



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ DŘEVNÍ ŠTĚPKY A TŘÍDĚNÉHO ODPADU 50T/H

RDF GRATE BIOMASS BOILER

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Veronika Malíková**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Martin Lisý, Ph.D.**

**BRNO 2020**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	<b>Bc. Veronika Malíková</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Martin Lisý, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2019/20

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

### **Roštový kotel na spalování dřevní štěpky a tříděného odpadu 50t/h**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování RDF a dřevní štěpky v hmotnostním poměru 30/70%. Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle: výkon kotle 50 t/h, tlak přehřáté páry 4,1 MPa, teplota přehřáté páry 420 °C. Teplota napájecí vody bude výstupem práce. Složení paliva bude upřesněno v rámci realizace práce.

#### **Cíle diplomové práce:**

Zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle.

Zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení.

Stanovit optimální teplotu napájecí vody.

Určit tlakové ztráty na straně spalin i média.

#### **Seznam doporučené literatury:**

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. Učební texty vysokých škol.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

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

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem roštového kotle na spalování směsi RDF a dřevní štěpky o zadaném výkonu a parametrech přehřáté páry. Úvod práce je tvořen stechiometrickými výpočty a určením tepelné účinnosti kotle. Práce se věnuje určení rozměrů kotle, tepelnými výpočty jednotlivých teplosměnných ploch, určením tlakových ztrát, kontrolou tepelné bilance a chlorové koroze.

## **Klíčová slova**

Roštový kotel, parní kotel, spalování RDF, spalování dřevní štěpky, tepelný výpočet, chlorová koroze

## **ABSTRACT**

The diploma thesis deals with the design of a grate boiler for the combustion of a mixture of RDF and wood chips with the specified output and parameters of superheated steam. The introduction consists of stoichiometric calculations and determination of the thermal efficiency of the boiler. The thesis is devoted to determining the dimensions of the boiler, heat transfer calculations, determining pressure losses, checking the heat balance and chlorine corrosion.

## **Key words**

Grate boiler, steam boiler, RDF combustion, wood chips combustion, heat transfer calculations, chlorine corrosion

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

MALÍKOVÁ, Veronika. *Roštový kotel na spalování dřevní štěpky a tříděného odpadu 50t/h* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124531>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Roštový kotel na spalování dřevní štěpky a tříděného odpadu 50 t/h vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

Veronika Malíková

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Martinovi Lisému, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.



## OBSAH

1.	ÚVOD.....	13
1.1	Nakládání s odpadem v České republice .....	14
1.2	RDF.....	15
1.3	Dřevní štěpka .....	16
2.	Stechiometrické výpočty .....	17
2.1	Minimální množství vzduchu .....	17
2.2	Minimální množství suchých a vlhkých spalin.....	18
2.3	Skutečné množství vzduchu a spalin .....	19
2.4	Výpočet entalpie vzduchu a spalin .....	20
3.	Tepelná bilance kotle.....	22
3.1	Teplo přivedené do kotle .....	22
3.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	22
3.2.1	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem) .....	22
3.2.2	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků .....	23
3.2.3	Ztráta chemickým nedopalem .....	24
3.2.4	Ztráta sdílením tepla do okolí .....	24
3.2.5	Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta).....	24
3.2.6	Tepelná účinnost kotle.....	24
3.3	Výrobní teplo páry a množství paliva.....	25
4.	Výpočet spalovací komory .....	26
4.1	Návrh rozměrů ohniště.....	26
4.2	Výpočet adiabatické teploty plamene .....	29
4.3	Tepelný výpočet ohniště .....	29
4.3.1	Součinitel M .....	29
4.3.2	Boltzmannovo číslo Bo .....	30
4.3.3	Stupeň černosti ohniště $a_0$ .....	32
4.3.4	Tepelný výkon ohniště .....	34
5.	Předběžný návrh konvekčních ploch.....	35
5.1	Přehřívák P3.....	35
5.2	Přehřívák P2.....	35
5.3	Přehřívák P1 .....	37
5.4	Závěsné trubky.....	37
5.5	Výparník .....	38
5.6	Ekonomizér.....	38

5.7	Celkový tepelný výkon.....	39
6.	Návrh II. tahu .....	40
6.1	Návrh rozměrů II. tahu .....	40
6.2	Tepelný výpočet .....	41
7.	Návrh III. tahu.....	44
7.1	Délka III. tahu.....	44
7.2	Rozměry závěsných trubek .....	45
7.3	Obratová komora.....	46
7.3.1	Membránová stěna .....	46
7.3.2	Příčné závěsné trubky .....	49
7.3.3	Podélné závěsné trubky.....	52
7.3.4	Výstupní teplota spalin.....	54
7.4	Úsek s výparníkem .....	55
7.4.1	Tepelný výpočet výparníku.....	56
7.4.2	Membránová stěna .....	58
7.4.3	Závěsné trubky .....	59
7.4.4	Výstupní teplota spalin.....	61
7.5	Úsek s přehřívákem P2.....	62
7.5.1	Tepelný výpočet přehříváku P2 .....	63
7.5.2	Membránová stěna .....	66
7.5.3	Závěsné trubky .....	67
7.5.4	Výstupní teplota spalin.....	69
7.6	Úsek s přehřívákem P3 .....	69
7.6.1	Tepelný výpočet přehříváku P3 .....	71
7.6.2	Membránová stěna .....	73
7.6.3	Závěsné trubky .....	74
7.6.4	Výstupní teplota spalin.....	76
7.7	Úsek s přehřívákem P1 .....	77
7.7.1	Tepelný výpočet přehříváku P1 .....	78
7.7.2	Membránová stěna .....	80
7.7.3	Závěsné trubky .....	82
7.7.4	Výstupní teplota spalin.....	83
8.	Návrh IV. tahu.....	85
8.1	Návrh rozměrů tahu.....	85

8.2	Ekonomizér E2 .....	86
8.2.1	Tepelný výpočet ekonomizéru E2 .....	87
8.3	Ekonomizér E1 .....	89
8.3.1	Tepelný výpočet ekonomizéru E1 .....	90
9.	Ohřívák vody za filtrem spalín .....	93
9.1	Návrh rozměrů .....	93
9.2	Tepelný výpočet.....	95
10.	Ohřívák vzduchu .....	99
10.1	Návrh rozměrů.....	99
10.2	Tepelný výpočet .....	101
11.	Tepelná bilance kotle.....	105
11.1	Kontrola tepelné bilance.....	105
11.2	Pilový diagram .....	106
12.	Kontrola chlorové koroze .....	107
13.	Návrh rozměrů bubnu.....	108
14.	Hydraulický výpočet kotle.....	109
14.1	Tlakové ztráty přehříváku P2 – vzorový výpočet .....	109
14.2	Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P3 .....	110
14.3	Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P1 .....	111
14.4	Vypočtené tlakové ztráty ekonomizéru E2 .....	111
14.5	Vypočtené tlakové ztráty ekonomizéru E1 .....	112
14.6	Vypočtené tlakové ztráty ekonomizéru EF .....	113
14.7	Celková hydraulická ztráta kotle.....	113
15.	Aerodynamický výpočet kotle.....	114
15.1	Výpočet tlakových ztrát ve II. tahu .....	114
15.1.1	Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi I. a II. tahem .....	114
15.1.2	Tlaková ztráta třením ve II. tahu .....	115
15.1.3	Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi II. a III. tahem .....	115
15.1.4	Vztlak II. tahu .....	116
15.1.5	Celková ztráta II. tahu .....	116
15.2	Výpočet tlakových ztrát ve III. tahu.....	116
15.2.1	Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi II. a III. tahem .....	116
15.2.2	Tlaková ztráta při průtoku spalín svazkem trubek výparníku .....	116
15.2.3	Tlaková ztráta při průtoku spalín svazkem trubek přehříváku P2 .....	117

---

15.2.4	Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek přehříváku P3 .....	117
15.2.5	Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek přehříváku P1 .....	117
15.2.6	Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi III. a IV. tahem .....	117
15.2.7	Vztlak III. tahu .....	117
15.2.8	Celková ztráta III. tahu.....	118
15.3	Výpočet tlakových ztrát ve IV. tahu .....	118
15.3.1	Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi III. a IV. tahem .....	118
15.3.2	Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek ekonomizéru E2.....	118
15.3.3	Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek ekonomizéru E1 .....	118
15.3.4	Vztlak IV. tahu .....	118
15.3.5	Celková ztráta IV. tahu .....	119
15.4	Tlaková ztráta výměníku za filtrem spalin .....	119
15.4.1	Tlaková ztráta místním odporem .....	119
15.4.2	Tlaková ztráta svazku trubek .....	120
15.4.3	Vztlak .....	120
15.4.4	Celková ztráta výměníku za filtrem spalin .....	120
15.5	Celková aerodynamická ztráta kotle.....	120
16.	Závěr .....	121
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	122
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	124
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	131
	SEZNAM TABULEK.....	132
	SEZNAM PŘÍLOH.....	134

## 1. ÚVOD

Cílem diplomové práce je návrh roštového kotle s přirozenou cirkulací o parním výkonu 50 t/h a výstupních parametrech páry  $t_{pp} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{pp} = 4,1 \text{ MPa}$ . Kotel je určen ke spalování dřevní štěpky a tříděného odpadu RDF v poměru 70/30 %.

Zadané složení paliva je definováno v tabulce:

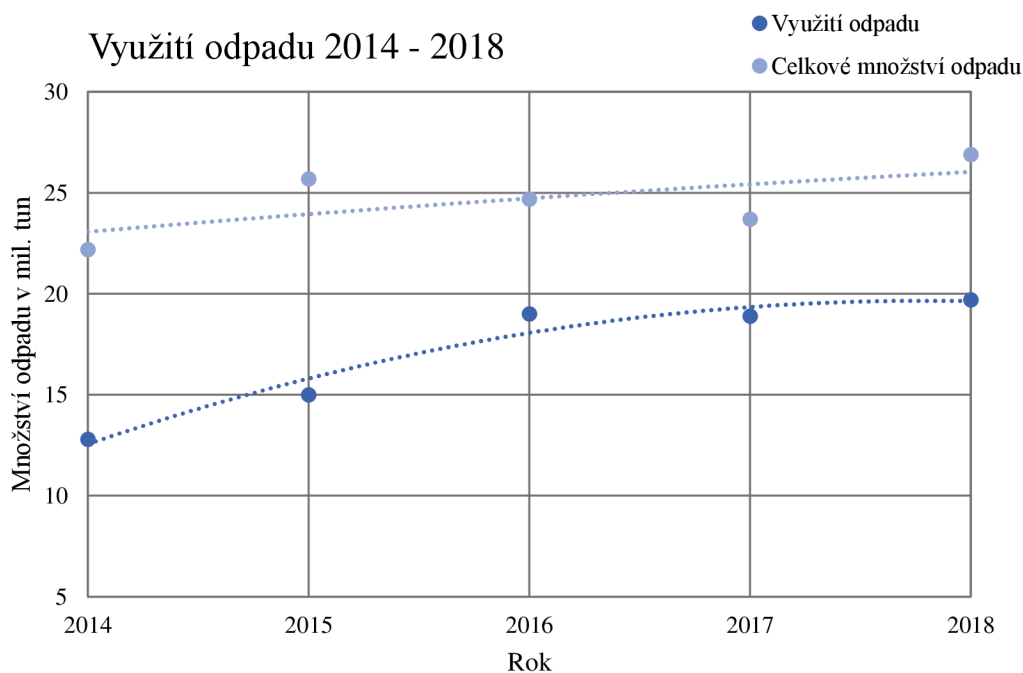
Složení RDF		Složení dřevní štěpky	
$Q_i^f$ [MJ/kg]	13,60	$Q_i^r$ [MJ/kg]	13,1
$C^{daf}$ [%]	65,06	$C^r$ [%]	36,92
$N^{daf}$ [%]	1,19	$N^r$ [%]	0,32
$S^{daf}$ [%]	0,35	$S^r$ [%]	0,02
$A^d$ [%]	12,31	$A^r$ [%]	1,00
$H^{daf}$ [%]	6,00	$H^r$ [%]	4,14
$O^{daf}$ [%]	27,40	$O^r$ [%]	27,60
$W^r$ [%]	35	$W^r$ [%]	30,00
$Cl^{daf}$ [%]	1,00	$Cl^r$ [%]	max. 0,02

Tabulka 1: Zadání složení paliv

## 1.1 Nakládání s odpadem v České republice

V České republice je v dnešní době populární skládkování odpadu, které je velmi ekonomické, ale vzhledem k ochraně přírody nepřijatelné. Při skládkování dochází např. ke kontaminování podzemních vod či k úniku methanu  $\text{CH}_4$  – skleníkového plynu – do atmosféry. V ČR měl přijít v platnost zákaz skládkování v roce 2024, ale vzhledem k tomu, že odpadová legislativa neprošla nezbytným legislativním procesem, se zákaz pravděpodobně přesune až na rok 2030. Jedním z možných řešení, jak se zbavit komunálního odpadu, je spalování [2].

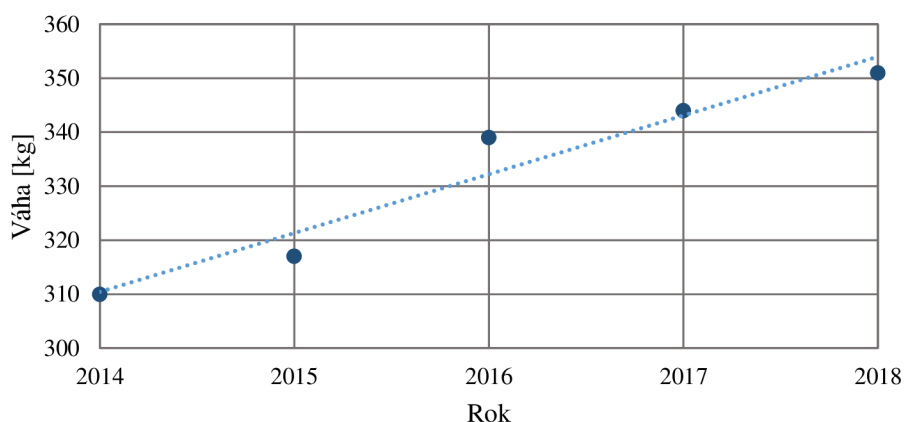
V ČR jsou právě čtyři fungující spalovny komunálního a průmyslového odpadu. Dle Českého statistického úřadu bylo vyprodukováno v roce 2018 24,2 milionu tun odpadu ekonomickými subjekty a 3,7 milionu tun komunálního odpadu na území obcí a měst. Ze zahraničí bylo dovezeno celkem 2,2 milionu tun odpadu a celkem bylo využito 19,7 milionu tun odpadu jako palivo k výrobě energie, zasypávání, recyklaci a kompostování. Odstraněno bylo přibližně 4,7 tun odpadu, z toho 4,6 milionu tun odpadu bylo skládkováno [3].



Obrázek 1: Využití odpadu v letech 2014 - 2018

Průměrně od roku 2014 do roku 2018 bylo využito 1,06 milionu tun odpadu jako palivo k výrobě energie. Roční průměr komunálního odpadu na osobu však rapidně roste. V roce 2014 jeden člověk vyprodukoval 310 kg odpadu. V roce tato produkce vzrostla na 351 kg [3, 4, 5, 6, 7].

