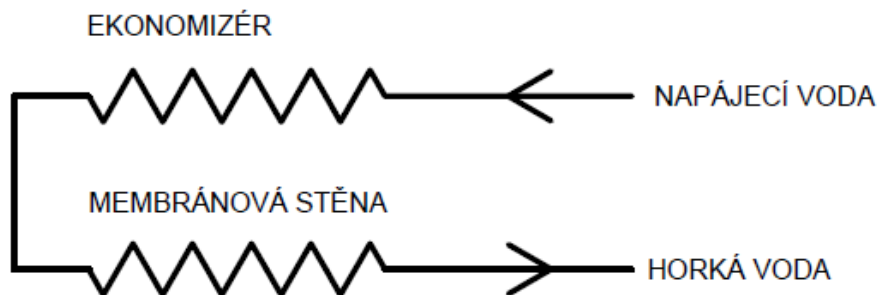
## Rozvržení tepelného výkonu kotle

Celkový tepelný výkon kotle se skládá z dílčích výkonů jednotlivých teplosměnných ploch, na nichž dochází k předání tepla ze spalin do pracovního média, tj. vody. V rámci návrhu jednotlivých teplosměnných jsem vycházel z celkového zadaného výkonu horkovodního kotle a výsledků při dimenzování ohniště. Výkon membránové stěny ohniště je rovný hodnotě tepla předaného do stěn, viz. rovnice [92]. Zbýlý výkon kotle

představuje výkon ekonomizéru. Jeho bilancování probíhalo volbou vstupních parametrů a sledováním parametrů výstupních, mezi které patří geometrické vlastnosti ekonomizéru, fyzikální parametry pro přestup tepla. Výstupní parametry jsou počítány dále v kapitole 3.5. Jako vstupní parametr byla určována dělicí teplota ohřívání vody mezi ekonomizérem a membránovou stěnou, která je určena výkonem membránové stěny ohniště určeném v minulé kapitole. Dělicí teplotu jsem stanovil pomocí funkce hledání řešení tak, aby součet výkonů jednotlivých teplosměnných ploch charakterizovaný jednotlivými entalpickými spády odpovídal zadanému výkonu kotle.

### 3.4.1 Předběžný bilanční výpočet teplosměnných ploch

Voda prochází jednotlivými teplosměnnými plochami dle diagramu na obrázku 8. Napájecí voda vstupuje do kotle o teplotě 60 °C a tlaku 1,75 MPa a topná voda vystupuje z kotle o teplotě 130 °C a tlaku 1,6 MPa. Pomocí software XSteam byly vypočteny entalpie pro jednotlivé stavy pracovní látky a pomocí těchto entalpií byl následně dopočítán výkon jednotlivých teplosměnných ploch.



Obrázek 9 Schéma vodního traktu kotle

Vratná voda z otopné soustavy je nejdříve ohřívána v ekonomizéru na dělicí teplotu. Z okrajových teplot pro vratnou vodu a topnou vodu, tlakových ztrát jednotlivých otopných ploch a znalosti potřebného výkonu ekonomizéru je možné stanovit dělicí teplotu vody. Získané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 10.

#### 3.4.1.1 Ohřívák vody EKO

První teplosměnnou plochou z hlediska pracovní látky je ekonomizér. Dochází zde k ohřevu vody na dělicí teplotu.

$$Q_{EKO} = M_{vody} \cdot (i_{EKO} - i_{NV}) = 27,14 \cdot (436,79 - 252,57) = 2\,999,41 \text{ kW} \quad [93]$$

#### 3.4.1.2 Membránová stěna kotle

V membránové stěně kotle dochází k ohřevu vody na požadovanou výstupní teplotu. Z membránové stěny kotle je dále zásobovaná otopná soustava topnou vodou.

$$Q_{výp} = M_{vody} \cdot (i_{MS} - i_{EKO}) = 27,14 \cdot (547,29 - 436,79) = 5\,000,59 \text{ kW} \quad [94]$$

### 3.4.1.3 Výrobní teplo topné vody

Součtem všech vypočtených bilančních výkonů jednotlivých teplosměnných ploch je celkový tepelný výkon kotle, který se musí shodovat se zadaným výkonem kotle  $Q_v = 8\,000\text{ kW}$

$$Q_{výr} = Q_{EKO} + Q_{MS} \quad [95]$$

$$Q_{výr} = 2\,999,41 + 5\,000,59 = 8\,000\text{ kW}$$

Tabulka 8 – Předběžná tepelná bilance teplosměnných ploch na straně vody

Výhřevná plocha		Teplota t [°C]	Tlak p [Mpa]	Entalpie i [kJ/kg]	Tepelný výkon Q [kW]
<b>EKO</b>	Vstup	60	1,7	252,57	5 000,59
	Výstup	103,92	1,65	436,79	
<b>Membránová stěna ohniště</b>	Vstup	103,92	1,65	436,79	2 999,41
	Výstup	130	1,6	547,29	

## Výpočet teplosměnných ploch

### 3.5

Výpočet navazuje na předchozí kapitolu, ve které byla popsána základní bilance jednotlivých teplosměnných ploch.

V důsledku relativně vysoké teploty spalin na výstupu z ohniště jsem konstrukci ekonomizéru volil jako trubkovou se spalinami uvnitř trubek (žárotrubnou). Proudění spalin tedy probíhá v podélném směru vzhledem k vnitřním stěnám trubek výměníku.

Žárotrubné tepelné výměníky obecně vykazují nižší součinitele prostupu tepla konvekcí na straně spalin než vodotrubné.

Tepelný výpočet dále pokračuje po jednotlivých výhřevných plochách ve směru spalin, přičemž teplota spalin vystupujících z ohniště je použita jako vstupní teplota spalin do ekonomizéru. (7)

#### 3.5.1 Přisávání falešného vzduchu

Ve spalinovém traktu je třeba určit přebytek vzduchu na jednotlivých teplosměnných plochách. Toto rozdělení je zpracováno v následující tabulce.

Tabulka 9 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli

Teplosměnná plocha		Přebytek vzduchu [-]	Přisávání vzduchu [-]
<b>Ohniště</b>	Vstup	1,23	0,04
	Výstup	1,27	

<b>EKO</b>	Vstup	1,27	0,03
	Výstup	1,3	

### 3.5.2 Bilance teplosměnných ploch

#### 3.5.2.1 Předběžná bilance ohříváku vody – EKO

Předběžná bilance ohříváku vody je vypočítána podle následujícího postupu.

- Poměrná ztráta tepla do okolí prostoru EKA

$$Z_{EKO} = 0,0003 \quad [96]$$

- Přisávání falešného vzduchu v prostoru EKA

$$\Delta\alpha_{EKO} = 0,03 \quad [97]$$

- Přebytek vzduchu na vstupu do EKA

$$\alpha'_{EKO} = 1,27 \quad [98]$$

- Přebytek vzduchu na výstupu z EKA

$$\alpha''_{EKO} = \alpha'_{EKO} + \Delta\alpha_{EKO} = 1,3 \quad [99]$$

- Střední velikost součinitele přebytku vzduchu v EKO

$$\alpha''_{EKO} = \frac{\alpha'_{EKO} + \alpha''_{EKO}}{2} = \frac{1,27 + 1,3}{2} = 1,285 \quad [100]$$

- Ztráta EKA sáláním a vedením tepla do okolí

$$Q_{ZEKO} = Z_{EKO} * M_{pv} * Q_{ired} = 0,0003 * 1,14 * 7\,890 = 2,68 \text{ kW} \quad [101]$$

- Entalpie spalin na vstupu do EKA

$$I'_{SEKO} = \frac{Q_{EKO} + Q_{ZEKO} + M_{pv} * I_{SK} - M_{pv} * \Delta\alpha_{EKO} * I_{Vf}}{M_{pv}} \quad [102]$$

$$I'_{SEKO} = \frac{5\,000,59 + 2,68 + 1,202 * 773,97 - 1,14 * 0,03 * 75,54}{1,14} = 5\,188,64 \text{ kJ/kg}$$

- Teplota spalin na vstupu do EKA

Z I-t diagramu následně určím teplotu spalin na vstupu do EKA

$$t'_{SEKO} = 842,03 \text{ °C} \quad [103]$$

### 3.5.2.2 Kontrolní bilance Membránové stěny ohniště (MS)

- Poměrná ztráta tepla do okolí prostoru MS

$$Z_{MS} = 0,009 \quad [104]$$

- Přisávání falešného vzduchu v prostoru MS

$$\Delta\alpha_{MS} = 0,04 \quad [105]$$

- Přebytek vzduchu na vstupu do MS

$$\alpha'_{MS} = 1,23 \quad [106]$$

- Přebytek vzduchu na výstupu z MS

$$\alpha''_{MS} = \alpha'_{MS} + \Delta\alpha_{MS} = 1,27 \quad [107]$$

- Střední velikost součinitele přebytku vzduchu v MS

$$\alpha''_{MS} = \frac{\alpha'_{MS} + \alpha''_{MS}}{2} = \frac{1,23 + 1,27}{2} = 1,25 \quad [108]$$

- Ztráta MS sáláním a vedením tepla do okolí

$$Q_{ZMS} = Z_{MS} * M_{pv} * Q_{ired} = 0,009 * 1,14 * 7\,890 = \mathbf{80,3\ kW} \quad [109]$$

- Entalpie spalin na vstupu do MS

$$I'_{SMS} = \frac{Q_{MS} + Q_{ZMS} + M_{pv} * I'_{SEKO} - M_{pv} * \Delta\alpha_{MS} * I_{Vf}}{M_{pv}} \quad [110]$$

$$I'_{SMS} = \frac{2\,999,41 + 80,3 + 1,14 * 773,97 - 1,14 * 0,04 * 75,54}{1,14} = \mathbf{7\,904,43\ kJ/kg}$$

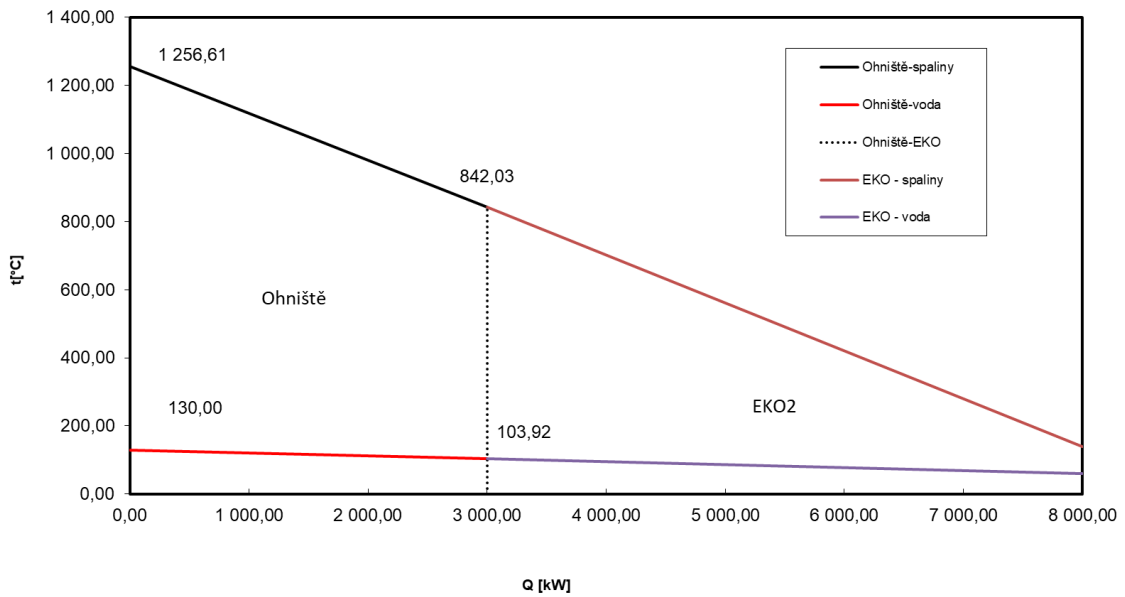
- Teplota spalin na vstupu do MS

Z I-t diagramu následně určím teplotu spalin na vstupu do MS.

$$t'_{SEKO} = 1\,258,61\ ^\circ\text{C} \quad [111]$$

Teplota na vstupu do membránové stěny ohniště by měla být totožná s teplotou nechlazeného plamene. Rozdíl teplot je roven 2 °C a odchylka je zanedbatelná. Teplotní bilance teplosměnných ploch ze strany spalin i vody je tedy správná.

### 3.5.3 Q-t diagram



Obrázek 10 Q-t diagram kotle

### 3.5.4 Výpočet Ohříváku vody – EKO

#### 3.5.4.1 Geometrie ohříváku vody

Ohřívák vody je řešený jako žárotrubný válcový s nucenou cirkulací. Dochází v něm k podélnému obtékání vnitřní stěny trubek spaliny. Z vnější strany jsou trubky chlazený napájecí vodou.

- **Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání EKA**

Tabulka 10 – Parametry výměníku EKO

	Označení	Hodnota	
<b>Vnější průměr trubky</b>	D	76	[mm]
<b>Vnitřní průměr trubky</b>	d	69,6	[mm]
<b>Tloušťka stěny trubky</b>	$S_{tr}$	3,2	[mm]
<b>RYCHLOST SPALIN</b>	$W_s$	10	[m/s]
<b>RYCHLOST VODY</b>	$W_{vody}$	0,5	[m/s]

Velikost trubek jsem volil dostatečně velkou vzhledem k objemovému průtoku spalin a k zanášení vnitřní stěny trubek nánosem ze spalin. Rychlost spalin by při spalování tuhých paliv neměla přesáhnout 10 m/s vzhledem k možné abrazi materiálu. Rychlost vody by neměla klesnout pod 0,3 m/s a její hodnota je zvolena. (3)

Další klíčové parametry, mezi které patří počet trubek, délka jednotlivých trubek a celková teplosměnná plocha, jsou vypočítány níže.

- **Vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO**

- **Střední teplota spalin v EKU**

$$t_{SEKO} = \frac{t'_{SEKO} - t_{SK}}{2} = \frac{842,03 - 140}{2} = 491,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [112]$$

- **Střední objem vlhkých spalin**

$$O_S = O_{SVmin} + (\alpha_{EKO} - 1) \cdot O_{VVmin} = 3,266 + (1,285 - 1) \cdot 2,337 = 3,93 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [113]$$

- **Skutečný průtok spalin v EKU**

$$V_{SEKO} = O_S \cdot \frac{t_{SEKO} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv} \quad [114]$$

$$V_{SEKO} = 3,93 \cdot \frac{491,02 + 273,15}{273,15} \cdot 1,14 = 12,47 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

- **Počet paralelních trubek ohříváku vody**

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot V_{SEKO}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_{spalin}} = \frac{4 \cdot 12,47}{\pi \cdot 0,0696^2 \cdot 10} = 327,7 \quad [115]$$

Zaokrouhlím na počet trubek  $n_{tr} = 330$ .

### 3.5.4.1.1 Výpočet přestupu tepla EKU

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v EKU.