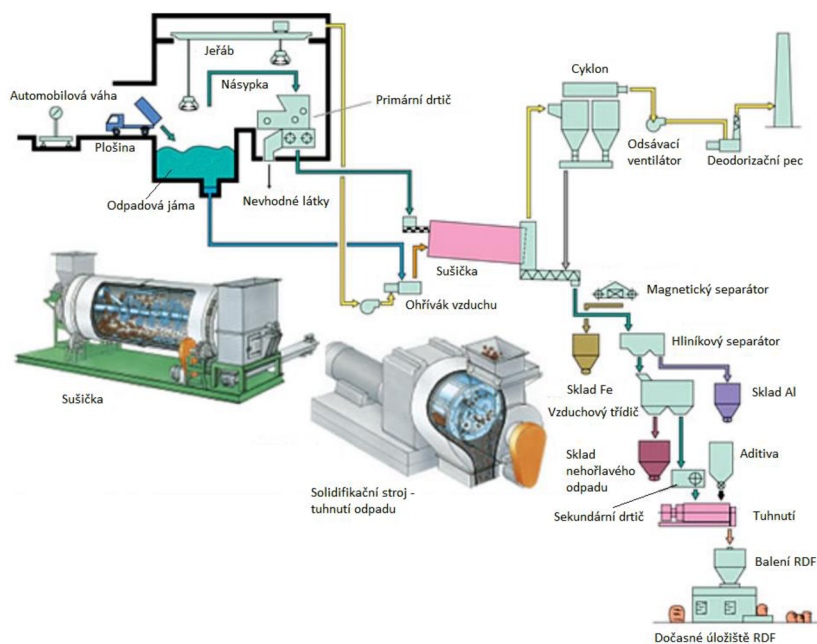
Průměrné množství vyprodukovaného odpadu na jednu osobu 2014 - 2018



Obrázek 2: Průměrné množství vyprodukovaného odpadu na jednu osobu v letech 2014 - 2018

## 1.2 RDF

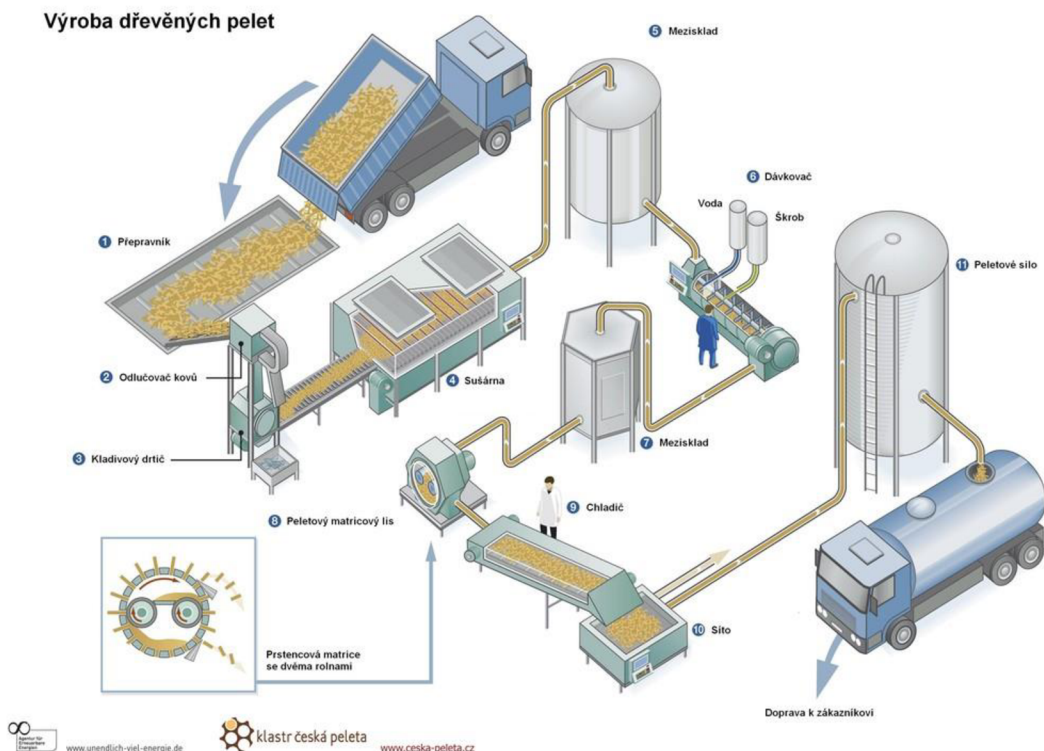
RDF neboli refuse derived fuel (v češtině lze označit jako TAP – tuhé alternativní palivo) je palivo vyrobené z přetříděného komunálního odpadu. Proces výroby tohoto paliva zahrnuje třídění odpadu, odstranění velkých nespalitelných kusů a kovových materiálů, sítování, drcení, promíchání, sušení a peletizace, balení a skladování. Podle obsahu složek se liší výhřevnost paliva. Zpravidla se pohybuje mezi 12 – 25 MJ/kg. Při spalování je potřeba dle zákona dodržet, aby částice ve spalovací komoře setrvala minimálně 2 s při teplotě 850 °C. Dále je nutné brát v potaz vysokoteplotní a nízkoteplotní korozi, která je způsobena vysokým množstvím chloru a síry v palivu. Vzhledem k vlastnostem RDF se velmi často volí kombinované spalování RDF se dřevní štěpkou [8, 10, 11].



Obrázek 3: Schéma výroby RDF; upraveno autorem [9]

### 1.3 Dřevní štěpka

Dřevní štěpka je palivo získané zejména zpracováním odpadů z lesní těžby a průmyslového zpracování dřeva. Vyrábí se v peletárnách. Výhřevnost se pohybuje mezi 8 – 15 MJ/kg. Podle kvality se dělí na štěpku zelenou, hnědou a bílou. Zelená štěpka má velmi vysokou vlhkost a obsahuje drobné větve, listí a jehličí. Hnědá štěpka obsahuje části kmenů a pilařských odřezků. Bílá štěpka je vyrobena z odkorněného dříví a odřezků z pilařské výroby. Tento druh se nepoužívá pro energetické využití, ale pro výrobu dřevotřískových desek [12].



Obrázek 4: Výroba dřevěných pelet [13]



## 2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Stechiometrické výpočty slouží k určení objemu vzduchu potřebnému ke spálení jednoho kilogramu paliva a množství spalin. Jelikož se jedná o směs paliva, je nutné nejdříve přepočítat složení jednotlivých paliv na původní stav, poté se spočte složení výsledné směsi.

K veškerým výpočtům v této práci byl použit [1], pokud není uvedeno jinak.

Přepočet složení paliva RDF na původní stav

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0,1231 \cdot (1 - 0,35) = 0,0800 = 8,00 \% \quad (2.1)$$

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,6506 \cdot (1 - 0,0800 - 0,35) = 0,3708 = 37,08 \% \quad (2.2)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0119 \cdot (1 - 0,0800 - 0,35) = 0,0068 = 0,68 \% \quad (2.3)$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,2740 \cdot (1 - 0,0800 - 0,35) = 0,1562 = 14,52 \% \quad (2.4)$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0035 \cdot (1 - 0,0800 - 0,35) = 0,0020 = 0,20 \% \quad (2.5)$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,06 \cdot (1 - 0,0800 - 0,35) = 0,0342 = 3,42 \% \quad (2.6)$$

$$Cl^r = Cl^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,01 \cdot (1 - 0,0800 - 0,35) = 0,0057 = 0,57 \% \quad (2.7)$$

Výpočet směsi paliva 30/70 %

$$Q_i^r = 0,3 \cdot Q_{i,RDF}^r + 0,7 \cdot Q_{i,ds}^r = 0,3 \cdot 13,60 + 0,7 \cdot 13,10 = 13,25 \text{ MJ/kg} \quad (2.8)$$

Tento vzorec byl použit pro přepočet všech složek paliva v původním stavu.

Složení RDF		Složení dřevní štěpky		Směs 30/70 %	
Q <sub>i</sub> <sup>r</sup> [MJ/kg]	13,60	Q <sub>i</sub> <sup>r</sup> [MJ/kg]	13,1	Q <sub>i</sub> <sup>r</sup> [MJ/kg]	13,25
C <sup>r</sup> [%]	37,08	C <sup>r</sup> [%]	36,92	C <sup>r</sup> [%]	36,97
N <sup>r</sup> [%]	0,68	N <sup>r</sup> [%]	0,32	N <sup>r</sup> [%]	0,43
S <sup>r</sup> [%]	0,20	S <sup>r</sup> [%]	0,02	S <sup>r</sup> [%]	0,07
A <sup>r</sup> [%]	8,00	A <sup>r</sup> [%]	1,00	A <sup>r</sup> [%]	3,10
H <sup>r</sup> [%]	3,42	H <sup>r</sup> [%]	4,14	H <sup>r</sup> [%]	3,92
O <sup>r</sup> [%]	15,62	O <sup>r</sup> [%]	27,60	O <sup>r</sup> [%]	24,01
W <sup>r</sup> [%]	35,00	W <sup>r</sup> [%]	30,00	W <sup>r</sup> [%]	31,50
Cl <sup>r</sup> [%]	0,57	Cl <sup>r</sup> [%]	0,02	Cl <sup>r</sup> [%]	0,185

Tabulka 2: Vypočtené hodnoty složení paliva

### 2.1 Minimální množství vzduchu

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) = \quad (2.9)$$

$$= \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{36,97}{12,01} + \frac{3,92}{4,032} + \frac{0,07}{32,06} - \frac{24,01}{32} \right) = 0,7397 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{vzmin}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} = O_{vzmin}^S = \frac{100}{21} \cdot 0,7397 = 3,5222 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.10)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{vzmin} = f \cdot O_{vzmin}^S = 1,016 \cdot 3,5222 = 3,5814 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.11)$$

kde  $f$  je součinitel zohledňující objem vodní páry na 1 Nm<sup>3</sup> suchého vzduchu, při relativní vlhkosti  $\varphi = 70 \%$  a teplotě  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $f = 1,016$  [1]

Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{H_2Omin}^V = O_{vzmin} - O_{vzmin}^S = 3,5814 - 3,5222 = 0,0592 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.12)$$

## 2.2 Minimální množství suchých a vlhkých spalin

CO<sub>2</sub> ve spalinách

$$\begin{aligned} O_{CO_2} &= \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{vzmin}^S = \\ &= \frac{22,26}{100} \cdot \frac{36,97}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,5222 = 0,6863 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.13)$$

SO<sub>2</sub> ve spalinách

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,07}{32,06} = 0,0005 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.14)$$

N<sub>2</sub> ve spalinách

$$\begin{aligned} O_{N_2} &= \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{vzmin}^S = \\ &= \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,43}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,5222 = 2,7525 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Argon ve spalinách

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vzmin}^S = 0,0092 \cdot 3,5222 = 0,0324 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.16)$$

Minimální množství suchých spalin

$$\begin{aligned} O_{SPmin}^S &= O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = \\ &= 0,6863 + 0,0005 + 2,7525 + 0,0324 = 3,4717 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Minimální objem vodní páry

$$\begin{aligned} O_{H_2Omin} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{vzmin}^S = \\ &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,92}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{31,50}{18,016} + (1,016 - 1) \cdot 3,5222 = 0,8868 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{SPmin} = O_{SPmin}^S + O_{H_2Omin} = 3,4717 + 0,8868 = 4,3585 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.19)$$

### 2.3 Skutečné množství vzduchu a spalin

Součinitel přebytku vzduchu se určuje pro roštová ohniště na základě typu roštu. Proto byl volen po odborně konzultaci  $\alpha = 1,4$ .

Skutečné množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{vz}^S = \alpha \cdot O_{vzmin}^S = 1,4 \cdot 3,5222 = 4,9311 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.20)$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{vz} = \alpha \cdot O_{vzmin} = 1,4 \cdot 3,5814 = 5,0139 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.21)$$

Skutečné množství suchých spalin

$$\begin{aligned} O_{SP}^S &= O_{SPmin}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{vzmin}^S = \\ &= 3,4717 + (1,4 - 1) \cdot 3,5222 = 4,8805 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Skutečné množství vlhkých spalin

$$\begin{aligned} O_{SP} &= O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{vzmin} = 4,3585 + (1,4 - 1) \cdot 3,5813 = \\ &= 5,7910 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.23)$$

K výpočtu ohniště a teplosměnných ploch je třeba znát objemovou část tříatomových plynů a koncentraci popílku ve spalinách.

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,6863 + 0,0005}{5,7910} = 0,1186 \quad (2.24)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,9105}{5,7910} = 0,1572 \quad (2.25)$$

kde

$$\begin{aligned} O_{H_2O} &= O_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{vzmin}^S = \\ &= 0,8868 + (1,016 - 1) \cdot (1,4 - 1) \cdot 3,5222 = 0,9105 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Celková objemová část tříatomových plynů ve spalinách:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1186 + 0,1572 = 0,2758 \quad (2.27)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{\dot{u}}}{100} = \frac{10 \cdot 3,1}{5,7910} \cdot \frac{20}{100} = 1,0708 \text{ g/m}^3 \quad (2.28)$$

kde  $X_{\dot{u}}$  je procento popela v úletu. Po odborné konzultaci zvoleno 20 %.

## 2.4 Výpočet entalpie vzduchu a spalin

Pro výpočet byla použita tabulka měrných entalpií některých složek spalin. Vzorový výpočet je proveden pro teplotu  $t = 100^\circ\text{C}$ . Ze všech vypočtených hodnot byl zkonstruován výsledný I – t diagram spalin.

t [°C]	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	Suchý vzduch	CO	O <sub>2</sub>	Popílek [kJ/kg]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57	32,49	32,78	20,2
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	674,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909	3830	4006	-

Tabulka 3: Měrná entalpie některých složek spalin v [kJ/Nm<sup>3</sup>][2]

Entalpie stechiometrických spalin (pro  $\alpha = 1$ )

$$\begin{aligned}
 I_{SPmin}^t &= O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2Omin} \cdot i_{H_2O}^t \\
 &= 0,6863 \cdot 170 + 0,0005 \cdot 191,2 + 2,7525 \cdot 129,5 + 0,0324 \cdot 93,07 + \\
 &+ 0,9361 \cdot 150,6 = 617,205 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t

$$\begin{aligned}
 I_{VZmin}^t &= O_{vzmin}^S \cdot i_{vz}^t + O_{H_2Omin}^V \cdot i_{H_2O}^t = 3,5222 \cdot 132,3 + 0,1085 \cdot 150,6 \\
 &= 482,323 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

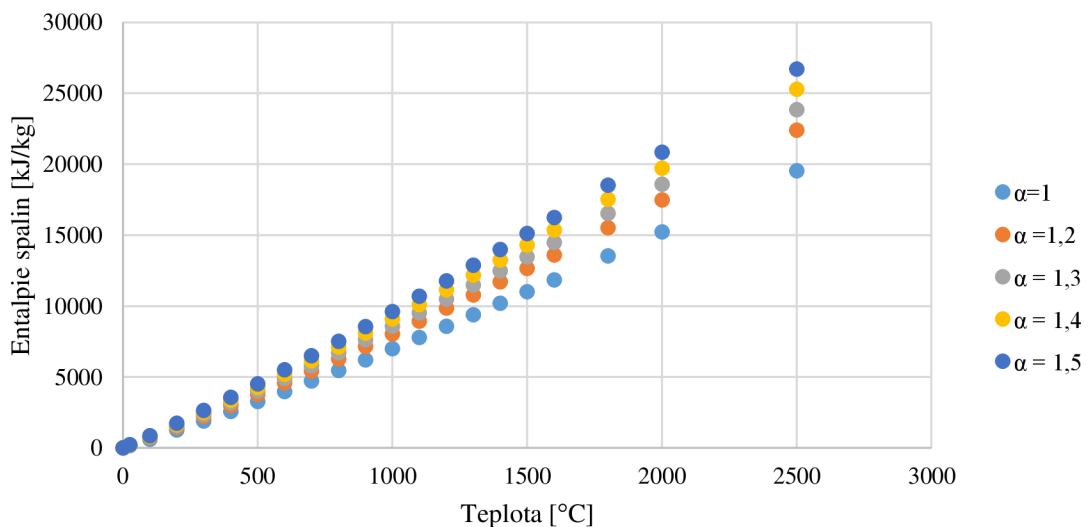
Entalpie spalin o teplotě t, které vzniknou po spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu  $\alpha$

$$\begin{aligned}
 I_{SP}^{t,\alpha} &= I_{SPmin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin}^t = 617,2051 + (1,4 - 1) \cdot 482,323 \\
 &= 810,134 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

$t$ [°C]	$I_{SPmin}^t$ [kJ/kg]	$I_{VZmin}^t$ [kJ/kg]	$I_{SP}^{t,\alpha} = I_{SPmin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin}^t$ [kJ/kg]				
			$\alpha_1 = 1$	$\alpha_2 = 1,2$	$\alpha_3 = 1,3$	$\alpha_4 = 1,4$	$\alpha_5 = 1,5$
0	0	0	0	0	0	0	0
25	153,555	117,031	153,555	176,961	188,664	200,367	212,070
100	609,779	474,897	609,779	704,758	752,248	799,738	847,228
200	1236,973	955,625	1236,973	1428,098	1523,660	1619,223	1714,785
300	1882,496	1445,067	1882,496	2171,509	2316,016	2460,522	2605,029
400	2546,987	1945,007	2546,987	2935,989	3130,489	3324,990	3519,491
500	3230,246	2421,321	3230,246	3714,510	3956,643	4198,775	4440,907
600	3932,366	2979,336	3932,366	4528,234	4826,167	5124,101	5422,034
700	4651,554	3513,044	4651,554	5354,163	5705,468	6056,772	6408,076
800	5387,437	4055,549	5387,437	6198,546	6604,101	7009,656	7415,211
900	6136,821	4609,268	6136,821	7058,675	7519,602	7980,528	8441,455
1000	6902,526	5170,387	6902,526	7936,604	8453,642	8970,681	9487,720
1100	7678,132	5738,846	7678,132	8825,902	9399,786	9973,671	10547,555
1200	8465,821	6311,123	8465,821	9728,046	10359,158	10990,270	11621,383
1300	9262,035	6887,218	9262,035	10639,479	11328,201	12016,922	12705,644
1400	10065,721	7467,013	10065,721	11559,124	12305,825	13052,526	13799,227
1500	10877,282	8054,148	10877,282	12488,111	13293,526	14098,941	14904,356
1600	11701,323	8641,460	11701,323	13429,615	14293,761	15157,907	16022,053
1800	13354,451	9827,244	13354,451	15319,900	16302,624	17285,348	18268,073
2000	15028,784	11027,767	15028,784	17234,337	18337,114	19439,891	20542,667
2500	19285,962	14071,917	19285,962	22100,346	23507,537	24914,729	26321,921

Tabulka 4:  $I - t$  tabulka spalin

$I - t$  diagram spalin



Obrázek 5:  $I - t$  diagram spalin

### 3. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Tepelná bilance kotle slouží ke stanovení účinnosti kotle a spotřeby paliv dle vypočteného tepelného výkonu.

#### 3.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle s 1 kg paliva vyjadřuje tepelný příkon, ze kterého se dále určuje účinnost kotle.

$$Q_p^r = Q_i^r + i_p = 13\,250 + 41,815 = 13\,291,815 \text{ kJ/kg} \quad (3.1)$$

Kde  $Q_i^r$  [kJ/kg] je výhřevnost paliva a  $i_p$  [kJ/kg] je fyzické teplo paliva. Pokud není palivo předehříváno cizím zdrojem, fyzické teplo se uvažuje jen u paliv s obsahem vody:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \quad (3.2)$$

$$31,5 \geq \frac{13\,250}{4,19 \cdot 150}$$

$$31,5 \geq 21,1$$

Potom se teplota paliva bere  $t_p = 20^\circ\text{C}$  a fyzické teplo paliva se určí ze vzorce:

$$i_p = c_p \cdot t_p = 2,091 \cdot 20 = 41,815 \text{ kJ/kg} \quad (3.3)$$

Kde  $c_p$  [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je měrná tepelná kapacita, která je dána obsahem vody, sušiny a jejich měrnými tepelnými kapacitami:

$$c_p = c_w \frac{W^r}{100} + c_{su} \frac{100 - W^r}{100} = 4,18 \cdot \frac{31,5}{100} + 1,13 \cdot \frac{100 - 31,5}{100} =$$

$$= 2,091 \text{ kJ/kg} \quad (3.4)$$

Kde  $c_{su}$  je měrná tepelná kapacita sušiny a na základě konzultace byla zvolena  $1130 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ . Jelikož směs RDF a biomasy má podobnou výhřevnost a vlastnosti jako hnědé uhlí.