Tabulka 11 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKU (3)

	Označení	Hodnota	
<b>Součinitel tepelné vodivosti spalin</b>	$\lambda_S$	0,0668	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
<b>Kinematická viskozita spalin</b>	$\nu_S$	0,0000698	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
<b>Prandtlovo číslo spalin</b>	$Pr_S$	0,5023	[-]

- **Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné obtékání trubek spalinami**

$$\alpha_S = 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d} \cdot \left( \frac{w_{SEKO2} \cdot d}{\nu_S} \right)^{0,8} \cdot Pr_S^{0,4} \cdot C_t \cdot C_m \quad [116]$$

$$\begin{aligned} \alpha_S &= 0,023 \cdot \frac{0,0668}{0,0696} \left( \frac{10 \cdot 0,0696}{0,0000698} \right)^{0,8} \cdot 0,5023^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 26,52 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Kde opravný součinitel na teplotu  $C_t = 1$ , protože se jedná o ochlazování spalin; opravný součinitel na poměrnou délku  $C_l = 1$ , a opravný součinitel  $C_m = 1$ , protože se jedná o dvoustranný ohřev.



- **Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín**
- **Hmotnost spalín**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{KS} \cdot O_{VV \min} \quad [117]$$

$$G_s = 1 - 0,02 + 1,306 \cdot 1,3 \cdot 2,339 = 4,95 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popílku ve spalínách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,02 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 4,95} = 0,0026 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [118]$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  jsem volil dle (5) 20  $\mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{S\text{stř}EKO} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(491,02 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 92,55 \quad [119]$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{KS} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{KS} - 1) \cdot O_{VV \min}} \quad [120]$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,989 + (1,016 - 1) \cdot 1,3 \cdot 2,339}{3,266 + (1,3 - 1) \cdot 2,339} = 0,2564$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{KS} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,457 + 0,00013}{3,266 + (1,3 - 1) \cdot 2,339} = 0,1173 \quad [121]$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,2564 + 0,1173 = 0,3737 \quad [122]$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_s = r_s \cdot p = 0,3737 \cdot 0,1 = 0,03737 \text{ MPa} \quad [123]$$

- **Střední efektivní tloušťka sálavé vrstvy**

$$s = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 0,0696 = 0,0626 \text{ m} \quad [124]$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S\text{stř}EKO} + 273,15}{1000} \right) \quad [125]$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,2564}{3,16 \cdot \sqrt{0,03737 \cdot 0,0626}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{491,02 + 273,15}{1000} \right) = 175,71 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad [126]$$

$$k \cdot p \cdot s = (175,71 \cdot 0,3737 + 92,04 \cdot 0,005) \cdot 0,1 \cdot 0,0626 = 0,4128$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,4128} = 0,3382 \quad [127]$$

- **Součinitel zanesení EKA**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami se za provozu vytváří nános, který má špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,75 \cdot 1 \cdot 0,002 + 0,0015 = 0,0032 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad [128]$$

Základní hodnota součinitele zanesení EKA je určena dle (3) – obr. 7-19, str. 122

$$\varepsilon_0 = 0,002 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad [129]$$

Korekční součinitel  $C_D$  je opravný součinitel na průměr trubky – určen dle (3) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 0,85 \quad [130]$$

Korekční součinitel  $C_f$  je opravný součinitel na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Tato hodnota však není pro konkrétní aplikaci zjištěna. Koeficient tedy volím dle (3).

$$C_f = 1 \quad [131]$$

Přirážka  $\Delta\varepsilon$  je určena dle (3) – tab. 7-2, str. 123

$$\Delta\varepsilon = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad [132]$$

- **Teplota povrchu nánosů na EKO na straně spalin**

Předpokládaná plocha výměníku je 550  $\text{m}^2$ . Po prvním výpočtu byla provedena iterace, dokud se plochy neshodovaly.

$$t_{zEKO} = t_{pEKO} + \varepsilon \cdot \frac{Q_{EKO}}{S_{EKO}} = 140 + 0,0032 \cdot \frac{5\,100,34}{550} = 140,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad [133]$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  jsem volil dle (5) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}}{2} \cdot a_s \cdot (t_{SstřEKO} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zEKO} + 273,15}{t_{SstřEKO} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_{zEKO} + 273,15}{t_{SstřEKO} + 273,15}} \quad [134]$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 0,338 \cdot (491,02 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{140,1 + 273,15}{491,02 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{140,1 + 273,15}{491,02 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 7,49 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 3.5.4.2 Tepelný výkon EKA vypočtený ze strany spalín

- Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_S = (\omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal}) = (1 \cdot 26,52 + 7,49) = 34,01 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad [135]$$

- Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S} = \frac{34,01}{1 + 0,0032 \cdot 34,01} = 30,67 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad [136]$$

- Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SEKO} - t_{EKO}) - (t'_{vodyEKO} - t_{vodyN})}{\ln\left(\frac{t'_{SEKO} - t_{EKO}}{t'_{vodyEKO} - t_{vodyN}}\right)} \quad [137]$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(842,02 - 103,92) - (140 - 60)}{\ln\left(\frac{842,03 - 103,92}{140 - 60}\right)} = 296,17 \text{ K}$$

- Velikost výhřevné plochy EKA

$$S_{EKO} = \frac{M_{vody} \cdot (I'_{EKO} - I_{EKO})}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{27,14 \cdot (436,79 - 252,57)}{30,67 \cdot 296,17} = 550,41 \text{ m}^2 \quad [138]$$

- Délka jedné trubky

$$L = \frac{S_{EKO}}{n_{tr} \cdot \pi \cdot d} = \frac{550,41}{330 \cdot \pi \cdot 0,0696} = 6,98 \text{ m} \quad [139]$$

- Výkon EKA vypočtený pomocí prostupu tepla

$$Q_{EKO2}^k = S_{EKO2} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 550,41 \cdot 30,67 \cdot 296,17 \cdot 10^{-3} = 5\,000,59 \text{ kW} \quad [140]$$

Navrhl jsem základní geometrii ekonomizéru. Dále bych volil vertikální provedení se dvěma tahy vzhledem k poměrně velké délce jedné trubky. Délka jedné trubky by dále byla rozdělena na dvě části mezi jednotlivé tahy. Vnitřní stěnu trubek je nutné pravidelně čistit od spalinového nánosů a k tomu budou sloužit servisní poklopy umístěné na spodní straně každého tahu ekonomizéru.

## 4 Aplikace kondenzačního vychlazování spalin

Z projekčního výpočtu biomasového kotle jsem zjistil vlastnosti výstupních spalin, které jsou využity pro ohřev vratné vody z otopné soustavy. Diplomová práce se nezabývá detailním návrhem geometrických geometrie dochlazovače spalin. Zvolil jsem jeho konstrukci jako jednoduchou vertikální rozprašovací věž, do které jsou spaliny vháněny ze spodní části a vystupují v části vrchní. V aktivní objemu dochlazovače jsou spaliny sprchovány chladicí vodou (viz obrázek 1). Hodnotím jeho nasazení do spalinového traktu biomasového kotle v závislosti na zvolených okrajových podmínkách a zkoumám jeho přínos a závislost na vybraných parametrech, mezi které patří například vlhkost vstupního paliva, teplota chladicí vody, aj.

Tabulka 12 Vstupní parametry spalin v dochlazovači

	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Vstupní teplota spalin</b>	$t_{SVin}$	140	°C
<b>Vstupní tlak spalin</b>	$p_{SVin}$	0,1	MPa
<b>Přebytek spalovacího vzduchu</b>	$\alpha_{doch}$	1,3	

### 4.1 Varianta 1 – Ohřev vratné vody z otopné soustavy

#### 4.1.1 Průtoky spalin

Pro bilancování dochlazovače je nutné zjistit složení, hustoty, entalpie a hmotnostní průtoky vlhkých spalin na vstupu a suchých na výstupu.

- **Objem suchého vzduchu**

$$O_{VS} = \alpha_{doch} * O_{VSmin} = 1,3 * 2,302 = 2,993 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad [141]$$

- **Objem suchých spalin**

$$O_{SS} = O_{SSmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VS} = 2,277 + (1,3 - 1) * 2,993 = 3,175 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad [142]$$

$$O_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{SS} * \frac{273 + t_{SVin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{SVin}} \\ = 3,968 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = 4,867 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad [143]$$

- **Objemový průtok suchých spalin**

$$\dot{V}_{SS} = O_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 4,867 * 1,14 = 5,553 \text{ m}^3/\text{kg} \quad [144]$$

- **Objem vlhkých spalin**

$$O_{SV} = O_{SVmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VVmin} = 3,266 + (1,3 - 1) * 2,339 = 3,968 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad [145]$$

$$O_{SV,t_{doch},p_{doch}} = O_{SV} * \frac{273 + t_s}{273} * \frac{0,101325}{p_s} = 3,968 * \frac{273 + 140}{271} * \frac{0,101325}{0,1} = 6,083 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad [146]$$

- **Objemový průtok vlhkých spalin**

$$\dot{V}_{SV} = O_{SV,t_{doch},p_{doch}} * \dot{m}_{pal} = 6,083 * 1,14 = 6,94 \text{ m}^3/\text{kg} \quad [147]$$

- **Objem vodní páry**

$$O_{H_2O,t_{doch},p_{doch}} = O_{VS,t_{doch},p_{doch}} - O_{SS,t_{doch},p_{doch}} = 6,083 - 4,867 = 1,216 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad [148]$$

- **Objemový průtok vodní páry**

$$\dot{V}_{H_2Ov} = O_{H_2O,t_{doch},p_{doch}} * \dot{m}_{pal} = 1,216 * 1,14 = 1,387 \text{ m}^3/\text{kg} \quad [149]$$

- **Hustota vlhkého vzduchu**

Pro výpočet hustot jsou použité hodnoty z tabulky 4-6 na str. 44 (3).

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VSmin} * \rho_{VS} + (X_v - 1) * O_{VSmin} * \rho_{H_2O}}{O_{VVmin}} \quad [150]$$

$$\rho_{VV} = \frac{2,339 * 1,29 + (1,016 - 1) * 2,339 * 0,81}{2,339} = 1,285 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota vlhkých stechiometrických spalin**

$$\rho_{SVmin} = \frac{\sum_i O_i * \rho_i}{O_{SVmin}} \quad [151]$$

Kde  $O_i$  [ $\text{Nm}^3/\text{kg}$ ] jsou objemy jednotlivých složek spalin, tj.  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{Ar}$  a  $\text{H}_2\text{O}$  a  $\rho_i$  [ $\text{kg}/\text{Nm}^3$ ] jsou hustoty těchto složek dle tabulky 4-6 na str. 44 (3).

$$\rho_{SVmin} = \frac{O_{CO_2} * \rho_{CO_2} + O_{SO_2} * \rho_{SO_2} + O_{N_2} * \rho_{N_2} + O_{Ar} * \rho_{Ar} + O_{H_2O} * \rho_{H_2O}}{O_{SVmin}} \quad [152]$$

$$\rho_{SVmin} = \frac{0,457 * 1,98 + 0,00013 * 2,93 + 1,799 * 1,25 + 0,021 * 1,78 + 0,989 * 0,81}{3,266} = 1,221 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota vlhkých spalin s přebytkem vzduchu  $\alpha_{doch}$**

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SVmin} * \rho_{SVmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VVmin} * \rho_{VV}}{O_{SVmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VVmin}} \quad [153]$$

$$\rho_{SV} = \frac{3,226 * 1,221 + (1,3 - 1) * 2,339 * 1,285}{3,226 + (1,3 - 1) * 2,339} = 1,232 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota vlhkých spalin pro vstupní parametry dochlazovače**

$$\rho_{SV,t_{dochin},p_{dochin}} = \rho_{SV} * \frac{273}{273 + t_{SVin}} * \frac{p_{SVin}}{0,101325} \quad [154]$$

$$\rho_{SV,t_{dochin},p_{dochin}} = 1,232 * \frac{273}{140 + 273} * \frac{0,1}{0,101325} = 0,804 \text{ kg/m}^3$$

- **Hustota suchých stechiometrických spalin**

$$\rho_{SSmin} = \frac{\sum_i O_i * \rho_i}{O_{SSmin}} \quad [155]$$

Kde  $O_i$  [ $\text{Nm}^3/\text{kg}$ ] jsou objemy jednotlivých složek spalin, tj.  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{Ar}$  a  $\text{H}_2\text{O}$  a  $\rho_i$  [ $\text{kg}/\text{Nm}^3$ ] jsou hustoty těchto složek dle tabulky 4-6 na str. 44 (3).

$$\rho_{SSmin} = \frac{O_{\text{CO}_2} * \rho_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2} * \rho_{\text{SO}_2} + O_{\text{N}_2} * \rho_{\text{N}_2} + O_{\text{Ar}} * \rho_{\text{Ar}}}{O_{SSmin}} \quad [156]$$

$$\rho_{SSmin} = \frac{0,457 * 1,98 + 0,00013 * 2,93 + 1,799 * 1,25 + 0,021 * 1,78 + 0,989 * 0,81}{2,277} = 1,401 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota suchých spalin s přebytkem vzduchu  $\alpha_{doch}$**

$$\rho_{SS} = \frac{O_{SSmin} * \rho_{SSmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VSmin} * \rho_{VS}}{O_{SSmin} + (\alpha_{doch} - 1) * O_{VSmin}} \quad [157]$$

$$\rho_{SS} = \frac{2,277 * 1,397 + (1,4 - 1) * 2,295 * 1,29}{2,277 + (1,4 - 1) * 2,295} = 1,376 \text{ kg/Nm}^3$$

- **Hustota suchých spalin pro vstupní parametry dochlazovače**

$$\rho_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = \rho_{SS} * \frac{273}{273 + t_{SVin}} * \frac{p_{SVin}}{0,101325} \quad [158]$$

$$\rho_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = 1,376 * \frac{273}{140 + 273} * \frac{0,1}{0,101325} = 0,898 \text{ kg/m}^3$$

- **Hmotnostní průtok suchých spalin**

$$\dot{m}_{SS} = \dot{V}_{SS} * \rho_{SS,t_{dochin},p_{dochin}} = 5,553 * 0,898 = 4,985 \text{ kg/s} \quad [159]$$

- **Hmotnostní průtok vodní páry**

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}v} = \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}v} * \rho_{\text{H}_2\text{O},t_{dochin},p_{dochin}} = 1,387 * 0,529 = 0,734 \text{ kg/s} \quad [160]$$

kde  $\rho_{H_2O,t_{dochin},p_{dochin}}$  je hustota vodní páry pro parametry vstupních spalin získaná ze software XSTEAM.

- **Měrná tepelná kapacita spalin**

Střední měrná tepelná kapacita spalin je vypočtena na základě obsahu jednotlivých složek ve spalinách. Její hodnota je rozdílná na vstupu do dochlazovače a na výstupu, protože dojde ke kondenzaci vodní páry, ale její odchylka je minimální a na konečný výsledek nebude mít velký vliv. Z toho důvodu je přijat předpoklad, že měrná tepelná kapacita spalin je po celou dobu konstantní. Pro výpočet jsou použity interpolované hodnoty z tabulky 4-9 na str. 47 (3) pro vstupní teplotu spalin v dochlazovači a vstupní obsah vodní páry.

$$c_{SV} = \sum_i \varphi_i * c_i \quad [161]$$

#### 4.1.2 Výpočet rosného bodu spalin

Jako první je nutné definovat rosný bod spalin, který stanovuje teplotu, při které je dosaženo stavu nasycení par ve spalinách a začíná jejich kondenzace.