#### 3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

K určení účinnosti kotle byla použita nepřímá metoda. Mezi druhým a třetím tahem je umístěna výsypka, která vrací zachycený popílek zpět do ohniště. Díky tomu se snižuje ztráta mechanickým nedopalem.

##### 3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem)

Ztráta mechanickým nedopalem se určí jako součet dílčích ztrát:

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cp} + Z_{cú} = 0,1086 + 0,3259 + 0,5070 = 0,9415 \% \quad (3.5)$$

Kde  $Z_{cs}$  je ztráta v tuhých zbytcích zachycených v ohništi (ve škváře),  $Z_{cp}$  je ztráta v popílku ve výsypce čtvrtého tahu a  $Z_{cú}$  je ztráta v úletu, tedy v tuhých zbytcích odcházejících z kotelního zařízení. Dílčí ztráty se spočítají:

$$Z_{ci} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^r} \cdot Q_{ci} \quad (3.6)$$

Kde  $C_i$  je procento hořlavin v uvažovaném druhu tuhých zbytků.  $X_i$  je procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků, vztaženo k váze popela, v palivu přivedeném do kotelního zařízení. Hodnoty  $C_i$  a  $X_i$  byly zvoleny na základě odborné

konzultace.  $Q_{ci}$  je výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků. Průměrná výhřevnost  $Q_{ci}$  spalitelných látek ve zbytcích činí 32 600 kJ/kg. <sup>[1]</sup>

Ztráta v tuhých zbytcích zachycených v ohništi:

$$Z_{cs} = \frac{2}{100 - 2} \cdot \frac{70}{100} \cdot \frac{3,1}{13291,815} \cdot 32600 = 0,1086 \% \quad (3.7)$$

Ztráta ve výsypce čtvrtého tahu:

$$Z_{cp} = \frac{30}{100 - 30} \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{3,1}{13291,815} \cdot 32600 = 0,3259 \% \quad (3.8)$$

Ztráta v tuhých zbytcích odcházejících z kotelního zařízení:

$$Z_{cú} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{20}{100} \cdot \frac{3,1}{13291,815} \cdot 32600 = 0,5070 \% \quad (3.9)$$

### 3.2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků se určí obdobně jako ztráta mechanickým nedopalem:

$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fp} + Z_{fú} = 0,0625 + 0,0064 + 0,0104 = 0,0794 \% \quad (3.10)$$

Jednotlivé složky jsou stejné jako u předchozí ztráty mechanickým nedopalem a určí se dle vztahu:

$$Z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (3.11)$$

kde teplota  $t_i$  je teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků a byla volena na základě odborné konzultace 400 °C pro škváru a 180 °C pro popílek ve výsypce čtvrtého tahu a také v úletu, protože za denitrifikací a odsířením spalin se koncentrace popílku pohybuje pouze mezi 10 – 50 mg/m<sup>3</sup>. Popílek, který se vrací výsypkou druhého tahu zpět do ohniště, byl zahrnut do ztrát v poměru 3:3:4. Měrná tepelná kapacita daného druhu tuhých zbytků  $c_i$  byla určena lineární interpolací dle [1] pro teplotu 400 °C  $c_i = 0,900$  kJ/kg·K a pro teplotu 180 °C  $c_i = 0,8385$  kJ/kg·K.

Ztráta fyzickým teplem škváry:

$$Z_{fs} = \left( \frac{70}{100 - 2} + \frac{3}{100} \right) \cdot \frac{3,1}{13291,815} \cdot 0,9000 \cdot 400 = 0,0625 \% \quad (3.12)$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve výsypce čtvrtého tahu:

$$Z_{fp} = \left( \frac{10}{100 - 30} + \frac{3}{100} \right) \cdot \frac{3,1}{13291,815} \cdot 0,8385 \cdot 180 = 0,0064 \% \quad (3.13)$$

Ztráta fyzickým teplem popílku v úletu:

$$Z_{fú} = \left( \frac{20}{100 - 25} + \frac{4}{100} \right) \cdot \frac{3,1}{13291,815} \cdot 0,8385 \cdot 180 = 0,0104 \% \quad (3.14)$$

### 3.2.3 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem byla volena na základě odborné konzultace  $Z_{CO} = 0,05 \%$ .

### 3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí byla počtena dle [1]. Při výpočtu byla odhadnuta hodnota množství paliva přivedeného do kotle  $M_p$ , která byla na konci výpočtu tepelné bilance kotle ověřena.

Ztráta sdílením tepla do okolí se spočte dle vztahu:

$$Z_s = \frac{Q_{RC}}{Q_N} = \frac{0,4368}{42,7975} = 1,0207 \% \quad (3.15)$$

Kde  $Q_N$  představuje maximální použitelný tepelný výkon kotle:

$$Q_N = Q_r^i \cdot M_p = 13,250 \cdot 3,23 = 42,7975 \text{ MW} \quad (3.16)$$

$Q_{RC}$  je ztrátový výkon kotle dle vztahu:

$$Q_{RC} = Q_N^{0,7} \cdot C = 42,7975^{0,7} \cdot 0,0315 = 0,4368 \text{ MW} \quad (3.17)$$

Kde koeficient  $C [-]$  je závislý na kvalitě paliva a na základě konzultace byl zvolen 0,0315 pro hnědé uhlí.

### 3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Komínová ztráta je jedna z nejvyšších ztrát kotle a významně se podílí na snížení jeho účinnosti. Čím vyšší je výstupní teplota spalin, tím vyšší je i ztráta citelným teplem spalin. Ztráta se určí ze vztahu:

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{I_{SP} - I_{vz}}{Q_p^p} = (100 - 0,9415) \cdot \frac{1045,5833 - 131,0752}{13291,815} = 6,8155 \% \quad (3.18)$$

kde  $I_{SP}$  je entalpie spalin odečtena interpolací z tabulky 4 pro teplotu 130 °C. Jelikož n za odsířením spalin je menší výměník, který ohřívá napájecí vodu.  $I_{vz}$  je entalpie vzduchu s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,4$  při teplotě 20 °C. Pokud by celek neobsahoval výměník pro ohřev napájecí vody, bylo by nutné uvažovat minimálně s teplotou 160 °C, protože před vyčištěním spalin roste riziko vzniku nízkoteplotní koroze, kdy teplota spalin klesne pod teplotu rosného bodu.

### 3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Tepelná účinnost kotle se určí nepřímou metodou z vypočtených ztrát

$$\eta_k = 100 - \sum Z_i = 100 - (0,9415 + 0,0794 + 0,05 + 1,0207 + 6,8155) = 91,0930 \% \quad (3.19)$$



### 3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

Výrobní teplo páry se určí dle vztahu:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = \frac{50}{3,6} \cdot (3259,77 - 440,21) = 39160,51 \text{ kW} \quad (3.20)$$

kde:  $M_{pp}$  [kg/s] je parní výkon kotle,

$i_{pp}$  [kJ/kg] je entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle ( $t = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p = 41 \text{ bar}$ ),

$i_{nv}$  [kJ/kg] je entalpie napájecí vody ( $t = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $x = 0$ )

Následně se určí množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{39160,51}{13291,815 \cdot \frac{91,0930}{100}} = 3,2342 \text{ kg/s} \quad (3.21)$$

Skutečně spálené množství paliva:

$$M_{pv} = M_p \cdot (1 - Z_c) = 3,2342 \cdot (1 - 0,9415) = 3,2038 \text{ kg/s} \quad (3.22)$$

## 4. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Výpočtem spalovací komory se určí rozměry ohniště, výstupního okna, adiabatická teplota plamene, výstupní teplota na konci ohniště a množství tepla odebraného stěnami výparníku.

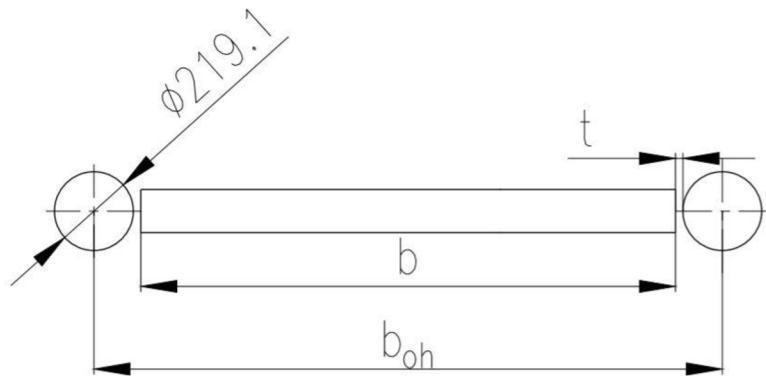
### 4.1 Návrh rozměrů ohniště

Objem ohniště musí být dostatečný pro docílení vysoké efektivity při spalování a pro umístění sálavé plochy ohniště tak, aby bylo docíleno potřebné výstupní teploty na konci ohniště. Plocha roštu a průřez spalovací komory závisí na plošném zatížení roštu  $q_s$ , které se dle odborné konzultace pohybuje pro posuvné rošty mezi 0,7 – 1,0 MW/m<sup>2</sup>. Proto bylo zvoleno  $q_s = 1$  MW/m<sup>2</sup>.

Plocha roštu se tedy vypočte ze vztahu:

$$S_r = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{3,234 \cdot 13,250}{1} = 42,854 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Vzhledem k tomu, že podle odborné konzultace se musí délka roštu pohybovat mezi 6 – 10 m, byla zvolena aktivní délka roštu  $a_r = 8,5$  m. Následně byla určena šířka roštu. U šířky roštu je potřeba zohlednit šířku spalovací komory. Spalovací komora je rozšířena o trubky zavodňovací komory, které mají průměr  $D = 219,1$  mm. Tloušťka těsnění  $t$  se musí pohybovat mezi 20 – 40 mm. A výsledná šířka spalovací komory musí být dělitelná 100 z důvodu rozteče varných trubek o velikosti 100 mm.



Obrázek 6: Schéma roštu ve spalovací komoře

Šířka roštu  $b$  byla určena ze vztahu:

$$b = \frac{S_r}{a_r} = \frac{42,854}{8,5} = 5,04 \text{ m} \quad (4.2)$$

Aby rozměr  $b_{oh}$  byl dělitelný 100, volím  $b = 5,02$  m a tloušťku  $t = 20,9$  mm.

$$b_{oh} = b + 2 \cdot D + 2 \cdot t = 5020 + 2 \cdot 219,1 + 2 \cdot 20,9 = 5500 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Skutečná plocha roštu tedy je:

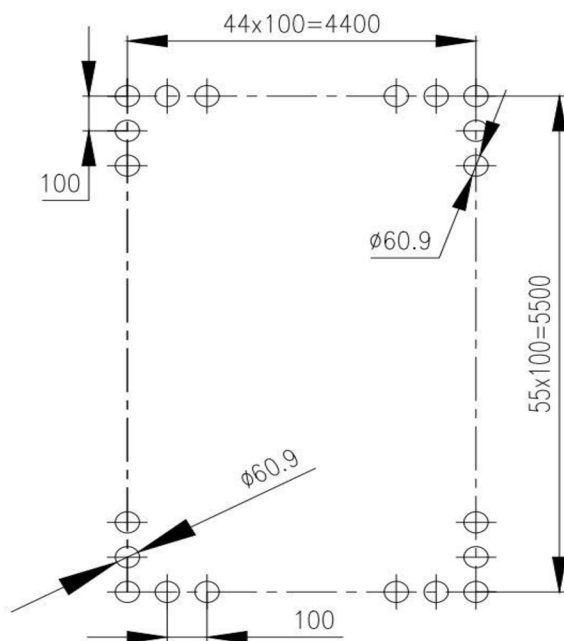
$$S_r = a_r \cdot b = 8,5 \cdot 5,02 = 42,67 \text{ m}^2 \quad (4.4)$$

A následně bylo ověřeno zatížení roštu:

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_r} = \frac{3,234 \cdot 13,250}{42,67} = 0,9995 \text{ MW/m}^2 \quad (4.5)$$

Výška a tvar spalovací komory jsou uzpůsobeny tak, aby byly splněny podmínky vyhlášky č. 415/2012 Sb. o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší, konkrétně přílohy č. 8. Tedy při spalování odpadu musí částice minimálně 2 sekundy po dobu svého letu setrvat nad teplotou 850 °C [17].

Proto se spalovací komora z důvodu trajektorie rychlosti letu částice v místech dodání sekundárního vzduchu zužuje na  $a_{oh} = 4,4 \text{ m}$ .



Obrázek 7: Půdorys vrchní části ohniště

Jelikož spaliny nemají stejný rychlostní profil, byla zvolena dle konzultace střední rychlost letu 4 m/s, koeficient  $k$ , který upravuje rychlostní profil  $k = 1,5$  a vypočtena nejmenší dráha letu částice:

$$l = w_{SP}^{stř} \cdot t \cdot k = 4 \cdot 2 \cdot 1,5 = 12 \text{ m} \quad (4.6)$$

Pro ověření střední rychlosti spalin bylo nutné zvolit teplotu na výstupu z ohniště tak, aby spalovací komora měla co nejmenší rozměry, tedy 884,8 °C, která byla následně na konci výpočtu ověřena. Adiabatická teplota plamene byla určena v kapitole 4.2.

Střední teplota spalin byla vypočtena z adiabatické teploty plamene a z teploty na výstupu z ohniště:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok} + t_a}{2} = \frac{884,8 + 1450,86}{2} = 1167,83 \text{ °C} \quad (4.7)$$

Následně byl určen objemový průtok spalin pro normální podmínky:

$$M_{SP} = M_{pv} \cdot O_{SP} = 3,2038 \cdot 5,7910 = 18,5532 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.8)$$

Skutečný objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,553 \cdot \left( \frac{1167,83 + 273,15}{273,15} \right) = 97,878 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ověření střední rychlosti spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{a_{oh} \cdot b_{oh}} = \frac{97,878}{4,4 \cdot 5,5} = 4,04 \text{ m/s}$$

Trysky sekundárního vzduchu jsou z důvodu dokonalého vyhoření plynných složek umístěny nad místem zúžení spalovací komory ve výšce 4,2 m nad roštem. Od tohoto místa musí spaliny uletět minimálně 12 m nad teplotou 850 °C. Z důvodu teplotní rezervy byla výška spalovací komory zvolena  $h_{oh} = 18 \text{ m}$ .

Přechod mezi prvním a druhým tahem je tvořen prázdným oknem, jelikož při spalování RDF a biomasy dochází ke značnému zanášení popílkem. Mříž by v tomto případě nebyla vhodná.

Velikost výstupního okna se určí dle vztahu:

$$h_{ok} = \frac{M_{SP}^{ok}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{78,65}{8 \cdot 5,5} = 1,787 \text{ m} \rightarrow h_{ok} = 1,8 \text{ m}$$

kde  $w_{SP}$  je doporučená rychlost spalin ve výstupním okně. Může dosahovat hodnot až 9 m/s. Proto byla zvolena  $w_{SP} = 8 \text{ m/s}$ . Objemový průtok spalin ve výstupním okně se určí dle vztahu pro teplotu na konci ohniště  $t_{ok} = 884,8 \text{ °C}$ .

$$M_{SP}^{ok} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{ok} + 273,15}{273,15} \right) = 18,553 \cdot \left( \frac{884,8 + 273,15}{273,15} \right) = 78,65 \text{ m}^3/\text{s}$$

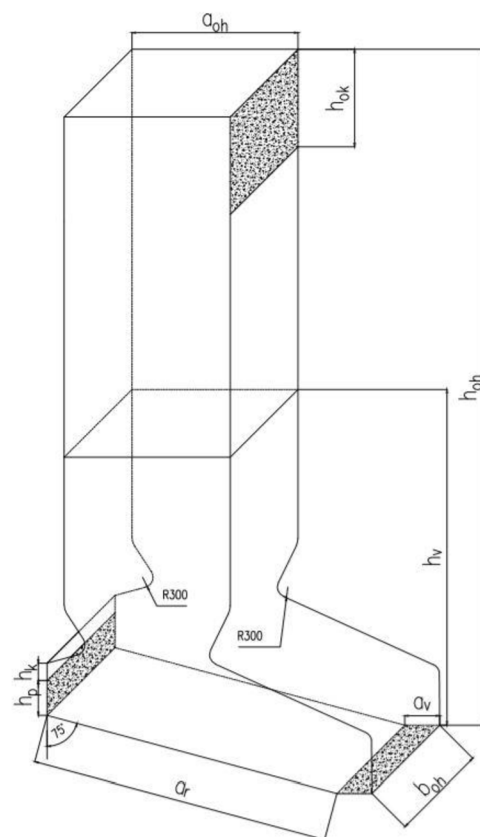
Rozměry ohniště byly pro přehlednost uvedeny do tabulky:

Rozměr	Značení	Velikost [m]
Délka roštu	$a_r$	8,5
Délka ohniště	$a_{oh}$	4,4
Šířka ohniště	$b_{oh}$	5,5
Výška okna	$h_{ok}$	1,8
Výška vyzdívky	$h_v$	5
Délka výsypky	$a_v$	1
Výška přívodu paliva	$h_p$	1
Výška stěny nad přívodem paliva	$h_k$	0,5

Tabulka 5: Rozměry ohniště

Z důvodu možnosti hromadění paliva na začátku roštu, je nad oknem pro přívod paliva stěna o rozměru 0,5 m.

Obrázek 8: Schéma spalovací komory



## 4.2 Výpočet adiabatické teploty plamene

Adiabatická teplota plamene byla stanovena lineární interpolací z tabulky 4 pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1,4$  pro vypočtenou entalpii užitečného tepla uvolněného ze vztahu:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_c - Z_{fs}}{100 - Z_c} + Q_{vz} = \quad (4.13)$$

$$= 13291,815 \cdot \frac{100 - 0,05 - 0,941 - 0,063}{100 - 0,941} + 492,42 = 13769,14 \text{ kJ/kg}$$

kde  $Q_{vz}$  je teplo přivedené vzduchem do ohniště. Vzduch přivedený do ohniště je primární, sekundární a pohazovací. Sekundární a pohazovací vzduch je přiváděn o teplotě 20 °C a tvoří 40 % a 15 % celkového množství vzduchu. Primární vzduch je ohříván vodou z ekonomizéru na teplotu 140 °C a tvoří 45 % celkového množství vzduchu.

$$Q_{vz} = 0,55 \cdot \alpha \cdot I_{vz,min}^{20^\circ C} + 0,45 \cdot \alpha \cdot I_{vz,min}^{140^\circ C} = 0,55 \cdot 1,4 \cdot 93,645 + \quad (4.14)$$

$$+ 0,45 \cdot 1,4 \cdot 667,188 = 492,42 \text{ kJ/kg}$$

Kde  $I_{vz,min}$  pro danou teplotu byly odečteny z tabulky 4: I – t tabulka spalin.

Výsledná adiabatická teplota plamene po odečtení  $t_a = 1450,86$  °C.

## 4.3 Tepelný výpočet ohniště

Tepelný výpočet ohniště je založen na použití teorie podobnosti v tepelných procesech ve spalovací komoře [1].

V prvním kroku byla zvolena teplota na konci ohniště 884,8 °C. Aby bylo této teploty dosaženo, bylo nutné pokrýt spalovací komoru do výšky 16,1 m šamotovou vyzdívkou. Šamotová vyzdívka snižuje množství odebraného tepla membránovými stěnami. Na konci výpočtu je nutné ověřit teplotu, aby se příliš nelišila od původní odhadované teploty.

Skutečná teplota na konci ohniště byla vypočtena ze vztahu:

$$t_{ok}^{skut} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} = \frac{1450,86 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7733}{1,0554}\right)^{0,6}} = 884,84 \text{ °C} \quad (4.15)$$

kde  $t_a$  [°C] je adiabatická teplota v ohništi,  $M$  [-] součinitel,  $a_o$  [-] vyjadřuje stupeň černosti ohniště a  $Bo$  [-] je Boltzmannovo číslo.

Skutečná teplota se od odhadované liší o 0,04 °C. Proto lze výpočet považovat za přesný.

### 4.3.1 Součinitel M

Součinitel  $M$  se určuje v závislosti na poměrné výšce maximální teploty plamene  $x_T$ . Pro spalování tuhých paliv v roštových ohništích platí:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_T = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (4.16)$$

Pro roštová ohniště s tenkou vrstvou platí  $x_T = 0$  [1]

### 4.3.2 Boltzmannovo číslo Bo

Boltzmannovo číslo se určí ze vztahu:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{SP}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot (t_a + 273,15)^3} =$$

$$= \frac{0,9889 \cdot 3,2038 \cdot 10,4868}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,2510 \cdot 428,18 \cdot (1450,86 + 273,15)^3} = 1,058$$
(4.17)

kde:  $\varphi$  [-] – součinitel uchování tepla  
 $M_{pv}$  [kg/s] – množství skutečně spáleného paliva  
 $\overline{O_{SP}} \cdot c$  [kJ/kg·K] – střední tepelná jímavost spalin  
 $t_a$  [°C] – absolutní adiabatická teplota plamene  
 $F_{st}$  [m<sup>2</sup>] – celkový povrch stěn ohniště  
 $\overline{\psi}$  [-] – střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{Z_s}{\eta_k + Z_s} = 1 - \frac{1,0207}{91,093 + 1,0207} = 0,9889$$
(4.18)

Střední tepelná jímavost spalin:

$$\overline{O_{SP}} \cdot c = \frac{I_u - I_{oh,out}}{t_a - t_{oh,out}} = \frac{13769,14 - 7832,96}{1450,86 - 884,8} = 10,4868 \text{ kJ/kg} \cdot K$$
(4.19)

kde entalpie spalin  $I_{ok}$  byla určena z tabulky 4: I – t tabulka spalin.

Střední součinitel tepelné efektivity stěn byl určen dle vztahu:

$$\overline{\psi} = \frac{\sum x_i \cdot \xi_i \cdot F_i}{F_{st}} = \frac{x \cdot \xi_{MS} \cdot F_{MS} + x \cdot \xi_V \cdot F_V}{F_{st}} = \frac{1 \cdot 0,4 \cdot 247,5}{428,18} +$$

$$+ \frac{1 \cdot 0,1 \cdot 84,8}{428,18} = 0,2510$$
(4.20)

kde:  $x_i$  [-] – úhlový součinitel osálení, pro membránové stěny  $x = 1$   
 $\xi_i$  [-] – součinitel zanesení stěn ohniště, pro membránové stěny dle konzultace  
 $\xi_{MS} = 0,4$ , pro vyzdívku  $\xi_V = 0,1$   
 $F_{MS}$  [m<sup>2</sup>] – plocha membránových stěn  
 $F_V$  [m<sup>2</sup>] – plocha vyzdívky

Celkový povrch stěn ohniště je povrch všech stěn aktivního objemu ohniště a byl určen:

$$\begin{aligned}
 F_{st} = & a_{oh} \cdot b_{oh} + 2 \cdot a_{oh} \cdot (h_{oh} - h_1) + 2 \cdot b_{oh} \cdot (h_{oh} - h_1) + m \cdot b_{oh} + \\
 & + h_a \cdot b_{oh} + 2 \cdot (\sin 75^\circ \cdot a_r + a_v) \cdot (\cos 75^\circ \cdot a_r + h_k + h_p + \\
 & + n \cdot \sin 15^\circ + R) - (m \cdot \sin 65^\circ) \cdot (m \cdot \cos 65^\circ) - \\
 & - (a_r \cdot \sin 75^\circ) \cdot (a_r \cdot \cos 75^\circ) - g \cdot 2 \cdot R - R \cdot f_o + \\
 & + \frac{\pi \cdot R \cdot b_{oh}}{2} + n \cdot b_{oh} + a_r \cdot b_{oh} = 4,4 \cdot 5,5 + 2 \cdot 4,4 \cdot (18 - 4,2) + \\
 & + 2 \cdot 5,5 \cdot (18 - 4,2) + 4,63 \cdot 5,5 + 2,06 \cdot 5,5 + 2 \cdot (\sin 75^\circ \cdot 8,5 + 1) \cdot \\
 & \cdot (\cos 75^\circ \cdot 8,5 + 0,5 + 1 + 0,507 \cdot \sin 15^\circ + 0,3) - (4,63 \cdot \sin 65^\circ) \cdot \\
 & \cdot (4,63 \cdot \cos 65^\circ) - (8,5 \cdot \sin 75^\circ) \cdot (8,5 \cdot \cos 75^\circ) - 1,546 \cdot 2 \cdot 0,3 - \\
 & - 0,3 \cdot 1,352 + \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 5,5}{2} + 0,507 \cdot 5,5 + 8,5 \cdot 5,5 = 428,18 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{4.21}$$

Povrch stěn vyzdívky:

$$\begin{aligned}
 F_V = & m \cdot b_{oh} + h_a \cdot b_{oh} + 2 \cdot (\sin 75^\circ \cdot a_r + a_v) \cdot \\
 & \cdot (\cos 75^\circ \cdot a_r + h_k + h_p + n \cdot \sin 15^\circ + R) - \\
 & - (m \cdot \sin 65^\circ) \cdot (m \cdot \cos 65^\circ) - (a_r \cdot \sin 75^\circ) \cdot (a_r \cdot \cos 75^\circ) \cdot \\
 & - g \cdot 2 \cdot R - R \cdot f_o + \frac{\pi \cdot R \cdot b_{oh}}{2} + (h_V - h_1) \cdot b_{oh} + \\
 & + (h_V - h_1) \cdot a_{oh} - h_p \cdot b_{oh} - a_v \cdot b_{oh} = 4,63 \cdot 5,5 + \\
 & + 2,06 \cdot 5,5 + 2 \cdot (\sin 75^\circ \cdot 8,5 + 1) \cdot (\cos 75^\circ \cdot 8,5 + 0,5 + 1 + 0,507 \cdot \\
 & \cdot \sin 15^\circ + 0,3) - (4,63 \cdot \sin 65^\circ) \cdot (4,63 \cdot \cos 65^\circ) - (8,5 \cdot \sin 75^\circ) \cdot \\
 & \cdot (8,5 \cdot \cos 75^\circ) - 1,546 \cdot 2 \cdot 0,3 - 0,3 \cdot 1,352 + \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 5,5}{2} + \\
 & + (5 - 4,2) \cdot 5,5 + (5 - 4,2) \cdot 4,4 - 1 \cdot 5,5 - 1 \cdot 5,5 = 84,8 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{4.22}$$

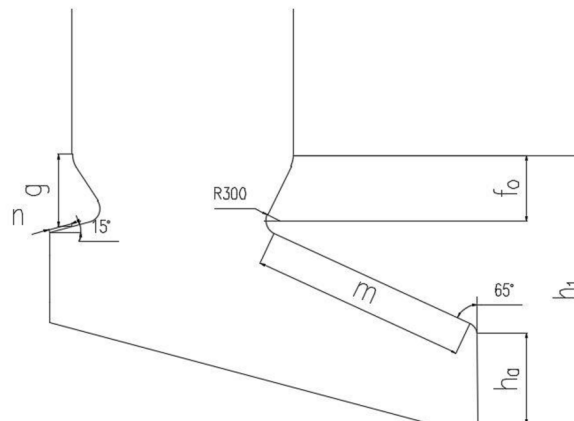
Povrch membránové stěny:

$$\begin{aligned}
 F_{MS} = & (h_{oh} - h_{ok} - h_V) \cdot b_{oh} + (h_{oh} - h_V) \cdot b_{oh} + 2 \cdot (h_{oh} - h_V) \cdot a_{oh} = \\
 = & (18 - 1,8 - 5) \cdot 5,5 + (18 - 5) \cdot 5,5 + 2 \cdot (18 - 5) \cdot 4,4 = 247,5 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

Pro určení povrchů stěn ohniště byly z výkresu odečteny tyto hodnoty:

Značení	Velikost [m]
f <sub>o</sub>	1,352
g	1,546
m	4,63
n	0,507
h <sub>1</sub>	4,2
h <sub>a</sub>	2,06
R	0,3

Tabulka 6: Detailní rozměry ohniště



Obrázek 9: Detailní rozměry ohniště

#### 4.3.3 Stupeň černosti ohniště a<sub>o</sub>

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} = \frac{0,4019 + (1 - 0,4019) \cdot \frac{42,67}{428,18}}{1 - (1 - 0,4019) \cdot (1 - 0,2510) \cdot \left(1 - \frac{42,67}{428,18}\right)} = 0,7735 \quad (4.24)$$

Kde plocha hořící vrstvy paliva R se určí ze vztahu:

$$R = a_r \cdot b = 8,5 \cdot 5,02 = 42,67 \text{ m}^2 \quad (4.25)$$

Efektivní stupeň černosti plamene a<sub>pl</sub>:

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-1,6916 \cdot 0,101 \cdot 3,008} = 0,4019 \quad (4.26)$$

kde: s [m] – účinná tloušťka sálové vrstvy

p [MPa] – tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku p = 0,1 MPa <sup>[1]</sup>

k [1/m·MPa] – součinitel zeslabení sálání

Účinná tloušťka sálové vrstvy byla vypočtena dle vztahu:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{357,81}{428,18} = 3,008 \text{ m} \quad (4.27)$$

kde V<sub>o</sub> představuje aktivní objem ohniště.



Aktivní objem ohniště:

$$\begin{aligned}
 V_o &= a_{oh} \cdot b_{oh} \cdot (h_{oh} - h_1) + \frac{(a \cdot \sin 75^\circ + a_v) \cdot (a \cdot \cos 75^\circ + h_k + h_p + R)}{2} \\
 &+ \frac{n \cdot \sin 15^\circ \cdot b_{oh}}{2} - \frac{(a \cdot \sin 75^\circ) \cdot (a \cdot \cos 75^\circ) \cdot b_{oh}}{2} - \\
 &- \frac{(m \cdot \sin 65^\circ) \cdot (m \cdot \cos 65^\circ) \cdot b_{oh}}{2} - g \cdot R \cdot b_{oh} - R \cdot f_o \cdot b_{oh} - \\
 &- \frac{(n \cdot \sin 15^\circ) \cdot (n \cdot \cos 15^\circ) \cdot b_{oh}}{2} = 4,4 \cdot 5,5 \cdot (18 - 4,2) + \\
 &+ \frac{(8,5 \cdot \sin 75^\circ + 1) \cdot (8,5 \cdot \cos 75^\circ + 0,5 + 1 + 0,3 + 0,507 \cdot \sin 15^\circ) \cdot 5,5}{2} \\
 &- \frac{(8 \cdot \sin 75^\circ) \cdot (8 \cdot \cos 75^\circ) \cdot 5,5}{2} - \frac{(4,63 \cdot \sin 65^\circ) \cdot (4,63 \cdot \cos 65^\circ) \cdot 5,5}{2} \\
 &- 1,546 \cdot 0,3 \cdot 5,5 - \frac{(0,507 \cdot \sin 15^\circ) \cdot (0,507 \cdot \cos 15^\circ) \cdot 5,5}{2} = 357,81 \text{ m}^3
 \end{aligned} \tag{4.28}$$

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv se skládá ze součinitele zeslabení sálání tříatomovými plyny, součinitele zeslabení sálání popílkem a ze součinitele zeslabení sálání koksovými částicemi: <sup>[1]</sup>

$$\begin{aligned}
 k &= k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = \\
 &= 1,62 + 0,0567 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 1,6917
 \end{aligned} \tag{4.29}$$

kde pro součinitel zeslabení koksovými částicemi platí:

$$k_k = 1 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

$$\chi_1 = 0,5 - \text{pro ostatní paliva}$$

$$\chi_2 = 0,03 - \text{pro roštová ohniště}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned}
 k_{SP} \cdot r_{SP} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{oh,out} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \\
 &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 3,008}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{884,8 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2758 = \\
 &= 1,62
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

kde:  $p_{SP}$  [MPa] – parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách

$r_{H_2O}$  a  $r_{SP}$  [-] – objemová část tříatomových plynů ve spalinách

$t_{oh,out}$  [°C] – absolutní teplota na výstupu z ohniště

Parciální tlak ve spalinách:

$$p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,2758 = 0,0279 \text{ MPa} \tag{4.31}$$

Jelikož se jedná o kotel bez přetlaku  $p = 0,1 \text{ MPa}$ . <sup>[1]</sup>

Součinitel zeslabení popílkem:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{cp}^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(884,8 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,0708 \quad (4.32)$$
$$= 0,0567$$

Kde:  $d_{cp}$  [20  $\mu\text{m}$ ] – střední efektivní průměr částic popílku, dle [1] pro roštová ohniště

$$d_{cp} = 20 \mu\text{m}$$

$\mu$  [g/m<sup>3</sup>] – koncentrace popílku ve spalinách z rovnice (2.28)

#### 4.3.4 Tepelný výkon ohniště

Tepelný výkon ohniště se určí z množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn přenásobeného skutečným množstvím paliva. Z rozdílu skutečné entalpie spalin na konci ohniště a užitečného tepla ve spalovací komoře se určí množství tepla odevzdané v ohništi:

$$Q_S = \varphi \cdot (I_u - I_{oh,out}) = 0,9889 \cdot (13769,14 - 7832,96) \quad (4.33)$$
$$= 5870,41 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin na konci ohniště  $I_{oh,out}$  byla odečtena z tabulky 4: I – t tabulka spalin.

Tepelný výkon ohniště:

$$Q_{oh} = Q_S \cdot M_{pv} = 5870,41 \cdot 3,2038 = 18807,85 \text{ kW} \quad (4.34)$$

## 5. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KONVEKČNÍCH PLOCH

Návrh konvekčních ploch slouží ke stanovení potřebných tepelných výkonů jednotlivých ploch, aby byly zachovány zadané parametry páry na výstupu z kotle. Při návrhu byly stanoveny parametry na straně vody/páry na vstupu a výstupu a následně navrhnuty entalpické spády teplosměnných ploch. Pro určení parametrů vody/páry byl použit program ThermoTables – MS Excel.