- **Teplota sytosti vodní páry ve spalinách**

Teplota sytosti vodní páry ve spalinách při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách platí je zjištěna pomocí programu XSTEAM.

- **Objemový podíl vodní páry ve spalinách**

$$\varphi_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O_v}}{\dot{V}_{SV}} = \frac{1,387}{6,94} = 0,1998 \quad [162]$$

- **Parciální tlak vodní páry ve spalinách**

$$p_{H_2O_v} = \varphi_{H_2O} * p_{SV} = 0,1998 * 0,1 = 0,01998 \text{ MPa} \quad [163]$$

Pro tlak parciální tlak vodní páry je teplota sytosti vodní páry:

$$t_k = 60,04^\circ\text{C} \quad [164]$$

- **Redukovaný obsah síry v surovém palivu**

$$S_r = \frac{S^r}{Q^r} * 10^5 = \frac{0,00019}{7\,876,81} * 10^5 = 0,002438 \% \text{ kg/MJ} \quad [165]$$

- **Redukovaný obsah popela v surovém palivu**

$$A_r = \frac{A^r}{Q^r} * 10^5 = \frac{0,02}{7\,867,81} * 10^5 = 0,2539 \% \text{ kg/MJ} \quad [166]$$

- **Součinitele**

Součinitel  $\beta$  se volí pro přebytek vzduchu na vstupu do dochlazovače  $\alpha = 1,3$

$$\beta = 200 \quad [167]$$

Součinitel poměrného obsahu popela v úletu je dle tab. 5-2 na str. 64 (3)  $X_{\dot{u}} = 0,3$

- **Rosný bod spalin**

Rosný bod spalin je vypočtený dle následujícího vzorce:

$$t_r = t_k + \frac{\beta * \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{X_{\dot{u}} * A_r}} = 60,04 + \frac{200 * \sqrt[3]{0,002438}}{1,2266^{0,3 * 0,2539}} = \mathbf{60,21 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad [168]$$

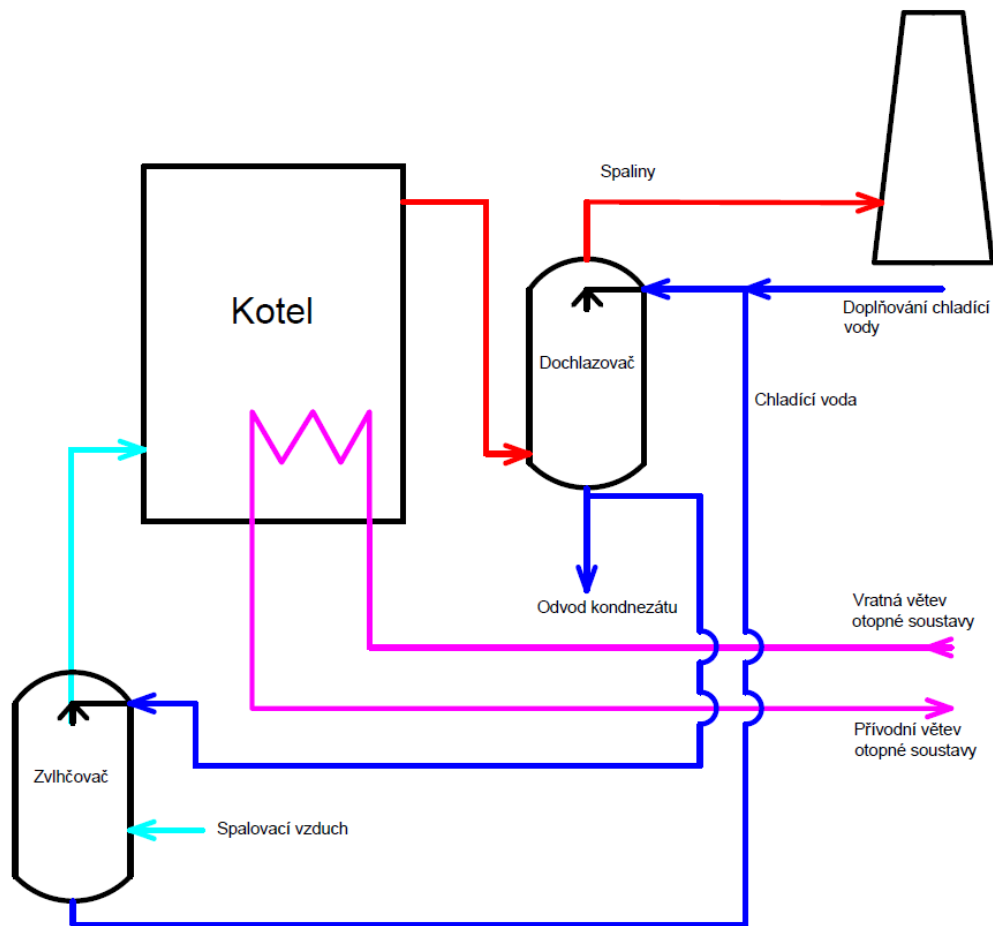
Výpočet rosného bodu stanovuje, při které teplotě začne docházet ke kondenzaci vodní páry ve spalinách a k využití latentního tepla. Je nutné přidat vložený vodní okruh kvůli přenosu nečistot ze spalin to chladicí vody. V případě využití napájecí vody na chlazení by docházelo k znečišťování teplosměnných ploch kotle. Teplota chladicí vody vloženého okruhu je limitována teplotou vratné vody v otopné soustavě. Při minimálním teplotním rozdílu 5°C bude mít chladicí voda na vstupu do dochlazovače teplotu 65°C. Teplota rosného bodu ve spalinách není v tomto případě dostatečně vysoká a dochlazovač tedy nevyužije kondenzační teplo vodní páry. Minimální teplotní rozdíl 5°C jsem volil vzhledem k přípustným limitům současné technologie.

Varianta 1 vede k instalaci dalšího ohříváku vody, ve kterém nedochází ke kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách. Je nutné podotknout, že při teplotě spalin 140°C a teplotě chladicí vody 65°C se jedná o velice malý teplotní rozdíl, který by vedl k malému součiniteli prostupu tepla a nutnosti instalovat velikou teplosměnnou plochu.



## Varianta 2 – Zvlhčování a přehřev spalovacího vzduchu

4.2 Pro využití kondenzačního tepla vodní páry ve spalinách je nutné chladit spaliny vodou s nižší teplotou, než kterou poskytuje vratná větev otopné soustavy – napájecí voda kotle. V této variantě navrhuji možnost zvlhčování a ohřevu spalovacího vzduchu. Ve které je využívám zdroj chladného média - okolní vzduch k odvodu tepla z vody ohřáté v dochlazovači. Vytvořil jsem tedy systém dvou tepelných výměníků – kondenzačního dochlazovače spalin a zvlhčujícího ohříváku spalovacího vzduchu. Tyto dva výměníky jsou spojeny chladícím okruhem, přičemž teplo získané ze spalin je využito k přehřevu spalovacího vzduchu. Teplota okolního vzduchu je klíčová okrajová podmínka určující teplotní spády v obou výměnících. Čím vyšší je teplotní spád mezi jednotlivými médii, tím vyšší je i množství tepla získaného ze spalin, a také je vyšší i využití kondenzačního tepla vodní páry.



Obrázek 11 Schéma varianty 2

Aby měl systém dochlazovač spalin – zvlhčovač vzduchu co nejvyšší výkon, je nutné bilancovat systém tak, aby se veškeré teplo získané ze spalin zužitkovalo při předání do spalovacího vzduchu. Jedná se o uzavřený okruh a výpočet bude iterační. Jako vstupním parametr jsem si zvolil teplotu chladicí vody na vstupu do dochlazovače a po přepočítání systému jí upravil tak, aby se teplo předané spalovacímu vzduchu rovnalo

teplu získaného ze spalin. Dalšími určujícími parametry jsou teplotní spády mezi jednotlivými médii a také jejich průtoky. Průtok spalin a průtok spalovacího vzduchu jsem spočítal v rámci stechiometrie. Průtok vody jsem volil na základě co největšího přenosu tepla do spalovacího vzduchu. Vzduch je možné nasýtit vodní parou jen do určité míry a zvyšování průtoku chladicí vody má za následek snížení její teploty na vstupu do zvlhčovače spalovacího vzduchu.

Pro variantu 2 probíhá výpočet totožně jako pro variantu 1 až do fáze zjištění rosného bodu spalin.

#### 4.2.1 Složení spalin

##### • Objemy složek spalin na vstupu do dochlazovače

$$O_{CO_2,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{CO_2} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} \quad [169]$$

$$O_{CO_2,t_{dochin},p_{dochin}} = 0,467 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = \mathbf{0,7 Nm^3/kg}$$

$$O_{SO_2,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{SO_2} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} \quad [170]$$

$$O_{SO_2,t_{dochin},p_{dochin}} = 0,00013 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = \mathbf{0,0002 Nm^3/kg}$$

$$O_{N_2,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{N_2} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} \quad [171]$$

$$O_{N_2,t_{dochin},p_{dochin}} = 1,799 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = \mathbf{2,76 Nm^3/kg}$$

$$O_{Ar,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{Ar} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} \quad [172]$$

$$O_{Ar,t_{dochin},p_{dochin}} = 0,021 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = \mathbf{0,032 Nm^3/kg}$$

$$O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{VS} * \frac{273 + t_{svin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{svin}} \quad [173]$$

$$O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} = 2,993 * \frac{140 + 273}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = \mathbf{1,38 Nm^3/kg}$$

##### • Objemové průtoky složek spalin na vstupu do dochlazovače

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 0,67 * 1,22 = \mathbf{0,8 m^3 \cdot s^{-1}} \quad [174]$$

$$\dot{V}_{SO_2} = O_{SO_2,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 0,000049 * 1,22 = \mathbf{0,000229 m^3 \cdot s^{-1}} \quad [175]$$

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 2,75 * 1,22 = \mathbf{3,15 m^3 \cdot s^{-1}} \quad [176]$$

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 0,032 * 1,22 = \mathbf{0,037 m^3 \cdot s^{-1}} \quad [177]$$

$$\dot{V}_{CO_2} = O_{CO_2, t_{dochin}, p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} = 1,97 * 1,22 = \mathbf{1,57 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}} \quad [178]$$

- **Objemové koncentrace složek spalin**

Pro objemové koncentrace suchých spalin platí:

$$\varphi_i = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{SS}} \quad [179]$$

Pro objemové koncentrace vlhkých spalin platí:

$$\varphi_i = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{SV}} \quad [180]$$

Výsledné hodnoty jsou uvedené v následující tabulce:

Tabulka 13 Objemové koncentrace spalin

Složka spalin	Vlhké spaliny	Suché spaliny
<b>CO<sub>2</sub></b>	0,1152	0,144
<b>SO<sub>2</sub></b>	0,000033	0,00004
<b>N<sub>2</sub></b>	0,4533	0,5665
<b>Ar</b>	0,0053	0,0067
<b>VS</b>	0,2263	0,2828
<b>H<sub>2</sub>O</b>	0,1998	-

#### 4.2.2 Molární hmotnosti spalin

Pro výpočet molární hmotnosti spalin uvažují spaliny jako ideální plyn. Pro výpočet molární hmotnosti směsi plynů lze použít následující vztah (17):

$$M = \sum_i \varphi_i * M_i \quad [181]$$

- **Molární hmotnost suchých spalin**

$$M_{SS} = M_{CO_2} * \varphi_{CO_2} + M_{SO_2} * \varphi_{SO_2} + M_{N_2} * \varphi_{N_2} + M_{Ar} * \varphi_{Ar} + M_{VS} * \varphi_{VS} = \quad [182]$$

$$M_{SS} = 44,01 * 0,144 + 64,06 * 0,00004 + 28,01 * 0,5665 + 39,94 * 0,0067 + 28,96 * 0,2828 = \mathbf{30,65 \text{ kg/kmol}}$$

- **Molární hmotnost vlhkých spalin**

$$M_{SV} = M_{CO_2} * \varphi_{CO_2} + M_{SO_2} * \varphi_{SO_2} + M_{N_2} * \varphi_{N_2} + M_{Ar} * \varphi_{Ar} + M_{VS} * \varphi_{VS} + M_{H_2O} * \varphi_{H_2O} \quad [183]$$

$$M_{SV} = 44,01 \cdot 0,1152 + 64,06 \cdot 0,000033 + 28,01 \cdot 0,4533 + 39,94 \cdot 0,0053 \\ + 28,96 \cdot 0,2263 + 18,02 \cdot 0,1998 = \mathbf{28,14 \text{ kg/kmol}}$$

#### 4.2.2.1 Bilancování systému

Pro bilancování systému byl vytvořen výpočtový model v programu MS Excel s rozšířením X Steam. Celkové množství tepla, které je možné účinně odebrat ze spalin, je limitované vlastnostmi spalovacího vzduchu ve zvlhčovači.

Celý výpočetní model je závislý na rozdílných teplotních spádech mezi spalinami, chladicí vodou a spalovacím vzduchem. Určující hodnotou je teplota chladicí vody na výstupu ze zvlhčovače, která dále vstupuje do dochlazovače. Výpočet postupoval pomocí iterací, kdy jsem si nejdříve zvolil teplotu chladicí vody, na jejím základě vypočítal výkony dochlazovače a zvlhčovače a pomocí řešitele následně nastavoval teplotní spády tak, aby se výkony obou zařízení rovnaly.

Pro první iteraci jsem zvolil teplotu chladicí vody 40°C a níže je uvedený výpočet pro teplotu chladicí vody 55,32 °C.

#### 4.2.3 Bilancování dochlazovače spalin

##### 4.2.3.1 Měrná vlhkost spalin na vstupu do dochlazovače

Pro výpočet měrné vlhkosti spalin na vstupu do dochlazovače platí následující vztah.

$$x_{SVin} = \frac{M_{H_2O}}{M_{SV}} \cdot \frac{p_{H_2O_v}}{p_{SVin} - p_{H_2O_v}} \quad [kg_{H_2O_s}/kg_{SS}] \quad [184]$$

$$x_{SVin} = \frac{18,016}{30,648} \cdot \frac{0,1998}{0,1 - 0,1998} = \mathbf{0,1599 \text{ kg}_{H_2O_s}/\text{kg}_{SS}}$$

##### 4.2.3.2 Měrná vlhkost spalin na výstupu z dochlazovače

Pro výpočet měrné vlhkosti spalin na výstupu z dochlazovače platí následující vztah.

$$x_{SSout} = \frac{M_{H_2O}}{M_{SS}} \cdot \frac{p''_{H_2O_v}}{p_{SSout} - p'_{H_2O_v}} \quad [185]$$

$$x_{SSout} = \frac{18,016}{30,65} \cdot \frac{0,0202}{0,1 - 0,0202} = \mathbf{0,1491 \text{ kg}_{H_2O_s}/\text{kg}_{SS}}$$

##### 4.2.3.3 Množství kondenzátu

Množství kondenzátu je možné spočítat jako rozdíl měrných vlhkostí na vstupu a na výstupu z dochlazovače

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{SS} \cdot (x_{in} - x_{out}) \quad [186]$$

$$\dot{m}_{cond} = 4,987 \cdot (0,1599 - 0,1491) = \mathbf{0,05358 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}$$

##### 4.2.3.4 Průtok chladicí vody na vstupu

Průtok chladicí vody volím tak, aby docházelo k intenzivnímu přenosu tepla a výkon dochlazovače byl co nejvyšší. Na základě bilancování volím hodnotu průtoku chladicí vody  $\dot{m}_{cwin2} = 20 \text{ kg/s}$ .

**4.2.3.5 Průtok chladicí vody na výstupu**

$$\dot{m}_{cWout2} = \dot{m}_{cWin2} + \dot{m}_{cond} [kg \cdot s^{-1}] \quad [187]$$

$$\dot{m}_{cWout2} = 20 + 0,5358 = 20,05358 \text{ kg} \cdot s^{-1}$$

**4.2.3.6 Entalpie spalin na vstupu a výstupu z dochlazovače**

Entalpie jsou odečítány pro konkrétní teploty z I-t diagramu spalin pro  $\alpha_{doch} = 1,4$ . Teplota vstupních spalin je 140 °C. Teplota výstupních spalin je závislá na vstupní teplotě chladicí vody. Minimální teplotní rozdíl je 5 °C.

$$t_{svout} = t_{cWin} + 5 [^{\circ}C] \quad [188]$$

$$t_{svout} = 55,32 + 5 = 60,32 \text{ } ^{\circ}C$$

**4.2.3.7 Průtok spalin na vstupu**

Průtok spalin na vstupu do dochlazovače je vypočítán dle následujícího vztahu

$$\dot{m}_{svin} = \dot{V}_{sv} * \rho_{sv,t_{dochin},p_{dochin}} [kg/s] \quad [189]$$

$$\dot{m}_{svin} = 6,943 \cdot 0,0804 = 5,58 \text{ kg/s}$$

**4.2.3.8 Průtok spalin na výstupu**

$$\dot{m}_{ssout} = \dot{m}_{svin} - \dot{m}_{cond} [kg/s] \quad [190]$$

$$\dot{m}_{ssout} = 5,58 - 0,05 = 5,53 \text{ kg/s}$$

**4.2.3.9 Měrná tepelná kapacita spalin**

Střední měrná tepelná kapacita spalin je vypočtena na základě obsahu jednotlivých složek ve spalinách. Její hodnota je rozdílná na vstupu do dochlazovače a na výstupu, protože dojde ke kondenzaci vodní páry. Pro výpočet jsou použity interpolované hodnoty z tabulky 4-9 na str. 47 (3) pro vstupní teplotu spalin v dochlazovači a vstupní obsah vodní páry. Pro rovnici [191] jsou hodnoty interpolovány pro teplotu 140 °C a pro rovnici [192] jsou hodnoty interpolovány pro 60 °C.

$$c_{svin} = \sum_i \varphi_i * c_i \quad [191]$$

$$c_{svin} = c_{CO2} * \varphi_{CO2} + c_{SO2} * \varphi_{SO2} + c_{N2} * \varphi_{N2} + c_{VS} * \varphi_{VS} + c_{H2O} * \varphi_{H2O}$$

$$c_{svin} = 1,72 * 0,1152 + 1,895 * 0,00003 + 1,296 * 0,4533 + 1,01 * 0,005 + 1,01 * 0,226 + 1,512 * 0,1998 = 1,01 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$c_{ssout} = \sum_i \varphi_i * c_i \quad [192]$$

$$c_{ssout} = c_{CO2} * \varphi_{CO2} + c_{SO2} * \varphi_{SO2} + c_{N2} * \varphi_{N2} + c_{Ar} * \varphi_{Ar} + c_{VS} * \varphi_{VS}$$

$$c_{SSout} = 1,66 * 0,1439 + 1,83 * 0,00004 + 1,3 * 0,453 + 1,01 * 0,226$$

$$= 1,26 \frac{kJ}{kg * K}$$

#### 4.2.3.10 Tepelný výkon dochlazovače

Tepelný výkon dochlazovače je roven teplu, které je možné získat ze spalin jejich dochlazením pomocí chladicí vody. Je možné jej získat z následující rovnice.

$$Q_{doch2} = \dot{m}_{SVin} * t_{SVin} * c_{SVin} - \dot{m}_{SVout} * t_{SSout} * c_{SSout} + l_{H2Ov} * \dot{m}_{cond} \quad [193]$$

$$Q_{doch2} = 5,58 * 140 * 101 - 5,53 * 60,32 * 1,26 + 2 257 * 0,05358$$

$$= 684,4 \text{ kW}$$

Kde  $l_{H2Ov} = 2 257 \frac{kJ}{kg} * K$  je měrné skupenské teplo vypařování vody.

#### 4.2.3.11 Výstupní teplota chladicí vody

$$t_{CWout} = \frac{Q_{doch2} + \dot{m}_{CWin2} * c_{pCW} * t_{CWin}}{\dot{m}_{CWout2} * c_{pCW}} \quad [194]$$

$$t_{CWout} = \frac{684,4 + 20 * 4,18 * 55,32}{20,05 * 4,18} = 63,33 \text{ °C}$$

### 4.2.4 Bilancování zvlhčovače spalovacího vzduchu

#### 4.2.4.1 Vlastností spalovacího vzduchu na vstupu

Teplota spalovacího vzduchu na vstupu do zvlhčovače je shodná s teplotou okolí  $t_{VZin} = 25 \text{ °C}$ . Relativní vlhkost vzduchu je  $\varphi_{VZin} = 70 \%$ . Tlak na vstupu je roven barometrickému tlaku  $p_{VZin} = 0,101325 \text{ MPa}$ .

Měrnou vlhkost na vstupu lze stanovit podle následujícího vzorce:

$$x_{VZin} = \frac{M_{H2O}}{M_{VZsuchý}} * \frac{p''_{H2Oin} * \varphi_{VZin}}{p_{VZin} - p''_{H2Oin} * \varphi_{VZin}} \quad [195]$$

$$x_{VZin} = \frac{18,01}{28,96} * \frac{0,003 * 0,7}{0,1 - 0,003 * 0,7} = 0,0139 \text{ kg/kg}_{VS}$$

Kde  $p''_{H2Oin}$  je parciální tlak syté páry pro  $t_{VZin}$ .

#### 4.2.4.2 Vlastností spalovacího vzduchu na výstupu

Teplota spalovacího vzduchu na výstupu do zvlhčovače je závislá na teplotě ohřáté chladicí vody a respektování minimálního teplotního rozdílu  $t_{VZout} = t_{CWout} - 2 \text{ [°C]}$ . Relativní vlhkost vzduchu je  $\varphi_{VZout} = 100 \%$ . Tlak na výstupu po započítání tlakové ztráty je  $p_{VZout} = 0,1 \text{ MPa}$ .

Měrnou vlhkost na výstupu lze stanovit podle následujícího vzorce:

$$x_{VZout} = \frac{18,01 M_{H2O}}{M_{VZsuchý}} * \frac{p''_{H2Oout} * \varphi_{VZout}}{p_{VZout} - p''_{H2Oout} * \varphi_{VZout}} \quad [196]$$

$$x_{VZout} = \frac{18,01}{28,96} * \frac{0,0185 * 1}{0,1 - 0,0185 * 1} = 0,138 \text{ kg/kg}_{VS}$$

Kde  $p''_{H_2O_{out}}$  je parciální tlak syté páry pro  $t_{VZout}$ .

#### 4.2.4.3 Množství vypařené vody

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_{VS} * (x_{VZout} - x_{VZin}) \quad [197]$$

$$\dot{m}_{vap} = 4,82 * (0,138 - 0,0139) = 0,6 \text{ kg/s}$$

#### 4.2.4.4 Hmotnostní průtok suchého vzduchu na vstupu

Hmotnostní průtok na vstupu do zvlhčovače je bráný pro současnou stechiometrii.

$$O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} = O_{VSmin} * \alpha_{doch} * \frac{273 + t_{SVin}}{273} * \frac{0,101325}{p_{SVin}} \quad [198]$$

$$O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} = 2,302 * 1,3 * \frac{273 + 25}{273} * \frac{0,101325}{0,1} = 3,27 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}_{pal}$$

$$\dot{V}_{VS} = O_{VS,t_{dochin},p_{dochin}} * \dot{m}_{pal} \quad [199]$$

$$\dot{V}_{VS} = 3,27 * 1,14 = 3,73 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{m}_{Vsin} = \rho_{VS} * \dot{V}_{VS} \quad [200]$$

$$\dot{m}_{Vsin} = 1,29 * 3,73 = 4,82 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 4.2.4.5 Hmotnostní průtok chladicí vody

Hmotnostní průtok chladicí vody je totožný s  $\dot{m}_{CWout2}$ .

#### 4.2.4.6 Výstupní teplota chladicí vody ze zvlhčovače

Spodní indexy in a out berou v potaz značení zavedené v dochlazovači spalin. Výstupní teplota chlazené vody ze zvlhčovače je vstupní teplota chladicí vody v dochlazovači.

#### • Tepelný výkon zvlhčovače spalovacího vzduchu

$$Q_{zvl2} = \dot{m}_{CWout} * c_{p_{CWout}} * (t_{CWout} - t_{CWin}) + l_{H_2Ov} * \dot{m}_{vap} \quad [201]$$

$$Q_{zvl2} = 20,5 * 4,18 * (63,33 - 55,32) + 2257 * 0,6 = 684,4 \text{ kW}$$

4.3 Iterování probíhá až do té doby, pokud platí následující rovnice.

$$Q_{doch2} - Q_{zvl2} = 0 \quad [202]$$

### Numerické hodnoty pro bilancování systému

Numerické hodnoty pro bilancování systému byly získány pomocí nástroje „Citlivostní analýza - Hledat řešení“ v MS Excel pro podmínku  $Q_{zvl2} - Q_{doch2} = 0$ . Manuální výpočet by probíhal tak, že by byla nejprve zvolena hodnota  $t_{CWin}$  a pro ní byly spočítány výkony dochlazovače a zvlhčovače a na jejich základě by byla provedena další iterace až do chvíle, kdy by byl rozdíl mezi výkony dochlazovače a zvlhčovače co nejmenší.

Zvlhčování spalovacího vzduchu má za následek nasycení spalovacího vzduchu vodní parou, což má vliv na spalovací proces, obsah vodní páry ve spalinách a bilancování systému aplikovaného ve variantě 2.

### Hodnota součinitele $X_v$

Pro hodnotu součinitele  $X_v$ , který stanovuje podíl vodní páry na 1 Nm<sup>3</sup> suchého spalovacího vzduchu platí (3):

$$4.4 \quad X_v = 1 + \frac{\varphi_{out}}{100} * \frac{p''_{H2Oout}}{p_{VVout} - \frac{\varphi_{out}}{100} * p''_{H2Oout}} \quad [203]$$

Kde  $\varphi_{out}$  [%] je relativní vlhkost vzduchu na výstupu ze zvlhčovače,  $p''_{H2Oout}$  [MPa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro teplotu na výstupu ze zvlhčovače.

Na výstupu ze zvlhčovače spalovacího vzduchu bude relativní vlhkost  $\varphi_{VV} = 100\%$ . Výpočet je tedy následující:

$$X_v = 1 + \frac{100}{100} * \frac{0,01846}{0,1 - \frac{100}{100} * 0,01846} = \mathbf{1,22} \quad [204]$$

Za základě hodnoty koeficientu jsou stanoveny vstupní hodnoty pro přepočítání kotle uvedený v kapitole 4.



## 5 Přepočet kotle

### Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty vycházejí z prvkového rozboru paliva, který byl zadán. Ve všech výpočtech je uvažován model dokonalého spalování.

#### 5.1 5.1.1 Stechiometrie spalin

- **Palivo – dřevní štěpka**

Jako uvažované palivo je použita směs dřevní štěpky různých dřevin včetně kůry. Před spalováním v kotli se neuvažuje vysušování paliva a ani jiné úpravy.

Tabulka 14 - Prvkový rozbor paliva

	Hořlavina	Původní stav
[%]	daf	r
<b>W</b>	X	0,50000
<b>A</b>	X	0,02000
<b>C</b>	0,51310	0,24628
<b>H</b>	0,06200	0,02976
<b>N</b>	0,00410	0,00196
<b>S</b>	0,00040	0,00019
<b>O</b>	0,41990	0,20155

- **Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{o_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad [205]$$

$$O_{o_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,2462}{12,01} + \frac{0,02976}{4,032} + \frac{0,0019}{32,06} - \frac{0,2015}{32} \right) = 0,484 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VS \min} = \frac{O_{o_2 \min}}{0,21} = \frac{0,484}{0,21} = 2,302 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [206]$$

- **Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VV \min} = O_{VS \min} \cdot \chi = 2,302 \cdot 1,22 = 2,815 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [207]$$

Konstantu  $\chi$  jsem vypočítal v předchozí kapitole.