Tlakové ztráty teplosměnných ploch byly dle konzultace navrhnuty:

Typ plochy	Tlaková ztráta $\Delta p$ [bar]
Přehřívák P3	1,5
Přehřívák P2	1,5
Přehřívák P1	2,5
Závěsné trubky	0,5
Výparník	0
Ekonomizér	4,5

Tabulka 7: Tlakové ztráty jednotlivých ploch

### 5.1 Přehřívák P3

Výstupní parametry páry z přehříváku P3 jsou dány zadáním. Entalpický spád plochy byl volen nižší než u ostatních přehříváků  $\Delta i_{P3} = 170 \text{ kJ/kg}$ :

Výstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P3,out} = 41 \text{ bar}$

Teplota:  $t_{P3,out} = 420 \text{ °C}$

Entalpie:  $i_{P3,out} = f(p_{P3,out}; t_{P3,out}) = 3259,77 \text{ kJ/kg}$

Vstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P3,in} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 41 + 1,5 = 42,5 \text{ bar}$

Teplota:  $t_{P3,in} = f(p_{P3,in}; i_{P3,in}) = 350,9 \text{ °C}$

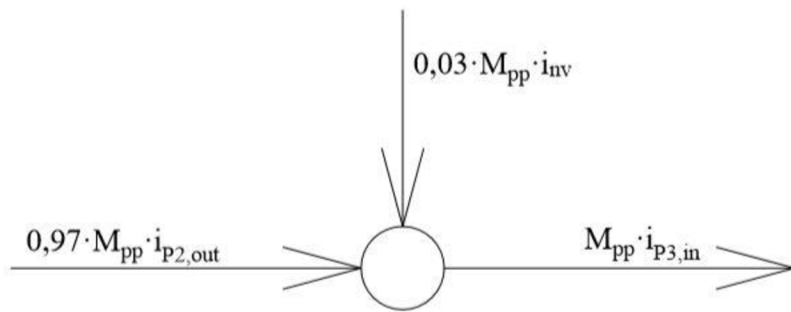
Entalpie:  $i_{P3,in} = i_{P3,out} - \Delta i_{P3} = 3259,77 - 170 = 3089,77 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon:

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{P3} = \frac{50}{3,6} \cdot 170 = 2361,11 \text{ kW} \quad (5.1)$$

### 5.2 Přehřívák P2

Mezi přehříváky P2 a P3 je umístěn vstřík napájecí vody kvůli regulaci parametrů páry. Množství vstříkovací vody je dle odborné konzultace v součtu 7 % z celkového množství vyrobené páry. Proto bylo zvoleno 3 %  $M_{pp}$ .



Obrázek 10: Bilance P2

Entalpie výstupní páry P2 byla určena z bilanční rovnice:

$$M_{pp} \cdot i_{P3,in} = 0,97 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,out} + 0,03 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv}$$

$$\rightarrow i_{P2,out} = \frac{i_{P3,in} - 0,03 \cdot i_{nv}}{0,97} = \frac{3089,77 - 0,03 \cdot 443,94}{0,97} = \quad (5.2)$$

$$= 3171,60 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický pád byl zvolen  $\Delta i_{P2} = 205 \text{ kJ/kg}$

Výstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P2,out} = p_{P3,in} = 42,5 \text{ bar}$

Teplota:  $t_{P2,out} = f(p_{P3,in}; i_{P2,out}) = 384,03^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{P2,out} = 3171,60 \text{ kJ/kg}$

Vstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P2,in} = p_{P2,out} + \Delta p_{P2} = 42,5 + 1,5 = 44 \text{ bar}$

Teplota:  $t_{P2,in} = f(p_{P2,in}; i_{P2,in}) = 306,50^\circ\text{C}$

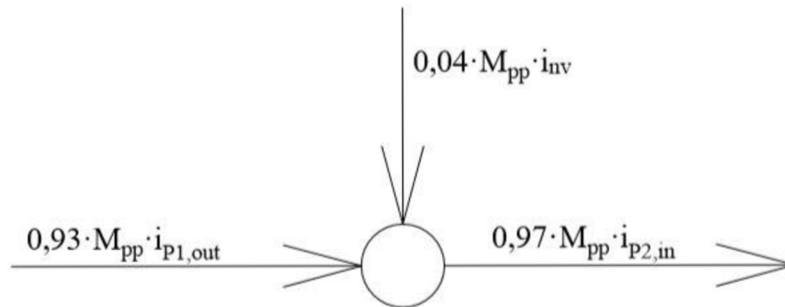
Entalpie:  $i_{P2,in} = i_{P2,out} - \Delta i_{P2} = 3171,91 - 205 = 2966,60 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon:

$$Q_{P2} = 0,97 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{P2} = 0,97 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 205 = 2761,81 \text{ kW} \quad (5.3)$$

### 5.3 Přehřívák P1

Mezi přehříváky P1 a P2 je umístěn první vstřík napájecí vody. Množství napájecí vody bylo voleno 4 %  $M_{pp}$ .



Obrázek 11: Bilance P1

Entalpie vstupní páry P1 byla opět určena z bilanční rovnice:

$$0,97 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,in} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot i_{P1,out} + 0,04 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv}$$

$$\rightarrow i_{P1,out} = \frac{0,97 \cdot i_{P2,in} - 0,04 \cdot i_{nv}}{0,93} = \frac{0,97 \cdot 2966,60 - 0,04 \cdot 443,94}{0,93} =$$
(5.4)

$$= 3075,11 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický pád byl zvolen  $\Delta i_{P1} = 230 \text{ kJ/kg}$

Výstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P1,out} = p_{P2,in} = 44 \text{ bar}$   
 Teplota:  $t_{P1,out} = f(p_{P2,in}; i_{P1,out}) = 346,59 \text{ °C}$   
 Entalpie:  $i_{P1,out} = 3075,11 \text{ kJ/kg}$

Vstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P1,in} = p_{P1,out} + \Delta p_{P1} = 44 + 2,5 = 46,5 \text{ bar}$   
 Teplota:  $t_{P1,in} = f(p_{P1,in}; i_{P1,in}) = 271,68 \text{ °C}$   
 Entalpie:  $i_{P1,in} = i_{P1,out} - \Delta i_{P1} = 3075,11 - 230 = 2845,11 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon:

$$Q_{P1} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{P1} = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 230 = 2970,83 \text{ kW}$$
(5.5)

### 5.4 Závěsné trubky

Závěsné trubky jsou napájeny sytou parou z bubnu, která vstupuje do přehříváku P1. Vstupní parametry páry jsou rovny výstupním parametrům bubnu a výstupní parametry závěsných trubek jsou rovny vstupním parametrům P1. Entalpický spád byl tedy vypočten z rozdílu entalpií na vstupu a výstupu:

$$\Delta i_{zt} = i_{p1,in} - i_{v,out} = 2845,11 - 2796,59 = 48,52 \text{ kJ/kg} \quad (5.6)$$

Tepelný výkon:

$$Q_{zt} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{zt} = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 48,52 = 626,72 \text{ kW} \quad (5.7)$$

### 5.5 Výparník

Výparník je tvořen membránovými stěnami ohniště, druhého a třetího tahu. Dochází zde k fázové přeměně – varu, tedy k izobaricko – izotermickému ději.

Teplota:  $t_V = konst. = f(p_V; x = 1) = 260,1 \text{ °C}$

Tlak:  $p_V = konst. = p_{p1,in} + \Delta p_{zt} = 46,5 + 0,5 = 47 \text{ bar}$

Množství potřebného tepla k fázové přeměně je dáno rozdílem entalpií:

Entalpie na výstupu:  $i_{v,out} = f(p_V; x = 1) = 2796,59 \text{ kJ/kg}$

Entalpie na vstupu:  $i_{v,in} = f(p_V; x = 0) = 1135,34 \text{ kJ/kg}$

Entalpický spád výparníku:

$$\Delta i_V = i_{v,out} - i_{v,in} = 2796,59 - 1135,34 = 1661,24 \text{ kJ/kg} \quad (5.8)$$

Tepelný výkon:

$$Q_V = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_V = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 1661,24 = 21457,71 \text{ kW} \quad (5.9)$$

Z provozních důvodů je nežádoucí, aby voda ve výparníku začala vřít před vstupem do bubny. Proto je zvolen nedohřev, který je dán rozdílem teplot mezi vstupem do výparníku a výstupem z ohříváku napájecí vody. V tomto případě se jedná o nedohřev 56 °C. Proto by měl být výkon výparníku vyšší o  $Q_n$ .

Entalpický spád nedohřevu:

$$\Delta i_n = i_{v,in} - i_{E,out} = 1135,34 - 872,08 = 263,26 \text{ kJ/kg} \quad (5.10)$$

$$Q_n = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_n = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 263,26 = 3400,42 \text{ kW} \quad (5.11)$$

Celkový požadovaný výkon výparníku je tedy:

$$Q_{V,c} = Q_V + Q_n = 21457,71 + 3400,42 = 24858,13 \text{ kW} \quad (5.12)$$

### 5.6 Ekonomizér

Ekonomizér ohřívá napájecí vodu o teplotě 105 °C na teplotu danou nedohřevem výparníku.

Výstupní parametry vody:

Tlak:  $p_{E,out} = p_{v,in} = 47 \text{ bar}$

Teplota:  $t_{E,out} = t_V - t_n = 260,1 - 56 = 204,10 \text{ °C}$

Entalpie:  $i_{E,out} = f(p_{v,in}; t_{E,out}) = 872,08 \text{ kJ/kg}$

Vstupní parametry vody:

$$\text{Tlak: } p_{E,in} = p_{E,out} + \Delta p_E = 47 + 4,5 = 51,5 \text{ bar}$$

$$\text{Teplota: } t_{P1,in} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpie: } i_{P1,in} = f(p_{E,in}; t_{E,in}) = 443,94 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád:

$$\Delta i_E = i_{E,out} - i_{E,in} = 872,08 - 443,94 = 428,15 \text{ kJ/kg} \quad (5.13)$$

Tepelný výkon:

$$Q_E = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_E = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 428,15 = 5530,25 \text{ kW} \quad (5.14)$$

### 5.7 Celkový tepelný výkon

Celkový tepelný výkon je dán součtem všech tepelných výkonů jednotlivých ploch. Pro lepší přehled jsou veškeré parametry uvedeny v následující tabulce:

Teplosměnná plocha		Teplota t [°C]	Tlak p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Entalpický spád Δi [kJ/kg]	Tepelný výkon Q [kW]
Přehřívák P3	out	420,00	41	3259,77	170	2361,11
	in	350,93	42,5	3089,77		
Přehřívák P2	out	384,03	42,5	3171,60	210	2761,81
	in	306,50	44	2966,60		
Přehřívák P1	out	346,59	44	3075,11	225	2970,83
	in	271,68	46,5	2845,11		
Závěsné trubky	out	271,68	46,5	2845,11	48,52	626,72
	in	260,10	47	2796,59		
Výparník	out	260,10	47	2796,59	1924,5	24858,13
	in	204,10	47	872,08		
Ekonomizér	out	204,10	47	872,08	428,15	5530,25
	in	105,00	51,5	443,94		
<b>Celkový tepelný výkon Q<sub>C</sub> [kW]</b>						<b>39108,85</b>

Tabulka 8: Parametry teplosměnných ploch

## 6. NÁVRH II. TAHU

Z důvodu vysoké výstupní teploty ze spalovací komory a znečištění spalin bylo nutné ponechat druhý tah prázdný. Vysoká teplota by zapříčinila vysokoteplotní chlorovou korozi přehřívákových svazků a silné znečištění spalin by vedlo k jejich zanášení popílkovými částmi. Druhý tah tedy tvoří pouze membránová stěna výparníku. Funkcí druhého tahu je odstranění popílku ze spalin, proto je na konci tahu umístěna výsypka, kterou se odvádí popílek zpět do spalovací komory. Výpočet je proveden dle [1].

### 6.1 Návrh rozměrů II. tahu

Rozměry druhého tahu se odvíjí od rychlosti proudění spalin. Dle odborné konzultace by měla rychlost spalin být 7 – 7,5 m/s. Proto byla na začátku zvolena rychlost spalin 7,5 m/s. Vzhledem k tomu, že se rychlost spalin odvíjí od objemového průtoku spalin, který je dán střední teplotou, bylo nutné zvolit výstupní teplotu z II. tahu a na konci tepelného výpočtu ji ověřit.

Střední teplota spalin byla vypočtena:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok} + t_{II,out}}{2} = \frac{884,84 + 764,5}{2} = 824,67 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

Kde vstupní teplota do druhého tahu je rovna výstupní teplotě ze spalovací komory. Teplota na konci II. tahu byla předběžně zvolena 764,5°C.

Objemový průtok pro střední teplotu spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{824,67 + 273,15}{273,15} \right) = 74,57 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.2)$$

Šířka II. tahu je shodná s šířkou spalovací komory. Délka byla určena z rovnice kontinuity:

$$a_{II} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{74,57}{7,5 \cdot 5,5} = 1,808 \text{ m} \quad (6.3)$$

Rozteč trubek membránových stěn je 100 mm. Aby byla splněna rychlost v II. tahu a zároveň byla délka násobkem rozteče trubek, byla zvolena rychlost tahu  $a_{II} = 1,9$  m. Skutečná střední rychlost spalin potom tedy je:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{II} \cdot b_{oh}} = \frac{74,57}{1,9 \cdot 5,5} = 7,14 \text{ m/s} \quad (6.4)$$

Střední rychlost spalin leží v intervalu dle odborné konzultace.

Následně byl určen rozměr  $d_{II,min}$ . Jedná se o místo, kde je nejmenší průtočný průřez spalin a rychlost spalin se dle odborné konzultace pohybuje okolo 9 m/s:

$$d_{II,min} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{74,57}{9 \cdot 5,5} = 1,506 \text{ m} \rightarrow \text{volím } 1,54 \text{ m} \quad (6.5)$$

Z rozměru  $d_{II,min}$  byla určena výška výstupního průřezu  $d_{II}$ :

$$d_{II} = \frac{d_{II,min}}{\sin 40^\circ} = \frac{1,54}{\sin 40^\circ} = 2,4 \text{ m} \quad (6.6)$$

Úhel výsypky byl zvolen dle odborné konzultace 40°.



Pro přehlednost výpočtu jsou uvedeny rozměry v tabulce 9. Výška  $h_{II}$  a výška výsypky  $h_{v,II}$  byly odečteny z výkresu a byl vypočten objem sálající vrstvy, povrch stěn sálající vrstvy a celková teplosměnná plocha.

Rozměr	Značení	Velikost [m]
Délka tahu	$a_{II}$	1,9
Šířka tahu	$b_{oh}$	5,5
Výška výstupního průřezu	$d_{II}$	2,4
Rozměr nejmenšího průřezu	$d_{II,min}$	1,54
Výška od stěny výsypky	$h_{II}$	11,9
Výška výsypky	$h_{v,II}$	2,26

Tabulka 9: Rozměry II. tahu

Objem sálající vrstvy:

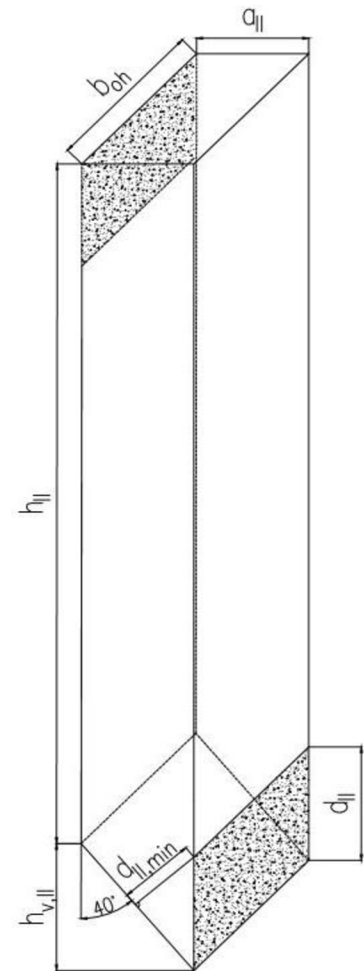
$$V = a_{II} \cdot b_{oh} \cdot \left( h_{II} + \frac{h_{v,II}}{2} \right) = \quad (6.7)$$

$$= 1,9 \cdot 5,5 \cdot \left( 11,9 + \frac{2,26}{2} \right) = 136,16 \text{ m}^3$$

Celková teplosměnná plocha

$$S = F_{st} - b_{oh} \cdot (h_{ok} + d_{II}) = \quad (6.8)$$

$$= 203,29 - 5,5 \cdot (1,8 + 2,4) = 180,19 \text{ m}^2$$



Obrázek 12: Rozměry II. tahu

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = b_{oh} \cdot (a_{II} + 2 \cdot h_{II} + h_{v,II}) + a_{II} \cdot \left( h_{II} + \frac{h_{v,II}}{2} \right) = \quad (6.9)$$

$$= 5,5 \cdot (1,9 + 2 \cdot 11,9 + 2,26) + 1,9 \cdot \left( 11,9 + \frac{2,26}{2} \right) = 203,29 \text{ m}^2$$

## 6.2 Tepelný výpočet

Na začátku tepelného výpočtu byly nejdříve určeny součinitelé přestupu tepla. Součinitel přestupu tepla konvekcí byl určen dle vztahu:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \quad (6.9)$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0967}{2,8243} \cdot \left( \frac{7,14 \cdot 2,8243}{13,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6104^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,699 \frac{W}{m^2K}$$

kde:  $d_e$  [m] – ekvivalentní průměr

$w_{SP}^{stř}$  [m/s] – střední rychlost spalin z rovnice (6.4)

$\lambda, \nu, Pr$  – fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu

$c_t, c_l, c_m$  [-] – opravné koeficienty dle [1]

Ekvivalentní průměr se spočte podle vzorce:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{II} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{II} + b_{oh})} = \frac{4 \cdot (1,9 \cdot 5,5)}{2 \cdot (1,9 + 5,5)} = 2,8243 \text{ m} \quad (6.10)$$

kde F je průřezný průřez kanálu a O je obvod průřezu kanálu.

Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny lineární interpolací pro procentuální obsah vody z rovnice (2.25)  $r_{H_2O} = 15,72\%$  a střední teplotu spalin  $824,67^\circ\text{C}$  z [1]. A proto:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,0967 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 13,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,6104$

Opravné koeficienty byly určeny z [1] a ve všech případech podélného proudění jsou shodné, proto nebudou v následujících výpočtech uváděny.

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv byl určen dle vzorce:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} =$$

$$5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3703 \cdot 1097,82^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{583,25}{1097,82}\right)^4}{1 - \left(\frac{583,25}{1097,82}\right)} = 49,345 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.11)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$   
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,4624} = 0,3703 \quad (6.12)$$

kde exponent  $kps$  [-] je optická hustota spalin dle vzorce:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (1,899 + 0) \cdot 0,101 \cdot 2,4112 = 0,4626 \quad (6.13)$$

kde:  $k_{SP} \cdot r_{SP}$  [1/m·MPa] – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  
 $p$  [MPa] – parciální tlak tříatomových plynů, dle [1]  $p = 0,101 \text{ MPa}$   
 $s$  [m] – efektivní tloušťka sálové vrstvy  
 $k_p \cdot \mu$  [1/m·MPa] – součinitel zeslabení sálání popílkem; u roštových ohnišť odpadá

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny byl vypočten ze vzorce:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} =$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 2,4121}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1097,42}{1000} \right) \cdot 0,2758 =$$

$$= 1,899 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.14)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{136,16}{203,29} = 2,4112 \text{ m} \quad (6.15)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 260,1 + 50 + 273,15 = 583,25 \text{ K} \quad (6.16)$$

Kde  $t_v$  [°C] je teplota média uvnitř trubek stěny,  $t_v = 260,1$  °C, tedy výparníku a  $\Delta t$  je teplotní přírůstek pro výparné plochy, na základě odborné konzultace zvoleno 50 °C.

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 8,699 + 49,345 = 58,044 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.17)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{58,044}{1 + 0,01 \cdot 58,044} = 36,726 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.18)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] představuje součinitel zanesení výhřevné plochy. Dle odborné konzultace je  $\varepsilon = 0,01$ .

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{624,74 - 504,4}{\ln \frac{624,74}{504,4}} = 562,42 \text{ °C} \quad (6.19)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_v = 884,84 - 260,1 = 624,74 \text{ °C} \quad (6.20)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_v = 764,5 - 260,1 = 504,4 \text{ °C}$$

Teplu odebrané spalinám ve druhém tahu:

$$Q_{II} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 36,726 \cdot 180,19 \cdot 562,42 \cdot 10^{-3} = 3722,05 \text{ kW} \quad (6.21)$$

Entalpie spalin na výstupu z druhého tahu:

$$I_{II,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{oh} - Q_{II}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 7832,96 - 3722,05}{3,2038} = 6671,21 \text{ kJ/kg} \quad (6.22)$$

Pro entalpii na výstupu spalin byla odečtena teplota z tabulky 4. Skutečná teplota na výstupu z II. tahu je 764,48 °C. Rozdíl mezi odhadovanou a skutečnou teplotou je 0,02 °C. Výpočet lze považovat za přesný.

## 7. NÁVRH III. TAHU

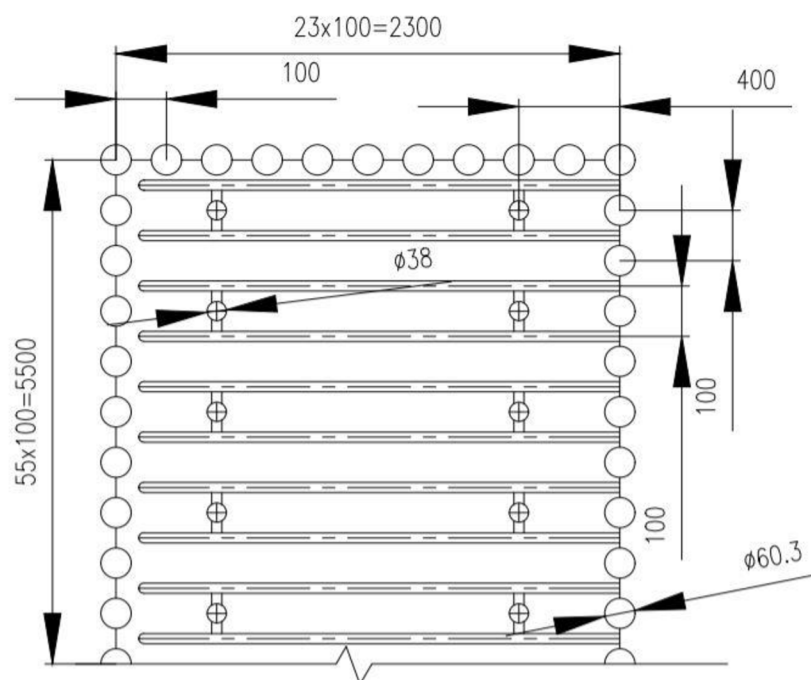
Třetí tah je tvořen membránovými stěnami o rozteči 100 mm. Ihned na začátku je umístěn výparník, který brání nalepování popílku na přehřívácích. Kvůli chlorové korozi byl přehřívák P2 umístěn před přehřívák P3. Oba tyto přehříváky jsou souprroudé, pouze přehřívák P1 je protiproudý. U přehříváku P2 jsou příčné rozteče trubek rozvolněny na 200 mm. V ostatních svazcích jsou rozteče trubek 100 mm. Aby byl zajištěn prostor pro průřez, je mezi jednotlivými svazky mezera 700 mm. Kvůli parním ofukovačům, které jsou umístěny mezi svazky, je nutné zachovat výšku svazku do 2 m.

Optimální rychlost páry uvnitř trubek se má dle konzultace pohybovat mezi 15 – 25 m/s, rychlost spalin mezi 6 – 7 m/s a tepelný výkon by se neměl výrazně lišit od předběžně určeného tepelného výkonu.

Na začátku každého svazku byla určena předběžná výstupní teplota na straně spalin ze svazku, která byla ověřena na konci výpočtu daného úseku.

### 7.1 Délka III. tahu

Délka třetího tahu byla stanovena na základě rychlosti spalin. Rozteč trubek membránových stěn je 100 mm, proto je nutné, aby délka byla násobkem rozteče. Na obrázku lze vidět řez svazkem teplosměnné plochy.



Obrázek 13: Řez svazkem trubek III.tahu

Výpočet byl proveden iteračně, jelikož na začátku výpočtu nebylo známo několik hodnot potřebných k výpočtu délky tahu. Nejvyšší rychlost byla předpokládána v přehříváku P3, protože má oproti přehříváku P2 menší průřezový průřez.

Nejdříve byla stanovena předběžná délka třetího tahu, následně byla ověřena a spočtena pro střední teplotu spalin v úseku s přehřívákem P3, tedy pro 553,7°C.

Minimální průtočný průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = \frac{18,55}{7} \cdot \frac{553,7 + 273,15}{273,15} = 8,02 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

kde rychlost spalin byla volena 7 m/s.

Délka třetího tahu:

$$a_{III} = \frac{F_{SP} + n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4}}{b_{oh} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{8,02 + 54 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}}{5,5 - 54 \cdot 0,038} = 2,34 \text{ m} \quad (7.2)$$

Délka tahu musí být násobkem rozteče, proto volím  $a_{III} = 2,3 \text{ m}$ .

## 7.2 Rozměry závěsných trubek

Trubky svazků jsou vždy zavěšeny na dvou místech ve vzdálenosti 430 mm od osy membránové stěny, každá závěsná trubka nese dvě trubky svazku přehříváku P1 a P3, výjimkou je přehřívák P2, který má 27 trubek. Vnější průměr závěsných trubek byl zvolen 38 mm, tloušťka stěny 5 mm. Střední rychlost proudění páry se musí pohybovat v rozmezí 15 – 25 m/s.

Rozměry závěsných trubek jsou uvedeny v tabulce:

Rozměr	Značení	Velikost
Vnější průměr	D [mm]	38
Tloušťka stěny	t [mm]	5
Vnitřní průměr	d [mm]	28
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	27
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	2
Rozteč trubek v řadě	$s_1$ [mm]	200
Měrný objem páry na vstupu	$v_{pp,in}$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0421
Měrný objem páry na výstupu	$v_{pp,out}$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0449

Tabulka 10: Rozměry závěsných trubek

Střední rychlost páry v trubkách:

$$w_p^{stř} = \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot v_{pp}^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 0,0435}{0,033} = 16,9 \text{ m/s} \quad (7.3)$$

Střední hodnota měrného objemu páry:

$$v_{pp}^{stř} = \frac{v_{pp,in} + v_{pp,out}}{2} = \frac{0,0421 + 0,0449}{2} = 0,0435 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.4)$$

Průtočný průřez páry:

$$F_{ZT} = \frac{n_{ZT} \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \frac{54 \cdot \pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,033 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

### 7.3 Obratová komora

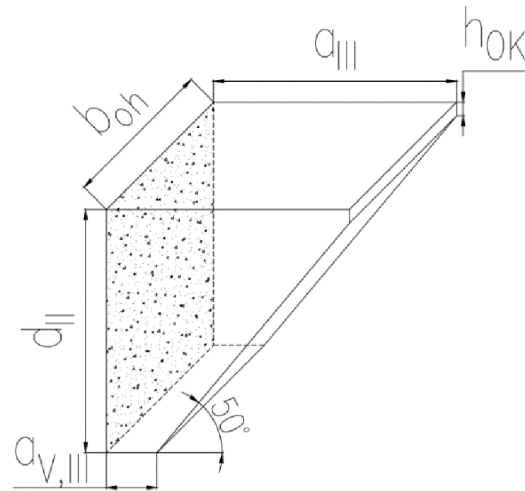
Na začátku třetího tahu je obratová komora, která jej spojuje s druhým tahem. Na dně obratové komory je výsyпка, která odvádí popílek ze spalin zpět do spalovací komory.

Rozměry obratové komory:

Rozměr	Hodnota [m]
$a_{III}$	2,3
$a_{v,III}$	0,5
$b_{oh}$	5,5
$d_{II}$	2,4
$h_{OK}$	0,240

Tabulka 11: Rozměry obratové komory

Na konci obratové komory jsou vyvedeny příčné a podélné závěsné trubky, které zadní stěnou vyvedeny do sběrné komory. Na začátku tepelného výpočtu byla stanovena teplota na konci obratové komory 741,4°C, která byla opět na konci výpočtu ověřena.



Obrázek 14: Schéma obratové komory

Střední teplota spalin v obratové komoře:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok,out} + t_{II,out}}{2} = \frac{741,4 + 764,5}{2} = 752,9 \text{ °C} \quad (7.6)$$

Objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{752,9 + 273,15}{273,15} \right) = 69,7 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.7)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{stř} \cdot b_{oh}} = \frac{69,7}{2,3 \cdot 5,5} = 5,4 \text{ m/s} \quad (7.8)$$

kde  $a_{stř}$  je střední hodnota  $d_{II}$  a  $a_{III}$ .

#### 7.3.1 Membránová stěna

Membránová stěna tvoří boční a zadní stěny tahu. Tepelný výpočet byl proveden jako výpočet ve druhém tahu.

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0902}{3,293} \cdot \left( \frac{5,4 \cdot 3,293}{12,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,618^{0,4} = 6,91 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.9)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro obsah vody  $r_{H_2O} = 15,72 \%$  a střední teplotu spalin 742,94 °C:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,0902 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 12,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,618$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{stř} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{stř} + b_{oh})} = \frac{4 \cdot (2,3 \cdot 5,5)}{2 \cdot (2,3 + 5,5)} = 3,293 \text{ m} \quad (7.10)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} = \quad (7.11)$$

$$5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3108 \cdot 1026,09^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{583,25}{1026,09}\right)^4}{1 - \left(\frac{583,25}{1026,09}\right)} = 35,74 \frac{W}{m^2 K}$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$   
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,3721} = 0,3108 \quad (7.12)$$

kde exponent  $kps$  [-] je optická hustota spalin dle vzorce:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (2,6854 + 0) \cdot 0,101 \cdot 1,449 = 0,3721 \quad (7.13)$$

kde:  $k_{SP} \cdot r_{SP}$  [1/m·MPa] – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  
 $p$  [MPa] – parciální tlak tříatomových plynů, dle [1]  $p = 0,101$  MPa  
 $s$  [m] – efektivní tloušťka sálové vrstvy  
 $k_p \cdot \mu$  [1/m·MPa] – součinitel zeslabení sálání popílkem; u roštových ohnišť odpadá

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny byl vypočten ze vzorce:

$$\begin{aligned} k_{SP} \cdot r_{SP} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 1,372}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1026,09}{1000} \right) \cdot 0,2758 = \\ &= 2,6854 \frac{1}{m \cdot MPa} \end{aligned} \quad (7.14)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{20,43}{53,61} = 1,372 \text{ m} \quad (7.15)$$

Objem sálající vrstvy:

$$V = b_{oh} \cdot \left[ a_{III} \cdot d_{II} - \frac{(a_{III} - a_{V,III})^2}{2} \right] = 5,5 \cdot \left[ 2,3 \cdot 2,4 - \frac{(2,3 - 0,5)^2}{2} \right] = \quad (7.16)$$

$$= 20,43 \text{ m}^3$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = 2 \cdot \left[ a_{III} \cdot d_{II} - \frac{(a_{III} - a_{V,III})^2}{2} \right] + b_{oh} \cdot [a_{V,III} +$$

$$+ \cos 50^\circ (a_{III} - a_{V,III}) + h_{OK} + a_{III} + d_{II}] = \quad (7.17)$$

$$= 2 \cdot \left[ 2,3 \cdot 2,4 - \frac{(2,3 - 0,5)^2}{2} \right] + 5,5 \cdot [0,5 + \cos 50^\circ (2,3 - 0,5) + 0,135 +$$

$$+ 2,3 + 2,4] = 53,61 \text{ m}^2$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn byla určena stejně jako při výpočtu druhého tahu:

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 260,1 + 50 + 273,15 = 583,25 \text{ K} \quad (7.18)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 6,91 + 35,74 = 42,65 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.19)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{42,65}{1 + 0,01 \cdot 42,65} = 29,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.20)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{in} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{504,4 - 481,3}{\ln \frac{504,4}{481,3}} = 492,75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.21)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_v = 764,5 - 260,1 = 504,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.22)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_v = 741,4 - 260,1 = 481,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = F_{st} - b_{oh} \cdot (a_{V,III} + a_{III} + d_{II}) = 54,06 - 5,5 \cdot (0,5 + 2,3 + 2,4) = \quad (7.23)$$

$$= 25,01 \text{ m}^2$$

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou:

$$Q_{MS} = k \cdot S \cdot \Delta t_{in} \cdot 10^{-3} = 29,9 \cdot 25,01 \cdot 492,75 \cdot 10^{-3} = 368,41 \text{ kW} \quad (7.24)$$



### 7.3.2 Příčné závěsné trubky

Při výpočtu jednotlivých příčných závěsných trubek byly parametry páry voleny a na konci výpočtu ověřeny. K určení fyzikálních vlastností páry byl použit program ThermoTables pro MS Excel, veškeré fyzikální vlastnosti páry byly určeny pro střední hodnotu tlaku a teploty.

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	46,5	46,5
	out	46,5	
Teplota t [°C]	in	265,18	268,43
	out	271,68	
Entalpie i [kJ/kg]	in	2820,47	-
	out	2845,12	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0443
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0529
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$8,105 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,309
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			12,92

Tabulka 12: Parametry páry příčných závěsných trubek

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0529}{0,028} \cdot \left( \frac{17,2 \cdot 0,028}{8,105 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,309^{0,4} = 2016,01 \frac{W}{m^2 K}$$
(7.25)

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0443}{0,033} = 17,2 \text{ m/s}$$
(7.26)

Průtočný průřez páry v závěsných trubkách byl stanoven v rovnici (7.5).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} =$$

$$= 0,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{0,0902}{0,038} \cdot \left( \frac{7,09 \cdot 0,038}{12,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,618^{0,33} = 54,29 \frac{W}{m^2 K}$$
(7.27)

kde: D [m] – vnější průměr závěsných trubek

$C_z$  [-] – součinitel opravy na počet podélných řad

$C_s$  [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku na poměrné příčné rozteči

Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny v kapitole 7.3.1

Součinitel opravy na počet podélných řad byl určen pro  $n_{rad} < 10$ :

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91$$
(7.28)

Součinitel  $C_S = 1$ , jelikož poměrná podélná rozteč  $\sigma_2 \geq 2$ :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,15}{0,038} = 3,94 \quad (7.29)$$

Podélná rozteč  $s_2$  byla odečtena z předběžného výkresu.

Průtočný průřez spalin:

$$F_{sp} = a_{III} \cdot b_{oh} - n_{tr} \cdot l_{tr,1} \cdot D = 2,3 \cdot 5,5 - 27 \cdot 2,75 \cdot 0,038 = 9,83 \text{ m}^2 \quad (7.30)$$

Kde  $l_{tr,1}$  je příčná délka trubek v první řadě, odečtena z předběžného výkresu a  $n_{tr}$  je počet závěsných trubek.

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{sp}} = \frac{69,7}{9,83} = 7,09 \text{ m/s} \quad (7.31)$$

kde střední objemový průtok spalin je stejný jako v rovnici (7.7).