- **Objem vodní páry v objemu  $O_{VV\ min}$**

$$O_{HO_2}^V = O_{VV\ min} - O_{VS\ min} = 2,815 - 2,302 = \mathbf{0,513\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [208]$$

- **Objem oxidu uhličitého ve spalínách:**

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS\ min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,2463 + 0,0003 \cdot 2,302 \quad [209]$$

$$O_{CO_2} = \mathbf{0,457\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Objem oxidu siřičitého ve spalínách**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0002 = \mathbf{0,00013\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [210]$$

- **Objem dusíku ve spalínách**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS\ min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0002 + 0,7805 \cdot 2,302 = \mathbf{1,799\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [211]$$

- **Objem argonu ve spalínách**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS\ min} = 0,0092 \cdot 2,302 = \mathbf{0,021\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [212]$$

- **Minimální objem suchých spalín**

$$O_{SS\ min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,457 + 0,00003 + 1,799 + 0,021 \quad [213]$$

$$O_{SS\ min} = \mathbf{2,277\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Objem vodní páry ve vlhkých spalínách**

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{HO_2}^V \quad [214]$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,029 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,5 + 0,513 = \mathbf{1,465\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Minimální objem vlhkých spalín**

$$O_{SV\ min} = O_{SS\ min} + O_{H_2O}^S = 2,277 + 1,465 = \mathbf{3,742\ m_N^3 \cdot kg^{-1}} \quad [215]$$

- **Objem spalín z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\ min} \quad [216]$$

$$O_{SV} = 3,742 + (1,3 - 1) \cdot 2,815 = \mathbf{4,587\ m_N^3 \cdot kg^{-1}}$$

- **Objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{VV} = O_{VV \min} \cdot \alpha = 2,815 \cdot 1,3 = 3,66 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [217]$$

### 5.1.2 I-t diagram spalín

- Entalpie minimálního objemu suchých spalín

$$I_{S\ min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O}^S \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t \quad [218]$$

- úlet  $a_{\dot{u}}$  volím 30 %

- Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu

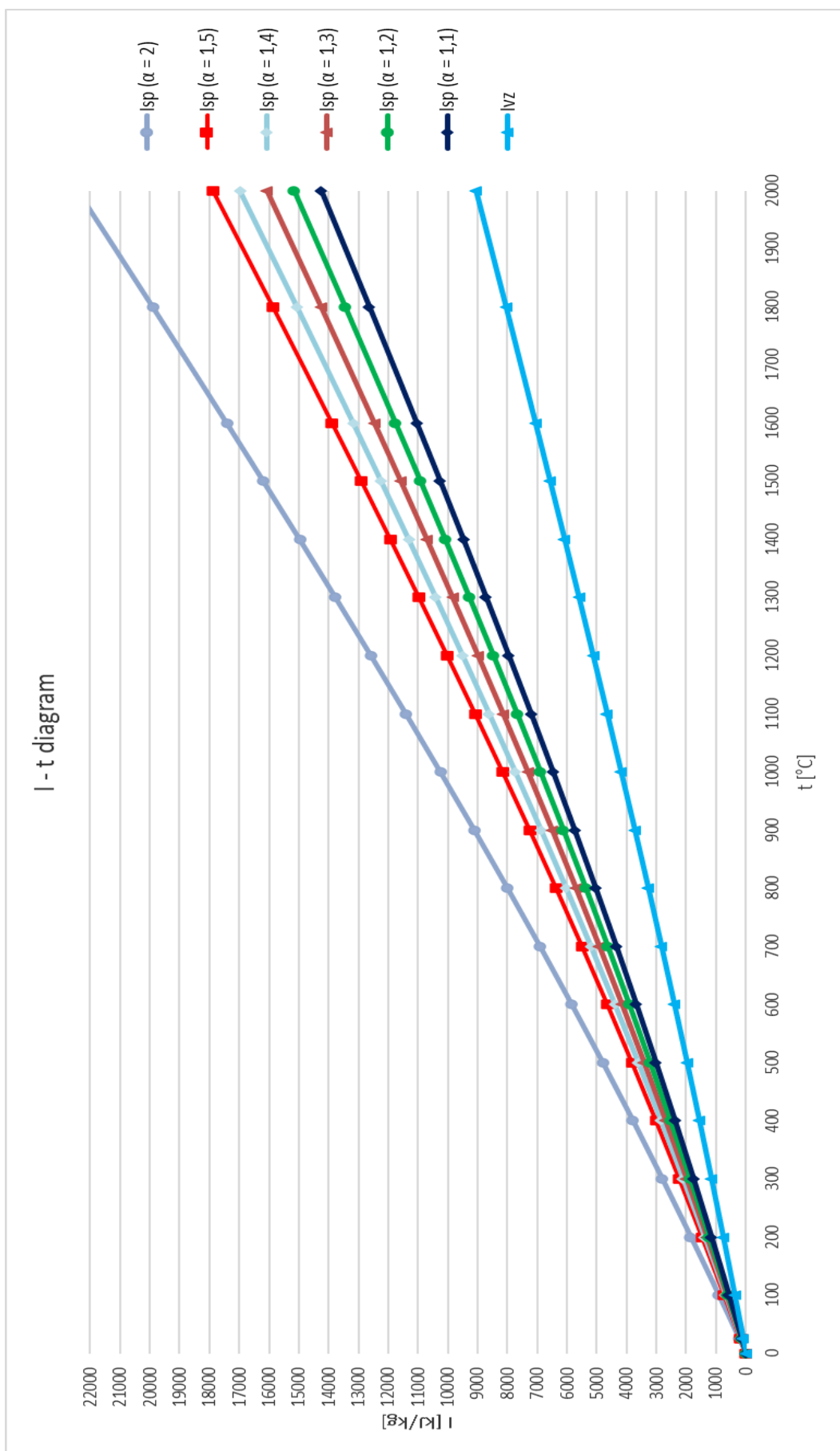
$$I_{V\ min}^t = O_{VS\ min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad [219]$$

- Entalpie spalín

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S\ min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V\ min}^t \quad [220]$$

Tabulka 15 - Entalpie spalín v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (3)

t [°C]	$I_{S\ min}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_{V\ min}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]					
			$\alpha_1=1,1$	$\alpha_2 = 1,2$	$\alpha_3 = 1,3$	$\alpha_4 = 1,4$	$\alpha_5 = 1,5$	$\alpha_6 = 2$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
25	135,45	95,04	144,95	154,46	163,96	173,47	182,97	230,49
100	533,78	381,86	571,97	610,16	648,34	686,53	724,71	915,64
200	1 082,08	769,09	1 158,99	1 235,89	1 312,80	1 389,71	1 466,62	1 851,16
300	1 646,39	1 164,10	1 762,80	1 879,21	1 995,62	2 112,03	2 228,44	2 810,49
400	2 227,47	1 568,25	2 384,29	2 541,12	2 697,95	2 854,77	3 011,60	3 795,72
500	2 825,77	1 982,60	3 024,03	3 222,29	3 420,55	3 618,81	3 817,07	4 808,36
600	3 441,51	2 407,00	3 682,21	3 922,91	4 163,61	4 404,31	4 645,01	5 848,51
700	4 073,70	2 841,34	4 357,83	4 641,97	4 926,10	5 210,24	5 494,37	6 915,04
800	4 722,00	3 284,17	5 050,42	5 378,84	5 707,25	6 035,67	6 364,09	8 006,17
900	5 383,62	3 736,71	5 757,29	6 130,96	6 504,63	6 878,30	7 251,97	9 120,33
1000	6 061,29	4 196,93	6 480,98	6 900,68	7 320,37	7 740,06	8 159,76	10 258,22
1100	6 749,95	4 664,32	7 216,38	7 682,82	8 149,25	8 615,68	9 082,11	11 414,27
1200	7 451,02	5 136,58	7 964,68	8 478,34	8 992,00	9 505,65	10 019,31	12 587,60
1300	8 162,18	5 613,70	8 723,55	9 284,92	9 846,29	10 407,66	10 969,03	13 775,89
1400	8 880,97	6 094,67	9 490,44	10 099,91	10 709,38	11 318,84	11 928,31	14 975,64
1500	9 609,41	6 582,80	10 267,69	10 925,97	11 584,25	12 242,53	12 900,81	16 192,21
1600	10 349,78	7 072,48	11 057,03	11 764,28	12 471,52	13 178,77	13 886,02	17 422,26
1800	11 840,42	8 063,86	12 646,80	13 453,19	14 259,57	15 065,96	15 872,34	19 904,27
2000	13 353,47	9 070,09	14 260,48	15 167,49	16 074,50	16 981,51	17 888,51	22 423,56



Obrázek 12 I-t diagram spalín a spalovacího vzduchu

## Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží k určení potřebného množství paliva, které je potřeba spálit, aby se transformovala chemická energie vázaná v palivu na energii pracovní látky – vody v otopné soustavě. Tato transformace neprobíhá v kotli dokonale, tj. beze ztrát.

### 5.2 5.2.1 Výhřevnost paliva

Zadané palivo má spalné teplo hořlaviny  $Q_s^{daf} = 20\,344,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tabulka 16 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva

	Hořlavina	Původní stav
[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	daf	r
$Q_s$	20 334,60	9 760,32
$Q_i$	18 450,49	7 876,81

Palivo není přehříváno ani sušeno, proto se neuvažuje fyzické teplo paliva. Do redukované výhřevnosti je připočtené teplo přivedené ve zvlhčovači paliva při ohřátí z 25 °C na 51,42 °C.

$$Q_{cz} = \beta_{vz} \cdot (I_{VZ_{51,42^\circ C}} - I_{VZ_{25^\circ C}}) = 1,2 \cdot (217,3 - 75,54) = 174,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [221]$$

$$Q_{i\,red} = Q_i^r + Q_{cz} = 7\,876,81 + 170,11 = 8\,051,39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [222]$$

### 5.2.2 Kontrola tepla přijatého ve spalovacím vzduchu

Pro kontrolu výkonu systému dochlazovač spalin a zvlhčovač spalovacího vzduchu je níže provedena kontrola.

$$Q_{kontrolní} = Q_{cz} \cdot O_{VV} \cdot m_{pal} = 174,58 \cdot 3,66 \cdot 1,06 = 677,37 \text{ kW} \quad [223]$$

Rozdíl mezi kontrolním výkonem a výkonem zvlhčovače je 7,03 kW. Jedná se o odchylku 1,03 %.

### 5.2.3 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Účinnost kotle je počítána nepřímo přes tepelné ztráty kotle.

#### 5.2.3.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. S přihlédnutím ke koncepci kotle se uvažuje pouze ztráta nedopalem ve škváře a ztráta nedopalem v úletu.

Tabulka 17 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm

	Podíl hořlaviny			Podíl popela		
Škvára	C <sub>s</sub>	6	[%]	X <sub>s</sub>	62	[%]
Úlet	C <sub>ú</sub>	15	[%]	X <sub>ú</sub>	30	[%]

- Ztráta nedopalem ve škváře

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{ci} = \frac{0,06}{1 - 0,06} \cdot 0,62 \cdot \frac{0,02}{8\ 051,39} \cdot 32\ 600 = \mathbf{0,0032} \quad [224]$$

- **Ztráta nedopalem v úletu**

$$Z_{cú} = \frac{C_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot X_{ú} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cú} = \frac{0,15}{1 - 0,15} \cdot 0,30 \cdot \frac{0,02}{8\ 051,39} \cdot 32\ 600 = \mathbf{0,00429} \quad [225]$$

- **Celková ztráta mechanickým nedopalem**

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} = 0,0032 + 0,00429 = \mathbf{0,0075} \quad [226]$$

## 5.2.4 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem představuje ztrátu hořlavinou ve spalínách neboli teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách – konkrétně se kontroluje koncentrace oxidu uhelnatého.

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} = \frac{0,2116 \cdot 250 \cdot 2,277}{(21 - 11) \cdot 8\ 051,39} = \mathbf{0,0015} \quad [227]$$

Koncentraci CO ve spalínách jsem volil na základě emisního limitu CO.

Obsah kyslíku  $O_{2\ ref}$  pro referenční stav spalín se pro spalování biomasy volí 11 %.

### 5.2.4.1 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí se u kotlů určuje podle jmenovitého výkonu kotle. Ztráta je odečtena z (3) – obr. 5-1, str. 66

$$Z_{sv} = 0,015 \quad [228]$$

### 5.2.4.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tabulka 18 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastností

	Jednotka	Škvára nebo struska	Úlet
Podíl hořlavin	[%]	6	15
Podíl popela	[%]	62	30
Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0,9301	0,8189
Teplota	[°C]	600	137,4

- **Ztráta fyzickým teplem ve škváře nebo strusce**

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{0,62}{1 - 0,06} \cdot \frac{0,02}{8\ 051,39} \cdot 0,9301 \cdot 600 = \mathbf{0,0009} \quad [229]$$

- **Ztráta fyzickým teplem v úletu**

Ztráta fyzickým teplem v úletu není uvažována, stejně jako ztráta části fyzického tepla tuhých zbytků. Úlet putuje spalínovým traktem kotle a jeho energetická bilance byla již zahrnuta do energetického obsahu spalin (viz [2.2 I-t diagram spalin](#)).

- **Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

$$Z_f = Z_{fs} = 0,0009 = \mathbf{0,0009} \quad [230]$$

### 5.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (tj. ztráta komínová)

Tato ztráta nejvíce ovlivňuje celkovou účinnost kotle. Jedná se o teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Komínová ztráta závisí na teplotě spalin a přebytku vzduchu ve spalinách.

Tabulka 19 - Teplota a entalpie spalin a vzduchu

	Spaliny	Vzduch
<b>Teplota [°C]</b>	55	25
<b>Entalpie [kJ·kg<sup>-1</sup>]</b>	350,63	86,73

- **Přebytek vzduchu ve spalinách**

Součinitel přebytku vzduchu za kotlem se určí podle přisávání kondenzačního dochlazovače spalin a přebytku spalovacího vzduchu před ním.

$$\alpha_{doch} = 1,3 + 0,1 = 1,4 \quad [231]$$

- **Výpočet komínové ztráty**

Komínová ztráta je oproti původnímu výpočtu kotle vztažena k výstupu z kondenzačního dochlazovače. Při teplotě spalin 60,32°C a přebytku spalovacího vzduchu 1,4 je entalpie výstupních spalin 405,1 kJ·kg<sup>-1</sup>.

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_{kond}, \alpha_{kond}} - \alpha_{doch} \cdot I_{VZ}}{Q_{i red}} \quad [232]$$

$$Z_k = (1 - 0,075) \cdot \frac{405,1 - 1,4 \cdot 75,54}{8\,051,39} = \mathbf{0,0378}$$

### 5.2.6 Účinnost kotle

- **Celková ztráta kotle**

$$Z = Z_c + Z_{CO} + Z_{sv} + Z_f + Z_k \quad [233]$$

$$Z = 0,0075 + 0,0015 + 0,015 + 0,0009 + 0,0378 = \mathbf{0,0627}$$



- **Účinnost kotle**

$$\eta_k = 1 - Z = 1 - 0,0628 = \mathbf{0,9373} \quad [234]$$

### 5.2.6.1 Množství paliva

- **Skutečné množství paliva**

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i,red} \cdot \eta_k} = \frac{8\,000}{8\,051,39 \cdot 0,9373} = \mathbf{1,0601\,kg \cdot s^{-1}} \quad [235]$$

- **Výpočtové množství paliva**

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - z_c) = 1,0601 \cdot (1 - 0,0075) = \mathbf{1,0522\,kg \cdot s^{-1}} \quad [236]$$

### 5.2.7 Výrobní teplo topné vody

Výrobní teplo topné vody jinak označuje celkový tepelný výkon kotle a udává potřebné množství tepla pro ohřev vody na požadované parametry.

#### 5.2.7.1 Výrobní teplo topné vody

Pro výpočet výrobního tepla topné vody (tj. celkového tepelného výkonu kotle) je nutno znát konkrétní stavy vody. Pro určení těchto stavů dle parametrů jsem použil software XSteam verze 2.6, který pracuje dle IAPWS-IF97 (12).

Tabulka 20 - Parametry a stavy vody

	Topná voda	Vratná voda
<b>Teplota [°C]</b>	130	60
<b>Tlak [MPa]</b>	1,6	1,7
<b>Entalpie [kJ·kg<sup>-1</sup>]</b>	547,29	252,57

Parametry vody v předchozí tabulce 7 jsou dlouhodobé průměry hodnot při provozu kotle na jmenovité parametry.

#### 5.2.7.2 Průtok vody v otopné soustavě

Průtok vody v otopné soustavě bylo vypočteno na základě výkonu kotle  $Q_v = 8\,000\,kW$ , entalpie topné vody a entalpie vratné vody.

$$M_{vody} = \frac{Q_v}{I_{hv} - I_{vv}} = \frac{8\,000}{547,29 - 252,57} = \mathbf{27,15\,kg \cdot s^{-1}} \quad [237]$$

$$M_{vody} = 27,15 \cdot 3,6 = \mathbf{97,72\,t \cdot h^{-1}}$$

## Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

V ohništi dochází k filtračnímu spalování paliva na roštu, tzn. spalování v nehybné vrstvě. Přenos tepla v oblasti ohniště se děje především sáláním, vliv konvekce se obvykle zanedbává.

5.3

### 5.3.1 Ohniště

Spalovací komora, která je tvořena membránovou stěnou, vytváří celý první tah kotle a nejsou zde žádné další přidavné teplosměnné plochy.