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2594 \cdot 1026,09^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{825,68}{1026,09}\right)^4}{1 - \left(\frac{825,68}{1026,09}\right)} = 42,74 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.32)$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,3002} = 0,2594 \quad (7.33)$$

Exponent  $kps$ :

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (3,415 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,8705 = 0,3002 \quad (7.34)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{SP} \cdot r_{SP} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 0,8705}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1026,09}{1000} \right) \cdot 0,2758 = \\ &= 3,415 \frac{1}{m \cdot MPa} \end{aligned} \quad (7.35)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{0,2 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,8705 \text{ m} \quad (7.36)$$

kde příčná rozteč  $s_1 = 200$  mm a podélná rozteč  $s_2 = 150$  mm.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_{zT}^{STŘ} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 268,43 + \left( 0,01 + \frac{1}{2012,72} \right) \cdot \frac{318,45}{11,76} \quad (7.37)$$

$$\cdot 1000 = 825,68 \text{ K}$$

kde:  $Q$  [W] – předpokládaný tepelný výkon

$S$  [m<sup>2</sup>] – celková teplosměnná plocha

Předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_{pp} \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) = 12,92 \cdot (2845,12 - 2820,47) = 318,45 \text{ kW} \quad (7.38)$$

Celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot (l_{tr,1} + l_{tr,2}) = \pi \cdot 0,038 \cdot 27 \cdot (2,75 + 0,9) = 11,76 \text{ m}^2 \quad (7.39)$$

Kde  $l_{tr,2}$  je délka trubek v druhé řadě. Odečteno z předběžného výkresu.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54,29 + 42,74 = 97,03 \frac{W}{m^2K} \quad (7.40)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou [14]:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 97,03}{1 + \frac{97,03}{2016,01}} = 54,54 \frac{W}{m^2K} \quad (7.41)$$

kde:  $\psi$  [-] – součinitel tepelné efektivity, dle [14] je pro méněhodnotná paliva a konvekční přehříváky roven 0,6.

Střední teplotní logaritmičkový spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{492,8 - 476,22}{\ln \frac{492,8}{476,22}} = 484,46 \text{ °C} \quad (7.42)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{p,out} = 764,5 - 271,68 = 492,8 \text{ °C} \quad (7.43)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{p,in} = 741,4 - 265,18 = 476,22 \text{ °C}$$

Skutečný tepelný výkon příčných závěsných trubek:

$$Q_{zT,př} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 54,54 \cdot 11,76 \cdot 484,46 \cdot 10^{-3} = 316,58 \text{ kW} \quad (7.44)$$

Skutečný tepelný výkon se od předpokládaného liší 0,99 kW. Výpočet lze považovat za přesný.

### 7.3.3 Podélné závěsné trubky

Výpočet podélných závěsných trubek byl proveden obdobně jako příčných závěsných trubek se stejnými hodnotami součinitelů na straně spalín.

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	46,5	46,5
	out	46,5	
Teplota t [°C]	in	264,78	264,98
	out	265,18	
Entalpie i [kJ/kg]	in	2818,89	-
	out	2820,47	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0437
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0533
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$7,914 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,343
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			12,92

Tabulka 13: Parametry páry podélných závěsných trubek

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left( \frac{w_{pp}^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0533}{0,028} \cdot \left( \frac{16,95 \cdot 0,028}{7,914 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,343^{0,4} = 2066,21 \frac{W}{m^2K} \quad (7.45)$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0437}{0,033} = 16,95 \text{ m/s} \quad (7.46)$$

Průtočný průřez trubek byl určen v rovnici (7.5).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0902}{2,284} \cdot \left( \frac{5,54 \cdot 2,284}{12,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,618^{0,4} = 7,59 \frac{W}{m^2K} \quad (7.47)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 12,59}{22,05} = 2,284 \text{ m} \quad (7.48)$$

kde světlý průřez  $F_{sp}$  se určí:

$$F_{sp} = a_{III} \cdot b_{oh} - \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2 \cdot n_{tr,c}}{4} = 2,3 \cdot 5,5 - \frac{\pi \cdot 0,038^2 \cdot 54}{4} = 12,59 \text{ m}^2 \quad (7.49)$$

Obvod průřezu:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} = 2 \cdot (2,3 + 5,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 54 = 22,05 \text{ m} \quad (7.50)$$

kde  $n_{tr,c}$  je celkový počet závěsných trubek.

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{sp}} = \frac{69,7}{12,59} = 5,54 \text{ m/s} \quad (7.51)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,5296 \cdot 1026,09^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{869,94}{1026,09}\right)^4}{1 - \left(\frac{869,94}{1026,09}\right)} = 93,22 \frac{W}{m^2K} \quad (7.52)$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,7541} = 0,5296 \quad (7.53)$$

Exponent kps:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (1,131 + 0) \cdot 0,101 \cdot 6,6 = 0,7541 \quad (7.54)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 6,6}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1026,09}{1000} \right) \cdot 0,2758 = 1,131 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (7.55)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{0,2 \cdot 1,1}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 6,6 \text{ m} \quad (7.56)$$

Podélná rozteč byla odečtena z výkresu.

Teplota zaprašeného povrchu stěn:

$$T_z = t_{ZT}^{STR} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 264,98 + \left( 0,01 + \frac{1}{2060,77} \right) \cdot \frac{20,4}{0,64} \cdot 1000 = 869,94 \text{ K} \quad (7.57)$$

Předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_{pp} \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) = 12,92 \cdot (2820,46 - 2818,89) = 20,4 \text{ kW} \quad (7.58)$$

Celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 54 \cdot 0,1 = 0,64 \text{ m}^2 \quad (7.59)$$

Délka závěsných trubek  $l_{tr}$  byla odečtena z předběžného výkresu.

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 7,59 + 93,22 = 100,81 \frac{W}{m^2K} \quad (7.60)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 100,81}{1 + \frac{100,81}{2066,21}} = 57,67 \frac{W}{m^2K} \quad (7.61)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{499,3 - 476,62}{\ln \frac{499,3}{476,62}} = 487,87 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.62)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 764,5 - 265,18 = 499,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.63)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 741,4 - 264,78 = 476,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečné teplo odebrané podélnými závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT,po} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 57,67 \cdot 0,64 \cdot 487,87 \cdot 10^{-3} = 18,14 \text{ kW} \quad (7.64)$$

Skutečný výkon se mírně liší od předpokládaného, proto lze výpočet považovat za přesný.

### 7.3.4 Výstupní teplota spalin

Výstupní teplota spalin z obrátové komory se určí z celkového množství odebraného spalinám v daném úseku:

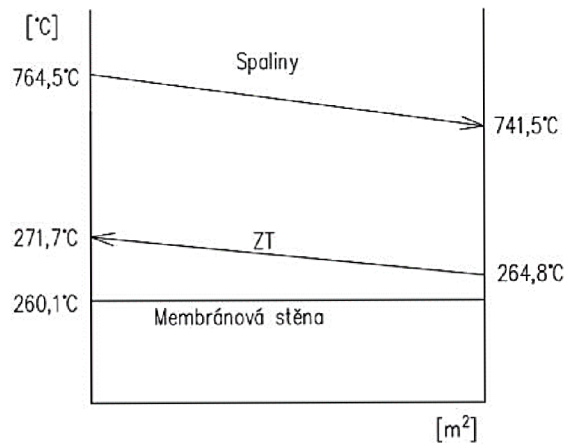
$$Q_{ok} = Q_{MS} + Q_{ZT,př} + Q_{ZT,po} = 368,41 + 316,58 + 18,14 = 703,13 \text{ kW} \quad (7.65)$$

Entalpie spalin na výstupu z obrátové komory:

$$I_{ok,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{II,out} - Q_{ok}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 6667,21 - 703,13}{3,2038} = \quad (7.66)$$

$$= 6451,75 \text{ kJ/kg}$$

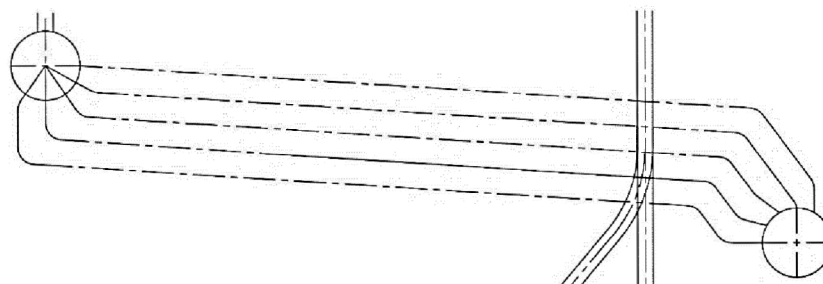
Pro výstupní entalpii spalin byla odečtena teplota z tabulky 4: I – t tabulka spalin 741,45 °C, která se liší o 0,05 °C od odhadované teploty. Výpočet lze považovat za správný.



Obrázek 15: Průběh teplot v obratové komoře

#### 7.4 Úsek s výparníkem

Kvůli nalepování popílku byl umístěn před přehříváky výparník, který navazuje na obratovou komoru. Dle odborné konzultace má celkem 5 hadů. Rozteč trubek je rozvolněna na 200 mm.



Obrázek 16: Výparník ve III. tahu

Rozměry výparníku a parametry páry jsou uvedeny v tabulkách níže:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D [mm]	51
Tloušťka stěny trubky	t [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	d [mm]	43
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	2300
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	200
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	100
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	27
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	5

Tabulka 14: Rozměry výparníku

Střední teplota spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok,out} + t_{v,out}}{2} = \frac{741,4 + 702,5}{2} = 721,95 \text{ °C} \quad (7.67)$$

Střední objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{721,95 + 273,15}{273,15} \right) = 67,59 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.68)$$

Střední rychlost spalin procházející svazkem výparníku:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{67,59}{9,45} = 7,02 \text{ m/s} \quad (7.69)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} - \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \cdot n_{ZT} = 2,3 \cdot 5,5 - \pi \cdot 0,051 \cdot 27 \cdot 2,3 - \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 27 = 9,45 \text{ m}^2 \quad (7.70)$$

#### 7.4.1 Tepelný výpočet výparníku

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	47	47
	out	47	
Teplota t [°C]	in	260,10	260,10
	out	260,10	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,00127
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,6
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,297 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,836
Hmotnostní průtok páry $M_{pp}$ [kg/s]			12,92

Tabulka 15: Parametry páry výparníku

Součinitel přestupu tepla pro příčné proudění a uspořádání za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} =$$

$$= 0,2 \cdot 0,9475 \cdot 0,99 \cdot \frac{0,0872}{0,051} \cdot \left( \frac{7,02 \cdot 0,051}{11,77 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,62^{0,33} = 51,47 \frac{W}{m^2 K} \quad (7.71)$$

kde: D [m] – vnější průměr trubek

$C_z$  [-] – součinitel opravy na počet podélných řad

$C_s$  [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku na poměrné příčné rozteči

Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny pro střední teplotu 721,55 a vlhkost spalin 15,72 %:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,0872 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 11,77 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,62$

Součinitel opravy na počet podélných řad byl určen pro  $n_{rad} < 10$ :

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (5 - 2) = 0,9475 \quad (7.72)$$



Součinitel  $C_S$  představuje opravu na poměrné příčné a podélné rozteči:

$$C_S = \left[ 1 + (2\sigma_1 - 1) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[ 1 + (2 \cdot 3 - 1) \cdot \left( 1 - \frac{1,96}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \quad (7.73)$$

$$= 0,99$$

kde  $\sigma_1$  je příčná rozteč a  $\sigma_2$  poměrná podélná rozteč.

Příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,051} = 3,92 \quad (7.74)$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,051} = 1,96 \quad (7.75)$$

Pokud  $\sigma_1 > 3$  a zároveň  $\sigma_2 < 2$ , lze dle [1] dosadit  $\sigma_1 = 3$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{T_S} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{T_S} \right)} = \quad (7.76)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1907 \cdot 995,1^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{583,25}{995,1} \right)^4}{1 - \left( \frac{583,25}{995,1} \right)} = 20,54 \frac{W}{m^2K}$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,2116} = 0,1907 \quad (7.77)$$

Exponent kps:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (5,19 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,4034 = 0,2116 \quad (7.78)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \quad (7.79)$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 0,4034}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{995,1}{1000} \right) \cdot 0,2758 =$$

$$= 5,19 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,051 \cdot \left( \frac{0,2 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,051^2} - 1 \right) = 0,4034 \text{ m} \quad (7.80)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 260,1 + 50 + 273,15 = 583,25 \text{ K} \quad (7.81)$$

Celková teplosměnná plocha výparníku:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,051 \cdot 2,3 \cdot 27 \cdot 5 = 49,75 \text{ m}^2 \quad (7.82)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 20,54 + 51,47 = 72,01 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.83)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{72,01}{1 + 0,01 \cdot 72,01} = 41,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.84)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{481,3 - 442,4}{\ln \frac{481,3}{442,4}} = 461,57 \text{ °C} \quad (7.85)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_v = 741,45 - 260,1 = 481,3 \text{ °C} \quad (7.86)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_v = 702,5 - 260,1 = 442,4 \text{ °C}$$

Teplo odebrané výparníkem:

$$Q_V = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 41,86 \cdot 49,75 \cdot 461,57 \cdot 10^{-3} = 961,31 \text{ kW} \quad (7.87)$$

#### 7.4.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0872}{0,2585} \cdot \left( \frac{7,02 \cdot 0,2585}{11,77 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,62^{0,4} = 14,58 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned} \quad (7.88)$$

Fyzikální vlastnosti spalin a střední rychlost byla určena v kapitole 7.4.

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 9,45}{146,25} = 0,2585 \text{ m} \quad (7.89)$$

kde  $F_{SP}$  je vypočten v rovnici (7.70) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot l_e \cdot n_{tr} = \\ &= 2 \cdot (2,3 + 5,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 54 + 2 \cdot 2,3 \cdot 27 = 146,25 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.90)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1907 \cdot 995,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{583,25}{995,1}\right)^4}{1 - \left(\frac{583,25}{995,1}\right)} = 20,54 \frac{W}{m^2K} \quad (7.91)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 20,54 + 14,58 = 35,12 \text{ W/m}^2K \quad (7.92)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{35,12}{1 + 0,01 \cdot 35,12} = 25,99 \frac{W}{m^2K} \quad (7.93)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{481,3 - 442,4}{\ln \frac{481,3}{441,7}} = 461,57 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.94)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_v = 741,45 - 260,1 = 481,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.95)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_v = 702,5 - 260,1 = 442,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u \cdot (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 0,9 \cdot (2,3 + 5,5) = 14,04 \text{ m}^2 \quad (7.96)$$

kde  $h_u$  je výška úseku, která je odečtena z předběžného výkresu.

Celkové teplo odebrané membránovou stěnou:

$$Q_{MS} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 25,99 \cdot 14,04 \cdot 461,57 \cdot 10^{-3} = 168,45 \text{ kW} \quad (7.97)$$

### 7.4.3 Závěsné trubky

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	46,51	46,505
	out	46,5	
Teplota t [°C]	in	263,28	263,88
	out	264,48	
Entalpie i [kJ/kg]	in	2812,83	-
	out	2817,70	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0434
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0535
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$7,85 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,355
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			12,92

Tabulka 16: Parametry páry v závěsných trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0535}{0,028} \cdot \left( \frac{16,87 \cdot 0,028}{7,85 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,355^{0,4} = 2084,29 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}\quad (7.98)$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0434}{0,033} = 16,87 \text{ m/s} \quad (7.99)$$

kde průtočný průřez FZT byl určen v rovnici (7.5).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro podélné proudění je shodný se součinitelem přestupu tepla pro membránovou stěnu v rovnici (7.88), tedy  $\alpha_k = 14,58 \frac{W}{m^2K}$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned}\alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1907 \cdot 995,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{650,6}{995,1}\right)^4}{1 - \left(\frac{650,6}{995,1}\right)} = 22,75 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}\quad (7.100)$$

Zde jsou opět všechny hodnoty stejné jako u výpočtu membránové stěny mimo hodnotu teploty zaprášeného povrchu stěn:

$$\begin{aligned}T_Z &= t_{ZT}^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 263,88 + \left( 0,01 + \frac{1}{2084,29} \right) \cdot \\ &\cdot \frac{62,88 \cdot 10^3}{5,8} = 650,6 \text{ K}\end{aligned}\quad (7.101)$$

kde Q [W] je předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_{pp} \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) = 12,92 \cdot (2817,70 - 2812,83) = 62,88 \text{ kW} \quad (7.102)$$

a S [m<sup>2</sup>] je celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} \cdot h_u = \pi \cdot 0,038 \cdot 54 \cdot 0,9 = 5,8 \text{ m}^2 \quad (7.103)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 22,75 + 14,58 = 37,34 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.104)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 37,34}{1 + \frac{37,34}{2084,29}} = 22,01 \frac{W}{m^2K} \quad (7.105)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{476,92 - 439,22}{\ln \frac{476,92}{439,22}} = 457,81 \text{ °C} \quad (7.106)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 741,45 - 264,48 = 476,92 \text{ °C} \quad (7.107)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 702,5 - 263,28 = 439,22 \text{ °C}$$

Skutečné teplo odebrané spalinám:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 22,01 \cdot 5,8 \cdot 457,81 \cdot 10^{-3} = 58,46 \text{ kW} \quad (7.108)$$

Skutečný tepelný výkon se výrazně neliší od předpokládaného tepelného výkonu, proto lze výpočet považovat za přesný.