### 5.3.2 Teplota nechlazeného plamene

Jedná se o teoretickou adiabatickou spalovací teplotu. Takovou teplotu by měl plamen, pokud by se neodvádělo žádné teplo a plamen by byl tedy nechlazený.

- **Teplo přivedené do spalovací komory ve vzduchu**

Vzduch nasávaný do kotle má teplotu 60,32 °C. Jedná se o dlouhodobý průměr při provozu kotle na jmenovitém výkonu. Přebytek spalovacího vzduchu v ohništi ( $\alpha_{ok}$ ) je roven 1,23.

$$Q_v = \alpha_{ok} \cdot I_V^t = 1,23 \cdot 221,02 = 271,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [238]$$

- **Teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_u = Q_{i \text{ red}} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_v - Q_{CZ} \quad [239]$$

Předehřev spalovacího vzduchu byl proveden ve zvlhčovači spalovacího vzduchu.

$$Q_u = 8\,051,39 \cdot (1 - 0,0015 - 0,0075 - 0,009) + 271,86 - 174,58 \quad [240]$$

$$Q_u = 8\,068,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplota nechlazeného plamene**

Jelikož kotel nemá recirkulaci spalin, tak teplo uvolněné v ohništi je rovno entalpii spalin.

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha_{ok}} = Q_u = 8\,068,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [241]$$

Pro tuto entalpii lze odečíst v i-t diagramu spalin pro  $\alpha_{ok} = 1,23$  teplotu nechlazeného plamene.

$$t_{np} = 1\,119,72 \text{ °C} \quad [242]$$

### 5.3.3 Teplota odchozích spalin

Výpočet je založen na iteračním principu. Pro první iteraci jsem volil teplotu odchozích spalin 750 °C. Výpočet v MS Excel mi umožnil snadné iterování, a pro konečnou iteraci, jejíž výpočet je zde uvedený, jsem volil teplotu odchozích spalin  $t_{ok} = 749,6$  °C.

Navržené geometrie a parametry ohniště

#### 5.3.3.1 Boltzmannovo číslo

- **Entalpie odchozích spalin z ohniště**

Entalpie spalin odchozích z ohniště je odečtena z I-t diagramu pro teplotu  $t_{ok} = 749,6$  °C.

$$I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 5\,241,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [243]$$

- **Střední tepelná jímavost v ohništi**

$$(O_s \bar{c}_s)_o = \frac{Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{8\,068,94 - 5\,241,86}{1\,119,72 - 749,6} = 7,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \quad [244]$$

- **Součinitel tepelné efektivnosti stěn ohniště a výstupního okna**

Součinitel zanesení stěn ohniště  $\xi$  volím 0,65 dle (3) – tab. 6-11, str. 86.

Úhlový součinitel osálení stěn ohniště  $x_s$  volím 1, protože stěny ohniště jsou tvořeny membránovou stěnou.

Korekční součinitel  $\delta$  volím 0,95 dle (3) – obr. 6-3, str. 85.

$$\psi_1 = x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,65 = 0,65 \quad [245]$$

$$\psi_2 = \delta \cdot x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,95 \cdot 0,65 = 0,62 \quad [246]$$

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_1 \cdot (S_{tr} + S_{vo}) + \psi_2 \cdot S_{vo}}{S_{st}} = \frac{0,65 \cdot (75,4 + 3) + 0,62 \cdot 14}{94} = 0,766 \quad [247]$$

- **Hodnota Boltzmannova čísla**

Hodnota ztráty sáláním a vedením tepla z ohniště  $Z_{sv}^o$  je zvolena 0,15 %.

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_s \bar{c}_s)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} \quad [248]$$

$$Bo = \frac{(1 - 0,015) \cdot 1,06 \cdot 7,64}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,766 \cdot 94 \cdot (273 + 1\,119,72)^3} = 0,91$$

### 5.3.4 Součinitel M

- **Poloha maximální teploty plamene pro roštová ohniště (3)**

$$x_{pl} = 0,14 \quad [249]$$

- **Hodnota součinitele M**

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = 0,52 \quad [250]$$

### 5.3.5 Stupeň černosti ohniště

- **Střední efektivní průměr částic popílku (3)**

$$d_{pk} = 20 \mu m \quad [251]$$

- **Hmotnost spalin**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min} = 1 - 0,02 + 1,306 \cdot 1,27 \cdot 2,815 \quad [252]$$

$$G_s = 5,65 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popela ve spalinách**

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,02 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 5,65} = 0,0023 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [253]$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0023}{\sqrt[3]{(749,6 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 76,21 \quad [254]$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{1,465 + (1,22 - 1) \cdot 1,27 \cdot 2,815}{3,742 + (1,27 - 1) \cdot 2,815} \quad [255]$$

$$r_{H_2O} = 0,363$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,457 + 0,00013}{3,742 + (1,27 - 1) \cdot 2,815} = 0,1016 \quad [256]$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,363 + 0,1016 = 0,4646 \quad [257]$$

- **Účinná tloušťka sálavé plochy ohniště**

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{89,91}{94} = 1,99 \text{ m} \quad [258]$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

Tlak spalin  $p$  volím 0,1 MPa.

$$p_s = r_s \cdot p = 0,4646 \cdot 0,1 = \mathbf{0,04646 MPa} \quad [259]$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_s = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1\,000} \right) \cdot r_s \quad [260]$$

$$k_s = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,363}{\sqrt{0,04646 \cdot 1,99}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{749,6 + 273,15}{1\,000} \right) \cdot 0,4646$$

$$k_s = \mathbf{5,42}$$

- **Optická hustota plamene**

Bezrozměrný součinitel  $k_{kok}$  volím 10.

Bezrozměrné charakteristiky  $\kappa_1$  a  $\kappa_2$  volím dle (3) -  $\kappa_1 = 0,5$ , protože se v kotli spaluje paliva s velkým podílem prchavé hořlaviny a  $\kappa_2 = 0,03$ , protože se jedná o roštový kotel.

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s \quad [261]$$

$$k \cdot p \cdot s = (5,42 \cdot 0,4646 + 76,21 \cdot 0,0023 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,1 \cdot 1,99 = \mathbf{0,57}$$

- **Stupeň černosti plamene při spalování tuhých paliv**

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,57} = \mathbf{0,43} \quad [262]$$

- **Stupeň černosti ohniště**

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} \quad [263]$$

$$a_o = \frac{0,43}{0,43 + (1 - 0,43) \cdot 0,776} = \mathbf{0,5}$$

### 5.3.6 Kontrola teploty odchozích spalin

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} + 273,15 = \frac{1\,119,72 + 273,15}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{0,5}{0,91}\right)^{0,6}} - 273,15 = \mathbf{749,6 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad [264]$$

Vypočtená hodnota teploty odchozích spalin se od navrhnuté liší o méně než  $\pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ , takže iterační výpočet je ukončen. Odchylka od navrhnuté hodnoty teploty je  $0,00 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

### 5.3.7 Rozdělení tepla v ohništi

Teplu, které se uvolnilo v ohništi, se dle poměrů účinných sálavých ploch rozdělí na teplo předané do stěn a na teplo odsávané oknem ohniště do šotů.

- **Celkové teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^o \cdot Q_u) \quad [265]$$

$$Q_o = 1,06 \cdot (8\,068,94 - 5\,241,86 - 0,015 \cdot 8\,068,94) = \mathbf{2\,984,22\ kW}$$

- **Účinná sálavá plocha stěn**

$$S_{us} = S_{tr} \cdot \psi_1 = 75,4 \cdot 0,65 = \mathbf{49,01\ m^2} \quad [266]$$

- **Účinná sálavá plocha výstupního okna**

$$S_{uvo} = S_{přech} \cdot \psi_2 = 3 \cdot 0,62 = \mathbf{1,85\ m^2} \quad [267]$$

- **Celková účinná plocha sálavá plocha ohniště**

$$S_u = S_{us} + S_{uvo} = 49,01 + 1,85 = \mathbf{50,86\ m^2} \quad [268]$$

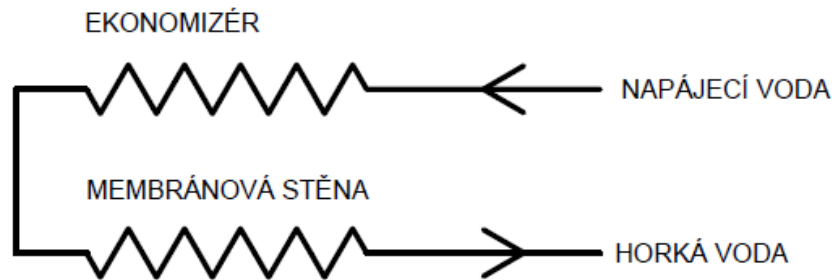
- **Teplo předané do stěn**

$$Q_{st} = Q_o \cdot \frac{S_{us}}{S_u} = 2\,984,22 \cdot \frac{49,01}{50,86} = \mathbf{2\,875,53\ kW} \quad [269]$$

## Rozvržení tepelného výkonu kotle

### 5.4.1 Předběžný bilanční výpočet teplosměnných ploch

5.4 Voda prochází jednotlivými teplosměnnými plochami dle diagramu na obrázku 8. Napájecí voda vstupuje do kotle o teplotě 60 °C a tlaku 1,75 MPa a topná voda vystupuje z kotle o teplotě 130 °C a tlaku 1,6 MPa. Pomocí software XSteam byly vypočteny entalpie pro jednotlivé stavy pracovní látky a pomocí těchto entalpií byl následně dopočítán výkon jednotlivých teplosměnných ploch.



Obrázek 13 Schéma vodního traktu kotle

#### 5.4.1.1 Ohřívák vody EKO

První teplosměnnou plochou z hlediska pracovní látky je ekonomizér. Dochází zde k ohřevu vody na dělicí teplotu.

$$Q_{EKO} = M_{vody} \cdot (i_{EKO} - i_{NV}) = 27,15 \cdot (441,37 - 252,57) = 5\,125,83 \text{ kW} \quad [270]$$

#### 5.4.1.2 Membránová stěna kotle

V membránové stěna kotle dochází k ohřevu vody na požadovanou výstupní teplotu. Z membránové stěny kotle je dále zásobovaná otopná soustava topnou vodou.

$$Q_{výp} = M_{vody} \cdot (i_{MS} - i_{EKO}) = 27,15 \cdot (547,29 - 441,37) = 2\,875,54 \text{ kW} \quad [271]$$

#### 5.4.1.3 Výrobní teplo topné vody

Součtem všech vypočtených bilančních výkonů jednotlivých teplosměnných ploch je celkový tepelný výkon kotle, který se musí shodovat se zadaným výkonem kotle  $Q_v = 8\,000 \text{ kW}$

$$Q_{výr} = Q_{EKO} + Q_{MS} \quad [272]$$

$$Q_{výr} = 5\,125,83 + 2\,875,54 = 8\,000 \text{ kW}$$

Tabulka 21 – Předběžná tepelná bilance teplosměnných ploch na straně vody

Výhřevná plocha	Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [Mpa]	Entalpie $i$ [kJ/kg]	Tepelný výkon $Q$ [kW]	
EKO	Vstup	60	1,7	252,57	5 125,83
	Výstup	105,01	1,65	441,37	

<b>Membránová stěna ohniště</b>	Vstup	105,01	1,65	441,37	2 875,54
	Výstup	130	1,6	547,29	

## Výpočet teplosměnných ploch

Výpočet navazuje na předchozí kapitolu, ve které byla popsána základní bilance jednotlivých teplosměnných ploch.

### 5.5.1 Přisávání falešného vzduchu

Ve spalinovém traktu je třeba určit přebytek vzduchu na jednotlivých teplosměnných plochách. Toto rozdělení je zpracováno v následující tabulce.

Tabulka 22 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli

Teplosměnná plocha		Přebytek vzduchu [-]	Přisávání vzduchu [-]
<b>Ohniště</b>	Vstup	1,23	0,04
	Výstup	1,27	
<b>EKO</b>	Vstup	1,27	0,03
	Výstup	1,3	

### 5.5.2 Bilance teplosměnných ploch

#### 5.5.2.1 Předběžná bilance ohříváku vody – EKO

Předběžná bilance ohříváku vody je vypočítána podle následujícího postupu.

- Poměrná ztráta tepla do okolí prostoru EKA

$$Z_{EKO} = 0,0003 \quad [273]$$

- Přisávání falešného vzduchu v prostoru EKA

$$\Delta\alpha_{EKO} = 0,03 \quad [274]$$

- Přebytek vzduchu na vstupu do EKA

$$\alpha'_{EKO} = 1,27 \quad [275]$$

- Přebytek vzduchu na výstupu z EKA

$$\alpha''_{EKO} = \alpha'_{EKO} + \Delta\alpha_{EKO} = 1,3 \quad [276]$$

- Střední velikost součinitele přebytku vzduchu v EKO



$$\alpha''_{EKO} = \frac{\alpha'_{EKO} + \alpha''_{EKO}}{2} = \frac{1,27 + 1,3}{2} = 1,285 \quad [277]$$

- **Ztráta EKA sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_{ZEKO} = Z_{EKO} * M_{pv} * Q_{ired} = 0,0003 * 1,15 * 8\,051,39 = 2,54 \text{ kW} \quad [278]$$

- **Entalpie spalin na vstupu do EKA**

$$I'_{SEKO} = \frac{Q_{EKO} + Q_{ZEKO} + M_{pv} * I_{SK} - M_{pv} * \Delta\alpha_{EKO} * I_{Vf}}{M_{pv}} \quad [279]$$

$$I'_{SEKO} = \frac{5\,125,83 + 2,54 + 1,06 * 856,74 - 1,05 * 0,03 * 75,54}{1,05} = 5\,728,52 \text{ kJ/kg}$$

- **Teplota spalin na vstupu do EKA**

Z I-t diagramu následně určím teplotu spalin na vstupu do EKA

$$t'_{SEKO} = 813,35 \text{ °C} \quad [280]$$

### 5.5.2.2 Kontrolní bilance Membránové stěny ohniště (MS)

- **Poměrná ztráta tepla do okolí prostoru MS**

$$Z_{MS} = 0,009 \quad [281]$$

- **Přisávání falešného vzduchu v prostoru MS**

$$\Delta\alpha_{MS} = 0,04 \quad [282]$$

- **Přebytek vzduchu na vstupu do MS**

$$\alpha'_{MS} = 1,23 \quad [283]$$

- **Přebytek vzduchu na výstupu z MS**

$$\alpha''_{MS} = \alpha'_{MS} + \Delta\alpha_{MS} = 1,27 \quad [284]$$

- **Střední velikost součinitele přebytku vzduchu v MS**

$$\alpha''_{MS} = \frac{\alpha'_{MS} + \alpha''_{MS}}{2} = \frac{1,23 + 1,27}{2} = 1,25 \quad [285]$$

- **Ztráta MS sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_{ZMS} = Z_{MS} * M_{pv} * Q_{ired} = 0,009 * 1,05 * 8\,051,39 = 76,24 \text{ kW} \quad [286]$$

- **Entalpie spalin na vstupu do MS**

$$I'_{SMS} = \frac{Q_{MS} + Q_{zMS} + M_{pv} * I'_{SEKO} - M_{pv} * \Delta\alpha_{MS} * I_{Vf}}{M_{pv}} \quad [287]$$

$$I'_{SMS} = \frac{2\,875,54 + 76,24 + 1,06 * 5\,728,52 - 1,06 * 0,04 * 75,54}{1,05} = 8\,530,89 \text{ kJ/kg}$$

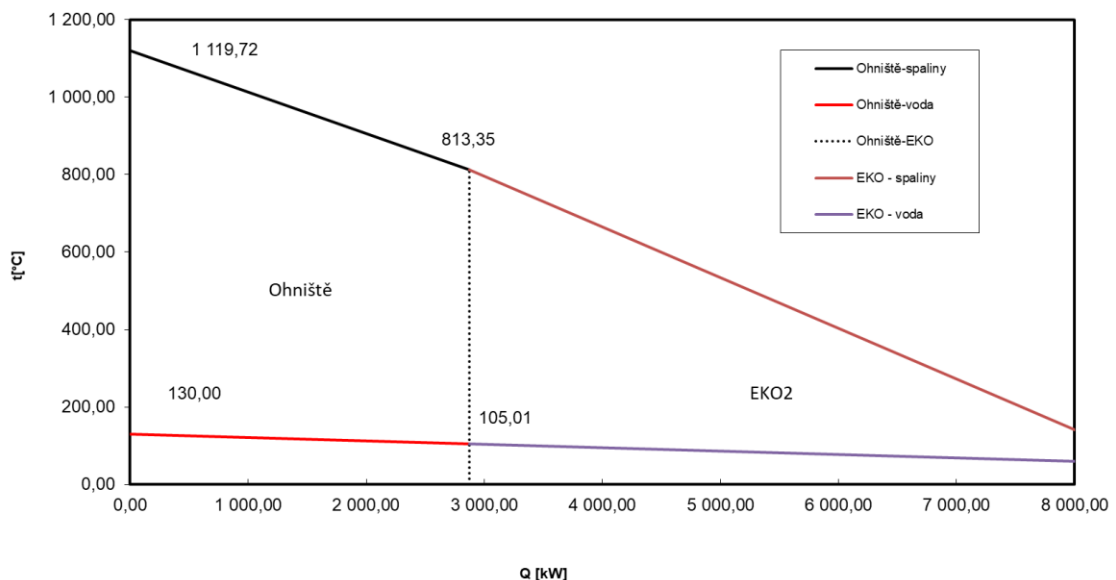
### • Teplota spalin na vstupu do MS

Z I-t diagramu následně určím teplotu spalin na vstupu do MS.

$$t'_{SEKO} = 1\,177,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [288]$$

Teplota na vstupu do membránové stěny ohniště by měla být totožná s teplotou nechlazeného plamene. Rozdíl teplot je roven 58,03 °C. Teplotní bilance teplosměnných ploch ze strany spalin i vody má drobné odchylky oproti původnímu návrhu, ale celkově je správná.

### 5.5.3 Q-t diagram



Obrázek 14 Q-t diagram kotle

### 5.5.4 Výpočet Ohříváku vody – EKO

#### 5.5.4.1 Geometrie ohříváku vody

Ohřívák vody je řešený jako žárotrubný válcový s nucenou cirkulací. Dochází v něm k podélnému obtékání vnitřní stěny trubek spalinami. Z vnější strany jsou trubky chlazené napájecí vodou.

### • Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání EKA

Tabulka 23 – Parametry výměníku EKO

	Označení	Hodnota	
Vnější průměr trubky	D	76	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	69,6	[mm]
Tloušťka stěny trubky	Str	3,2	[mm]
RYCHLOST SPALIN	Ws	10	[m/s]
RYCHLOST VODY	Wvody	0,5	[m/s]

- Vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO

- Střední teplota spalin v EKO

$$t_{SEKO} = \frac{t'_{SEKO} - t_{SK}}{2} = \frac{813,35 - 140}{2} = 436,84 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [289]$$

- Střední objem vlhkých spalin

$$O_S = O_{SVmin} + (\alpha_{EKO} - 1) \cdot O_{VVmin} = 3,742 + (1,285 - 1) \cdot 2,815 = 4,54 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad [290]$$

- Skutečný průtok spalin v EKO

$$V_{SEKO} = O_S \cdot \frac{t_{SEKO} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv} \quad [291]$$

$$V_{SEKO} = 4,33 \cdot \frac{436,84 + 273,15}{273,15} \cdot 1,06 = 12,43 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

- Rychlost spalin v ekonomizéru

$$w_{spalin} = \frac{4 \cdot V_{SEKO}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 12,43}{\pi \cdot 0,0696^2 \cdot 330} = 9,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [292]$$

Při přepočtu ekonomizéru klesla rychlost spalin z 10 m/s na 9,9 m/s.

### 5.5.4.1.1 Výpočet přestupu tepla EKO

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v druhé části EKA II.

Tabulka 24 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO (3)

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_s$	0,062	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_s$	0,00006129	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_s$	0,5422	[-]

- Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné obtékání trubek spalinami

$$\alpha_S = 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d} \cdot \left( \frac{w_{SEK02} \cdot d}{v_S} \right)^{0,8} \cdot Pr_S^{0,4} \cdot C_t \cdot C_m \quad [293]$$

$$\begin{aligned} \alpha_S &= 0,023 \cdot \frac{0,062}{0,0696} \left( \frac{9,61 \cdot 0,0696}{0,00006129} \right)^{0,8} \cdot 0,5422^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= \mathbf{27,93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} \end{aligned}$$

Kde opravný součinitel na teplotu  $C_t = 1$ , protože se jedná o ochlazování spalin; opravný součinitel na poměrnou délku  $C_l = 1$ , a opravný součinitel  $C_m = 1$ , protože se jedná o dvoustranný ohřev.

- **Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin**
- **Hmotnost spalin**

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{KS} \cdot O_{VV \text{ min}} \quad [294]$$

$$G_S = 1 - 0,02 + 1,306 \cdot 1,3 \cdot 2,815 = \mathbf{5,76 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

- **Koncentrace popílku ve spalinách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} = \frac{0,02 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 5,76} = \mathbf{0,0023 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad [295]$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  jsem volil dle (5)  $20 \mu\text{m}$ .

$$\begin{aligned} k_p &= \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{S \text{ stře}EK0} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(436,84 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = \\ &= \mathbf{97,2 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}} \end{aligned} \quad [296]$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{KS} \cdot O_{VV \text{ min}}}{O_{SV \text{ min}} + (\alpha_{KS} - 1) \cdot O_{VV \text{ min}}} \quad [297]$$

$$r_{H_2O} = \frac{1,465 + (1,22 - 1) \cdot 1,3 \cdot 2,815}{3,742 + (1,3 - 1) \cdot 2,815} = \mathbf{0,363}$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \text{ min}} + (\alpha_{KS} - 1) \cdot O_{VV \text{ min}}} = \frac{0,457 + 0,00013}{3,742 + (1,3 - 1) \cdot 2,715} = \mathbf{0,1016} \quad [298]$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,363 + 0,1016 = \mathbf{0,4646} \quad [299]$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,4646 \cdot 0,1 = \mathbf{0,04646 \text{ MPa}} \quad [300]$$

- **Střední efektivní tloušťka sálové vrstvy**

$$s = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 0,0696 = 0,0626 \text{ m} \quad [301]$$

- **Součinitel zeslabení sálení tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřEKO} + 273,15}{1\,000} \right) \quad [302]$$

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,363}{3,16 \cdot \sqrt{0,04646 \cdot 0,0626}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{436,84 + 273,15}{1\,000} \right) = \\ = 185,24 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad [303]$$

$$k \cdot p \cdot s = (185,24 \cdot 0,4646 + 97,2 \cdot 0,0023) \cdot 0,1 \cdot 0,0626 = 0,54$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,54} = 0,42 \quad [304]$$

- **Součinitel zanesení EKA**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami se za provozu vytváří nános, který má špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebrat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,75 \cdot 1 \cdot 0,002 + 0,0015 = 0,0032 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad [305]$$

Základní hodnota součinitele zanesení EKA je určena dle (3) – obr. 7-19, str. 122

$$\varepsilon_0 = 0,002 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad [306]$$

Korekční součinitel  $C_D$  je opravný součinitel na průměr trubky – určen dle (3) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 0,85 \quad [307]$$

Korekční součinitel  $C_f$  je opravný součinitel na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Tato hodnota však není pro konkrétní aplikaci zjištěna. Koeficient tedy volím dle (3).

$$C_f = 1 \quad [308]$$

Přirážka  $\Delta\varepsilon$  je určena dle (3) – tab. 7-2, str. 123

$$\Delta\varepsilon = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \quad [309]$$

- **Teplota povrchu nánosů na EKO na straně spalin**

$$t_{zEKO} = t_{pEKO} + \varepsilon \cdot \frac{Q_{EKO}}{S_{EKO}} = 140 + 0,0032 \cdot \frac{5\,125,83}{556,8} = 140,03 \text{ }^\circ\text{C} \quad [310]$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  jsem volil dle (5) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}}{2} \cdot a_S \cdot (t_{S_{střEKO}} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{ZEKO} + 273,15}{t_{S_{střEKO}} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_{ZEKO} + 273,15}{t_{S_{střEKO}} + 273,15}} \quad [311]$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 0,42 \cdot (436,84 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{140,03 + 273,15}{436,84 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{140,03 + 273,15}{436,84 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 8,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 5.5.4.2 Výstupní teplota spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

$$\alpha_S = (\omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal}) = (1 \cdot 27,93 + 8,15) = 36,07 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad [312]$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S} = \frac{36,07}{1 + 0,0032 \cdot 36,07} = 32,34 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad [313]$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{Q_{EKO2}^k}{S_{EKO2} \cdot k} \quad [314]$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{5\,125,83 \cdot 10^3}{556,83 \cdot 32,35} = 287,95 \text{ K}$$

- **Výstupní teplota spalin**

Výstupní teplota je dopočítána pomocí nástroje „Hledat řešení“ pomocí následujícího vztahu a známých teplot.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SEKO} - t'_{vodyEKO}) - (t_{EKO} - t_{vodyN})}{\ln \left( \frac{t'_{SEKO} - t'_{vodyEKO}}{t_{EKO} - t_{vodyN}} \right)} \quad [315]$$

$$t'_{SEKO} = 813,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t'_{vodyEKO} = 105,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{vodyN} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{ln} = 287,95 \text{ K}$$

Výstupní teplota spalin z ekonomizéru je  $t_{EKO} = 139,86 \text{ °C}$ . Při snížení teploty nechlazeného plamene oproti původnímu výpočtu kotle dojde i ke snížení tepla předaného do membránové stěny. Kvůli zachování celkového výkonu kotle je nutné zvýšit výkon ekonomizéru. Při stejné teplosměnné ploše musí dojít k vychlazení spalin na nižší teplotu.

### 5.5.5 Porovnání klíčových parametrů původního kotle a přepočtu po aplikaci technologie na dochlazování spalin a zvlhčování spalovacího vzduchu

Značení	Popis	Původní výpočet kotle	Přepočet kotle	Jednotka
$O_{VVmin}$	Minimální objem spalovacího vzduchu	2,339	2,815	$Nm^3/kg_{pal}$
$O_{SVmin}$	Minimální objem vlhkých spalin	3,266	3,742	$Nm^3/kg_{pal}$
$Q_{ired}$	Redukovaná výhřevnost paliva	7 876,81	8 051,39	kJ/kg
$z_k$	Komínová ztráta	0,08513	0,03783	-
$\sum z$	Ztráty celkem	0,11026	0,06273	-
$\eta$	Účinnost	0,88974	0,93727	-
$\dot{m}_{pal}$	Spotřeba paliva	1,1414	1,0601	kg/s
$t_{np}$	Teplota nechlazeného plamene	1 256,61	1 119,72	°C
$t_{ok}$	Teplota na výstupu z ohniště	820,51	749,60	°C
$t_{SVout}$	Teplota na výstupu z kotle	140	139,86	°C
$Q_{EKO}$	Teplo předané v ekonomizéru	5 000,59	5 125,83	kW
$Q_{MS}$	Teplo předané v membránové stěně	2 999,41	2 875,54	kW

Tabulka 25 – Porovnání klíčových parametrů

## 6 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout horkovodní kotel na spalování biomasy ve formě dřevní štěpky o výkonu 8 MW, který zásobuje horkou vodou otopnou soustavu. Dále bylo cílem aplikovat na tento kotel technologii na kondenzační dochlazování spalin a navrhnout využití získaného tepla.

Druhá kapitola obsahuje rešerši zaměřenou na kondenzační dochlazování spalin. Obsahuje popis současně využívané technologie a objasňuje základní fyzikální princip.

Třetí kapitola obsahuje výpočtovou část skládající se z návrhu modelového kotle na spalování biomasy, aplikace kondenzační technologie na dochlazování spalin a následného přepočtu původního kotle při nových podmínkách. Prvotní návrh obsahuje výpočet stechiometrie při spalování zadaného paliva, definici základních parametrů kotle, tepelný výpočet ohně a rozvržení jednotlivých teplosměnných ploch. Navržený kotel je horkovodní roštový, přičemž k ohřevu vody dochází nejdříve v žárotrubném ekonomizéru a následně v membránové stěně ohniště.

Čtvrtá kapitola obsahuje aplikaci kondenzační technologie provedené ve dvou variantách. První varianta zkoumala možnost předeřevu vratné vody z otopné soustavy a vzhledem k vysoké teplotě vratné vody se ukázala jako nevhodná. Vratná voda má vyšší teplotu, než je rosný bod ve spalinách a nedocházelo by v ní ke kondenzaci vodní páry. Druhá varianta uvažovala s možností zvlhčování a předeřevu spalovacího vzduchu. Byl namodelován okruh dochlazač spalin – zvlhčovač spalovacího vzduchu, který byl pomocí bilance nastaven tak, aby odebíral teplo ze spalin a zvlhčováním spalovacího vzduchu tento vzduch ohříval. V rámci přepočtu kotle jsem dále provedl kontrolu tepla přijatého ve spalovacím vzduchu a odchylka hodnot činí 1,03 %.

Přepočet kotle byl proveden pro nově získané stavové hodnoty spalovacího vzduchu v páté kapitole. Byly provedeny stechiometrické výpočty, tepelný výpočet kotle a rozvržení jednotlivých teplosměnných ploch. Při spalování dochází k navýšení objemu spalin a s rostoucí vlhkostí přijatou ze spalovacího vzduchu roste i jejich entalpie. Účinnost kotle se z původních 88,98 % zvýšila na 93,73 %. Spotřeba paliva klesla o 0,08 kg/s. Teplota nechlazeného plamene se snížila z původních 1 256,61 °C na 1 119,72 °C. Při zachování geometrie ohniště a zvýšení teplotního spádu došlo ke zvýšení množství tepla předaného do stěn v prostoru ohniště. Nutnost zachovat celkový výkon 8 MW vedla ke zvýšení potřebného výkonu ekonomizéru z původních 5,0 MW na 5,125 MW. Snížením potřebného výkonu ekonomizéru při zachování jeho geometrie došlo k zvýšení rychlosti spalin z 10 m/s na 9,9 m/s a ke snížení koncové teploty spalin na výstupu z ekonomizéru ze 140 °C na 139,86 °C. Aplikace kondenzačního dochlazování spalin měla za následek zvýšení účinnosti kotle a snížení spotřeby paliva. Při zachování geometrie a velikosti teplosměnných ploch došlo k nepatrnému posunu v teplotních spádech na jednotlivých teplosměnných plochách a konečná teplota na výstupu z původního kotle mírně klesla. Z těchto důvodů hodnotím aplikaci kondenzačního dochlazování jako přínosnou a původní kotel tomuto účelu vyhověl.



## 7 Seznam použitých zdrojů

1. **Zbořil, Martin.** Návrh úprav biomasového kotle pro velmi vlhká paliva. *vutbr.cz*. [Online] Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. [Citace: 11. červen 2020.] Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=84666](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=84666).
2. **Celjak, Ivo.** Biomasa je nezbytná součást lidského života. *Biom.cz*. [Online] 2008. [Citace: 11. červen 2020.] Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasa-je-nezbytna-soucast-lidskeho-zivota>. ISSN 1801-2655.
3. **DLOUHÝ, Tomáš.** *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2011. ISBN 978-80-01-03757-7.
4. **Koloničný, Jan.** Emise při spalování biomasy. *Biom.cz*. [Online] 7. 6 2010. [Citace: 6. 17 2020.] Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/emise-pri-spalovani-biomasy-2>. ISSN: 1801-2655.
5. **Johansson, L. S., a další.** *Particle emissions from biomass combustion in small combustors*. [Online] únor 2003. [Citace: 16. červen 2020.] Swedish National Testing and Research Institute, Department of Energy Technology. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0961953403000369>.
6. **Johansson, Wilhelm.** Modeling of Wet Scrubber with Heat Recovery in Biomass Combustion Plants. [Online] Linnaeus, 2020. [Citace: 16. červen 2020.] Master thesis. Department of Built Environmental and Energy Technology. Linnaeus University. Vedoucí práce Leteng Lin. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1435662/FULLTEXT01.pdf>.
7. **Musatti, Daniel C.** EPA air pollution cost manual, Sixt Edition. [Online] 1 2002. [Citace: 6. 16 2020.] United States Environmental Protection Agency, Office of Air Quality Planning and Standards, Research Triangle Park. Dostupné z: [https://cfpub.epa.gov/si/si\\_public\\_record\\_report.cfm?dirEntryID=338054&Lab=OAQPS.EPA/452/B-02-001](https://cfpub.epa.gov/si/si_public_record_report.cfm?dirEntryID=338054&Lab=OAQPS.EPA/452/B-02-001).
8. **Cortina, Marc.** *Flue gas condensers for biomass boilers*. [Online] 2006. [Citace: 16. červen 2020.] Master thesis. Luleå University of Technology. Department of Applied Physics and Mechanical Engineering. Division of Energy Engineering. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1020328/FULLTEXT01.pdf>. ISSN 1402 - 1617.
9. **Veidenbergs, Ivars, a další.** Heat and Mass Transfer Processes in Scrubber of Flue Gas Heat Recovery Device. *Scientific Journal of Riga Technical University*. [Online] Riga 2010. [Citace: 16. červen 2020.] Institute of Energy Systems and Environment, Riga Technical University. Dostupné z: <https://ortus.rtu.lv/science/lv/publications/8576/fulltext.pdf>.
10. **Uotila, Juuso.** *Heat recovery and environmental impacts of flue gas condensing*. [Online] Espoo, 2015. [Citace: 15. červen 2020.] Master's thesis. School of Chemical Technology. Degree Programme of Bioproduct Technology. Supervisor Professor

- Herbert Sixta. Dostupné z: [https://aalto.doc.aalto.fi/bitstream/handle/123456789/19124/master\\_Uotila\\_Juuso\\_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://aalto.doc.aalto.fi/bitstream/handle/123456789/19124/master_Uotila_Juuso_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y).
11. **Kilkovsky, Bohuslav, a další.** *Heat exchangers for energy recovery in waste and biomass to energy.* [Online] Brno, 2013. [Citace: 14. červen 2020.] Brno University of Technology, Institute of Process and Environmental Engineering. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/260009177\\_Heat\\_exchangers\\_for\\_energy\\_recovery\\_in\\_waste\\_and\\_biomass\\_to\\_energy\\_technologies\\_-\\_I\\_Energy\\_recovery\\_from\\_flue\\_gas](https://www.researchgate.net/publication/260009177_Heat_exchangers_for_energy_recovery_in_waste_and_biomass_to_energy_technologies_-_I_Energy_recovery_from_flue_gas).
12. **Schwarzer, Jan.** *Teorie vlhkého vzduchu (I), Úvod a vyjádření vlhkosti vzduchu.* [Online] 2006. [Citace: 18. červen 2020.] Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i>.
13. **Riber, Christian, Hindsgaul, Claus a Hulgaard, Tore.** Development of combustion air humidification at WtE facilities. *The Danish Environmental Protection Agency.* [Online] Copenhagen 2016. [Citace: 11. červen 2020.] Dostupné z: <https://www2.mst.dk/Udgiv/publications/2016/04/978-87-93435-57-5.pdf>. 978-87-93435-57-5.
14. **Neuenschwander, P., Good, J. a Nussbaumer, Th.** Combustion efficiency in biomass furnaces with flue gas condensation. [Online] Würzburg 1998. [Citace: 17. červen 2020.] Biomass for Energy and Industry, 10th European Conference and Technology Exhibition, 1Swiss Federal Institute of Technology, ETH Zurich, 2Verenum Research, Langmauerstr. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/383115602/Bio-mass-combustion-pdf>.
15. **HOLMGREN, Magnus.** IAPWS IF97 Excel Steam Tables v2.6 [Software]. [Online] 2016. [Citace: 06. 02 2015.] <http://xsteam.sourceforge.net/>.
16. **BUDAJ, Florian.** *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet.* 4., přeprac. vyd. Brno : VUT, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
17. **Nejezchleb, Radek.** Fyzikální vlastnosti a spalovací charakteristiky paliv. *vutbr.cz.* [Online] 2009. [Citace: 12. 12 2020.] Vedoucí bakalářské práce Ing. Vít Kermes, Ph.D. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=14537](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=14537).
18. **Yupeng, Feng, a další.** *Cold condensing scrubbing method for fine particle reduction from.* [Online] Shandong, 2019. [Citace: 15. červen 2020.] National Engineering Laboratory of Coal-fired Pollutants Emission Reduction, School of Energy and Power Engineering, Shandong University. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544219300672>.
19. **Rahimi, Amir, Niksiar, Arezou a Mobasheri, Majid.** *Considering roles of heat and mass transfer for increasing the ability of pressure.* [Online] Isfahan, 2010. [Citace: 16. červen 2020.] Department of Chemical Engineering, College of Engineering, University

of Isfahan. Dostupné z:  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0255270110003120>.

## 8 Seznam použitých symbolů a zkratk

SYMBOL	JEDNOTKA	NÁZEV - POPIS
a	m	hloubkový rozměr spalínového tahu
A	-	popelovina
A <sup>d</sup>	-	obsah popela v bezvodném stavu
A <sup>r</sup>	-	obsah popela v původním stavu
b	m	šířkový rozměr spalínového tahu
C <sub>D</sub>	-	opravný koeficient na průměr trubek
C <sup>daf</sup>	-	uhlík v hořlavíně
C <sub>f</sub>	-	opravný koeficient na jemnost popílkových částic
C <sup>r</sup>	-	obsah uhlíku v původním stavu
C <sub>s</sub>	-	korekční součinitel na uspořádání svazku
C <sub>z</sub>	-	korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu
g	m·s <sup>-2</sup>	gravitační zrychlení
h <sub>Ar</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie argonu
h <sub>CO</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie oxidu uhelnatého
h <sub>CO2</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie oxidu uhličitého
H <sup>daf</sup>	-	vodík v hořlavíně
h <sub>H2O</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie vodní páry
h <sub>N2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie dusíku
h <sub>O2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie kyslíku
H <sup>r</sup>	-	obsah vodíku v původním palivu
h <sub>SO2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie oxidu siřičitého
i	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie vody nebo páry
Is	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie spalín
k	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	součinitel prostupu tepla
M <sub>p</sub>	kg·s <sup>-1</sup>	jmenovitý parní výkon kotle
M <sub>pal</sub>	Nm <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup>	množství přivedeného paliva
N <sup>daf</sup>	-	dusík v hořlavíně
N <sup>r</sup>	-	obsah dusíku v původním stavu
n <sub>tr</sub>	-	počet trubek
O <sub>Ar</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl argonu v palivu
O <sub>CO</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl oxidu uhelnatého v palivu
O <sub>CO2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl oxidu uhličitého v palivu

$O_{CO_2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem oxidu uhličitého
$O_{daf}$	-	kyslík v hořlavině
$O_{N_2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem dusíku
$O_{O_2min}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{O_2ref}$	%	obsah kyslíku pro referenční stav spalin
$O^r$	-	obsah kyslíku v původním stavu
$O_{S_{H_2O}}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$O_{SO_2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objemový podíl oxidu siřičitého v palivu
$O_{SO_2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem oxidu siřičitého
$O_{SSmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem suchých spalin
$O_{SV}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha > 1$
$O_{SVmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vlhkých spalin
$O_{ts,ps_{SV}}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	skutečný objem spalin
$O_{V_{H_2O}}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
$O_{VSmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{VVmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$p$	Mpa	celkový tlak
$Q_{i \text{ red}}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	redukováná výhřevnost paliva
$Q_i^r$	$kJ \cdot kg^{-1}$	výhřevnost paliva v původním stavu
$Q_s^r$	$kJ \cdot kg^{-1}$	spalné teplo paliva
$Q$	W	teplo předané spalinami
$Q_V$	W	výrobní teplo páry
$R_{30}$	-	jemnost popílkových částic
$Re$	-	Reynoldsovo číslo
$s_1$	mm	příčná rozteč trubek
$s_2$	mm	podélná rozteč trubek
$S^d$	-	obsah síry v sušině
$S_{daf}$	-	síra v hořlavině
$S$	$m^2$	velikost výhřevné plochy
$S^r$	-	obsah síry v původním stavu
$t$	mm	tloušťka stěny trubky
$t_s$	$^{\circ}C$	teplota spalin
$t_w$	$^{\circ}C$	teplota vod na vstupu do EKO
$V_s$	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	objemový průtok spalin
$W$	-	voda
$W^r$	-	obsah vody v původním vzorku paliva
$w_s$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění spalin
$w_w$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění vody
$Z_1$	-	počet trubek v podélném směru
$Z_2$	-	počet trubek v příčném směru

$Z_c$	-	ztráta mechanickým nedopalem
$Z_{co}$	-	ztráta chemickým nedopalem
$Z_{cp}$	-	Ztráta mechanickým nedopalem v popílku
$Z_{cr}$	-	ztráta mechanickým nedopalem v roštovém propadu
$Z_{cs}$	-	ztráta mechanickým nedopalem ve škváře
$Z_{cú}$	-	ztráta mechanickým nedopalem v úletu
$Z_f$	-	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
$Z_k$	-	ztráta citelným teplem spalin (komínová)
$Z_{SV}$	-	ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
$\alpha$	-	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách
$\alpha_K$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla konvekcí
$\Delta h$	m	vzdálenost maximální a minimální výšky
$\Delta p$	Pa	celková tlaková ztráta
$\Delta t$	$^{\circ}C$	střední logaritmický teplotní spád
$\varepsilon$	-	součinitel zanesení svazku trubek
$\eta_K$	-	celková účinnost kotle
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti oceli
$\lambda$	-	součinitel tření
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost spalin středního složení
$v_{skut}$	$m^2 \cdot s^{-1}$	skutečná kinematická viskozita spalin středního složení
$v$	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita spalin středního složení
$v_w$	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita vody
$\rho_{SV}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota spalin pro přebytek vzduchu $\alpha$
$\rho_{SVmin}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota stechiometrických spalin
$\rho_{VV}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota vzduchu
$\sigma_1$	-	poměrná příčná rozteč trubek
$\sigma_2$	-	poměrná podélná rozteč trubek
$\sigma_2'$	-	poměrná úhlopříčná rozteč
$\phi$	%	relativní vlhkost vzduchu
$\phi_{\sigma}$	-	součinitel pro určení korekčního součinitele na uspořádání svazku
$X_v$	-	podíl vodní páry připadající na 1 $Nm^3$ suchého vzduchu
$\omega$	-	součinitel omývání plochy

## 9 Seznam obrázků, tabulek a příloh

### Seznam obrázků

	Obrázek 1 Schéma rozprašovací věže (7).....	12
	Obrázek 2 Schéma cyklonové rozprašovací věže (7).....	13
	Obrázek 3 Schéma Venturiho pračky (7).....	15
9.1	Obrázek 4 Schéma zapojení Varianty 1 .....	16
	Obrázek 5 Schéma zapojení Varianty 2 .....	17
	Obrázek 6 Předběžné schéma navrhovaného kotle .....	26
	Obrázek 7 I-t diagram spalin a spalovacího vzduchu.....	31
	Obrázek 8 Schéma ohniště .....	38
	Obrázek 9 Schéma vodního traktu kotle.....	43
	Obrázek 10 Q-t diagram kotle .....	47
	Obrázek 11 Schéma varianty 2 .....	57
	Obrázek 12 I-t diagram spalin a spalovacího vzduchu.....	69
	Obrázek 13 Schéma vodního traktu kotle.....	79
	Obrázek 14 Q-t diagram kotle .....	82

### 9.2 Seznam tabulek

	Tabulka 1 - Prvkový rozbor paliva .....	27
	Tabulka 2 - Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (3).....	30
	Tabulka 3 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva.....	32
	Tabulka 4 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm .....	32
	Tabulka 5 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti .....	33
	Tabulka 6 - Teplota a entalpie spalin a vzduchu.....	34
	Tabulka 7 - Parametry a stavy vody .....	35
	Tabulka 8 – Předběžná tepelná bilance teplosměnných ploch na straně vody .....	44
	Tabulka 9 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli.....	44
	Tabulka 10 – Parametry výměníku EKO.....	47
	Tabulka 11 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO (3) .....	48
	Tabulka 12 Vstupní parametry spalin v dochlazovači .....	52
	Tabulka 13 Objemové koncentrace spalin.....	59
	Tabulka 14 - Prvkový rozbor paliva .....	65
	Tabulka 15 - Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (3).....	68
	Tabulka 16 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva.....	70
	Tabulka 17 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm .....	70
	Tabulka 18 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti .....	71
	Tabulka 19 - Teplota a entalpie spalin a vzduchu.....	72
	Tabulka 20 - Parametry a stavy vody .....	73
	Tabulka 21 – Předběžná tepelná bilance teplosměnných ploch na straně vody .....	79

Tabulka 22 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli.....	80
Tabulka 23 – Parametry výměníku EKO.....	83
Tabulka 24 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKU (3) .....	83
Tabulka 25 – Porovnání klíčových parametrů.....	87

## Seznam příloh

Bez příloh.

9.3