#### 7.4.4 Výstupní teplota spalin

Celkové množství odebraného tepla v úseku výparníku:

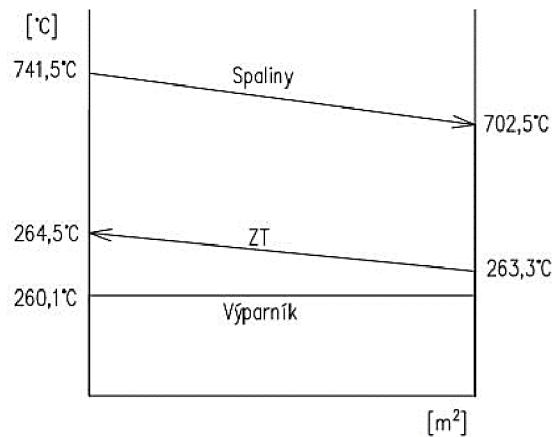
$$Q_{Vu} = Q_V + Q_{MS} + Q_{ZT} = 961,31 + 168,45 + 58,46 = 1188,21 \text{ kW} \quad (7.109)$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku výparníku:

$$I_{Vu,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{ok,out} - Q_{uV}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 6451,75 - 1188,21}{3,2038} = \quad (7.110)$$

$$= 6080,87 \text{ kJ/kg}$$

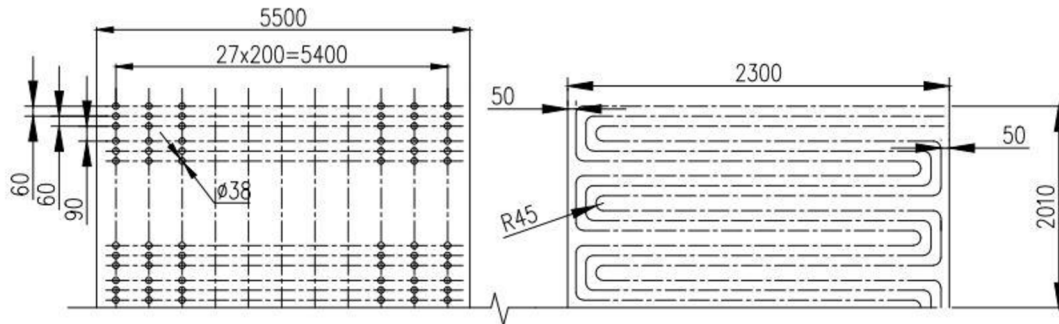
Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 4: I – t tabulka spalin odečtena lineární interpolací skutečná teplota 702,53 °C. Rozdíl mezi odhadnutou teplotou a vypočtenou teplotou je 0,03 °C. Výpočet lze považovat za přesný.



Obrázek 17: Průběh teplot v úseku s výparníkem

## 7.5 Úsek s přehřívákem P2

Aby bylo zabráněno vysokoteplotní chlorové korozi, byl umístěn přehřívák P2 před přehřívák P3. Z důvodu zanášení svazků popílkem byly rozteče trubek zvětšeny na 200 mm oproti přehříváku P3 a P1. Přehřívák P2 je souproudý. Aby se snížila rychlost proudění uvnitř trubek, je přehřívák P2 koncipován jako trojhad.



Obrázek 18: Uspořádání přehříváku P2

Rozměry přehříváku a parametry páry:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D [mm]	38
Tloušťka stěny trubky	t [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	d [mm]	30
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	2200
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	200
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	70
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	27
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	10
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	3

Tabulka 17: Rozměry přehříváku P2

Tepelný výpočet byl rozdělen do tří částí, a to pro přehřívák, membránovou stěnu a závěsné trubky. Na konci výpočtu byly všechny výkony odečteny a ověřena odhadnutá výstupní teplota spalin. Teplota na výstupu z úseku byla zvolena 596,9 °C. Střední teplota spalin byla vypočtena dle vzorce:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{v,out} + t_{p2,out}}{2} = \frac{702,53 + 596,9}{2} = 649,71 \text{ °C} \quad (7.111)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu a vlhkost spalin 15,72 %:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,07601 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 9,479 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,633$

Střední objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{649,71 + 273,15}{273,15} \right) = 62,68 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.112)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} - \pi \cdot \frac{D_{zT}^2}{4} \cdot n_{zT} = 2,3 \cdot 5,5 - \pi \cdot 0,038 \cdot 27 \cdot 2,3 - \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 54 = 10,36 \text{ m}^2 \quad (7.113)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{62,68}{10,36} = 6,05 \text{ m/s} \quad (7.114)$$

### 7.5.1 Tepelný výpočet přehříváku P2

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	44	43,25
	out	42,5	
Teplota t [°C]	in	306,5	345,27
	out	384,03	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0604
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0537
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,325 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,05
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			13,33

Tabulka 18: Parametry páry přehříváku P2

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0537}{0,030} \cdot \left( \frac{15,05 \cdot 0,030}{1,325 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,05^{0,4} = 1127,1 \frac{W}{m^2 K} \quad (7.115)$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot \nu_p^{stř}}{F_p} = \frac{13,33 \cdot 0,0604}{0,0054} = 15,05 \text{ m/s} \quad (7.116)$$

Průtočný průřez uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 27 \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0054 \text{ m}^2 \quad (7.117)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádaná trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = 0,2 \cdot 0,997 \cdot 1 \cdot \frac{0,07601}{0,038} \cdot \left( \frac{6,05 \cdot 0,038}{9,479 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,633^{0,33} = 54,39 \frac{W}{m^2 K} \quad (7.118)$$

kde: D [m] – vnější průměr trubek přehříváku

$C_Z$  [-] – součinitel opravy na počet řad

$C_S$  [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku

Jelikož je  $n_{rad} \geq 10$  je součinitel opravy na počet řad  $C_Z = 1$ .

Součinitel opravy na uspořádání svazku:

$$C_S = \left[ 1 + (2\sigma_1 - 1) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[ 1 + (2 \cdot 3 - 1) \cdot \left( 1 - \frac{1,84}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \quad (7.119)$$

$$= 0,997$$

Kde poměrná příčná rozteč byla vypočtena ze vztahu:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,26 \quad (7.120)$$

a poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,07}{0,038} = 1,84 \quad (7.121)$$

Pokud  $\sigma_1 > 3$  a zároveň  $\sigma_2 < 2$ , lze dle [1] dosadit  $\sigma_1 = 3$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{T_S} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{T_S} \right)} = \quad (7.122)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1945 \cdot 923,11^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{759,76}{923,11} \right)^4}{1 - \left( \frac{756,79}{923,11} \right)} = 24,0 \frac{W}{m^2K}$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$

$a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_S$

$T_S$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin

$T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,2163} = 0,1945 \quad (7.123)$$

Exponent  $kps$ :

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (5,52 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,388 = 0,2163 \quad (7.124)$$



Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{SP} \cdot r_{SP} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 0,388}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{923,11}{1000} \right) \cdot 0,2758 = \\ &= 5,52 \frac{1}{m \cdot MPa} \end{aligned} \quad (7.125)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{0,2 \cdot 0,07}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,388 \text{ m} \quad (7.126)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$\begin{aligned} T_Z &= t_{pp}^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 345,27 + \left( 0,01 + \frac{1}{1127,1} \right) \cdot \\ &\cdot \frac{2761,81 \cdot 1000}{212,74} + 273,15 = 759,76 \text{ K} \end{aligned} \quad (7.127)$$

kde Q je předpokládaný tepelný výkon z rovnice (5.3) a S celkovou teplosměnnou plochu přehříváku P2:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,2 \cdot 27 \cdot 10 \cdot 3 = 212,74 \text{ m}^2 \quad (7.128)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 24 + 54,39 = 78,39 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.129)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 78,39}{1 + \frac{78,39}{1127,1}} = 43,98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.130)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{396,03 - 213,37}{\ln \frac{396,03}{213,37}} = 295,34 \text{ °C} \quad (7.131)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,in} = 702,53 - 306,5 = 396,03 \text{ °C} \quad (7.132)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,out} = 597,4 - 384,03 = 213,37 \text{ °C}$$

Teplo odebrané spalinám přehřívákem P2:

$$Q_{P2} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 43,98 \cdot 212,74 \cdot 295,34 \cdot 10^{-3} = 2763,09 \text{ kW} \quad (7.133)$$

Skutečný tepelný výkon přehříváku se výrazně neliší od předpokládaného tepelného výkonu.

### 7.5.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla pro podélné proudění:

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,07601}{0,2901} \cdot \left( \frac{6,05 \cdot 0,2901}{9,479 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,633^{0,4} = 13,03 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}\quad (7.134)$$

Fyzikální vlastnosti spalin jsou uvedeny v kapitole 7.5.

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 10,36}{142,9} = 0,2901 \text{ m} \quad (7.135)$$

Průtočný průřez  $F_{SP}$  byl vypočten v rovnici (7.113) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned}O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} = \\ &= 2 \cdot (2,3 + 5,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 54 + 2 \cdot (0,038 + 2,3) \cdot 27 = 142,9 \text{ m}\end{aligned}\quad (7.136)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned}\alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1945 \cdot 923,11^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{583,25}{923,11}\right)^4}{1 - \left(\frac{583,25}{923,11}\right)} = 17,92 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}\quad (7.137)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$

$a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_S$  z rovnice (7.123)

$T_S$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin

$T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn z rovnice (7.81)

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 13,03 + 17,92 = 31,35 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.138)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{31,35}{1 + 0,01 \cdot 31,35} = 26,63 \frac{W}{m^2K} \quad (7.139)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{442,43 - 337,3}{\ln \frac{442,43}{337,3}} = 387,49 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.140)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_V = 702,53 - 260,1 = 442,43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.141)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_V = 597,4 - 260,1 = 337,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u \cdot (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 2,01 \cdot (2,3 + 5,5) = 31,36 \text{ m}^2 \quad (7.142)$$

kde  $h_u$  [m] je výška úseku.

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou:

$$Q_{MS} = k \cdot S \cdot \Delta t_{in} \cdot 10^{-3} = 26,63 \cdot 31,36 \cdot 387,49 \cdot 10^{-3} = 287,15 \text{ kW} \quad (7.143)$$

### 7.5.3 Závěsné trubky

Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách:

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	46,535	46,5225
	out	46,51	
Teplota t [ $^\circ\text{C}$ ]	in	261,58	262,43
	out	263,28	
Entalpie i [kJ/kg]	in	2805,72	-
	out	2812,83	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0431
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0537
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$7,766 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,373
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			12,92

Tabulka 19: Parametry páry v závěsných trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left( \frac{w_{pp}^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0537}{0,028} \cdot \left( \frac{16,76 \cdot 0,028}{7,766 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,373^{0,4} = 2110,21 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.144)$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubek:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0431}{0,033} = 16,87 \text{ m/s} \quad (7.145)$$

kde průtočný průřez  $F_{ZT}$  byl určen v rovnici (7.5).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro podélné proudění je shodný se součinitelem přestupu tepla pro membránovou stěnu v rovnici (7.134), tedy  $\alpha_k = 13,03 \frac{W}{m^2K}$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1945 \cdot 923,11^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{609,81}{923,11}\right)^4}{1 - \left(\frac{609,81}{923,11}\right)} = 18,72 \frac{W}{m^2K}$$
(7.146)

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$  z rovnice (7.123)  
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn z rovnice

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_Z = t_{ZT}^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 262,43 + \left(0,01 + \frac{1}{2110,21}\right) \cdot$$

$$\cdot \frac{91,83 \cdot 1000}{12,96} + 273,15 = 609,81 K$$
(7.147)

kde  $Q$  je předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_{pp} \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) = 12,92 \cdot (2812,83 - 2805,72) = 91,83 kW$$
(7.148)

a  $S$  je celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} \cdot h_u = \pi \cdot 0,038 \cdot 54 \cdot 2,01 = 12,96 m^2$$
(7.149)

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 13,03 + 18,72 = 31,75 W/m^2K$$
(7.150)

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 31,75}{1 + \frac{31,75}{2110,21}} = 18,77 \frac{W}{m^2K}$$
(7.151)

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{439,25 - 335,82}{\ln \frac{439,25}{335,82}} = 385,23 \text{ } ^\circ\text{C}$$
(7.152)

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 702,53 - 263,28 = 439,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$
(7.153)

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 597,4 - 261,58 = 335,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 18,77 \cdot 12,96 \cdot 385,23 \cdot 10^{-3} = 93,68 kW$$
(7.154)

Skutečný tepelný výkon se od předpokládaného výrazně neliší, proto lze výpočet považovat za dostatečně přesný.

#### 7.5.4 Výstupní teplota spalin

Celkové množství odebraného tepla spalinám v úseku P2:

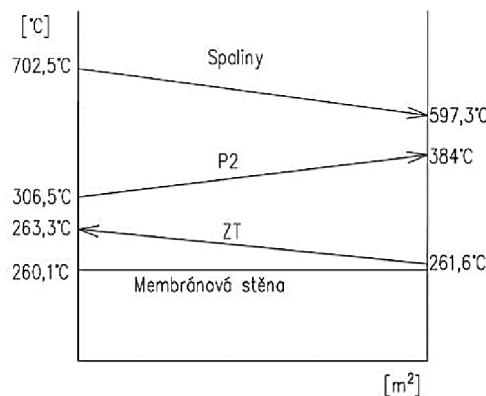
$$Q_{P2u} = Q_{P2} + Q_{MS} + Q_{ZT} = 2763,09 + 287,15 + 93,68 = 3143,91 \text{ kW} \quad (7.155)$$

Entalpie na výstupu z úseku přehříváku P2:

$$I_{P2u,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{ok,out} - Q_{uv}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 6080,87 - 3143,91}{3,2038} = \quad (7.156)$$

$$= 5099,35 \text{ kJ/kg}$$

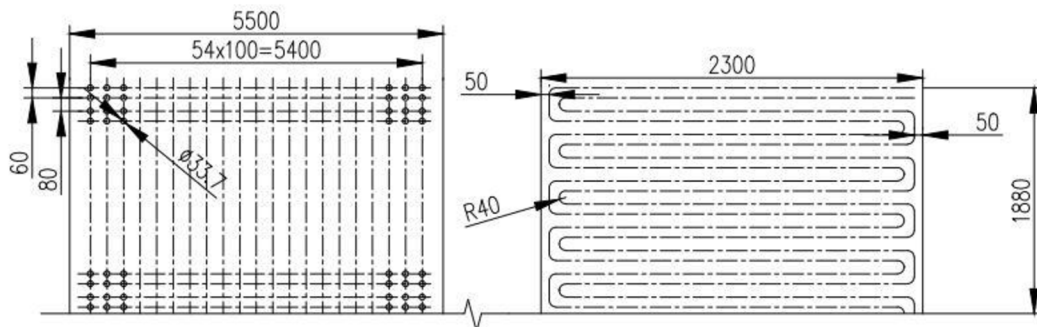
Z tabulky 4: I – t tabulka spalin byla pro výslednou entalpii odečtena teplota 597,35 °C, která se liší o 0,05 °C od předpokládané. Proto lze výpočet považovat za přesný.



Obrázek 19: Průběh teplot v úseku P2

#### 7.6 Úsek s přehřívákem P3

Za parním ofukovačem 700 mm za přehřívákem P2 je přehřívák P3. Přehřívák je souproutý, kvůli rychlosti páry byla volena koncepce dvojhadu. Rozteče trubek jsou 100 mm oproti přehříváku P2. Tepelný výpočet je obdobný jako výpočet přehříváku P2. Je tedy rozdělený do třech částí. Na začátku byla zvolena výstupní teplota spalin, která byla na konci výpočtu ověřena.



Obrázek 20: Uspořádání přehříváku P3

Rozměry přehříváku a parametry páry jsou uvedeny v tabulkách níže:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D [mm]	33,7
Tloušťka stěny trubky	t [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	d [mm]	25,7
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	2200
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	100
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	75
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	54
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	14
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	2

Tabulka 20: Rozměry přehříváku P3

Výstupní teplota spalin byla zvolena 510,1 °C. Střední teplota spalin je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P3,out} + t_{P2,out}}{2} = \frac{510,1 + 597,35}{2} = 553,72 \text{ °C} \quad (7.157)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu a vlhkost spalin 15,72 %:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,07206 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 8,655 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,638$

Střední objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{553,83 + 273,15}{273,15} \right) = 56,17 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.158)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} - \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \cdot n_{ZT} = 2,3 \cdot 5,5 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 54 \cdot 2,3 - \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 54 = 8,59 \text{ m}^2 \quad (7.159)$$

Střední rychlost proudění spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{56,17}{8,59} = 6,54 \text{ m/s} \quad (7.160)$$

### 7.6.1 Tepelný výpočet přehříváku P3

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	42,5	41,75
	out	41	
Teplota t [°C]	in	350,93	385,46
	out	420	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0683
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0571
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,62 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,002
Hmotnostní průtok páry $M_{pp}$ [kg/s]			13,89

Tabulka 21: Parametry páry v přehříváku P3

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0571}{0,0257} \cdot \left( \frac{16,92 \cdot 0,0257}{1,62 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,002^{0,4} = 1126,39 \frac{W}{m^2K}$$
(7.161)

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_p} = \frac{13,389 \cdot 0,0683}{0,0056} = 16,92 \text{ m/s}$$
(7.162)

Průtočný průřez páry uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 54 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,00257^2}{4} = 0,0056 \text{ m}^2$$
(7.163)

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} =$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,07206}{0,0337} \cdot \left( \frac{6,54 \cdot 0,0337}{8,655 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,638^{0,33} = 60,33 \frac{W}{m^2K}$$
(7.164)

kde: D [m] – vnější průměr trubek přehříváku

$C_z$  [-] – součinitel opravy na počet řad

$C_s$  [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku

Jelikož je  $n_{řad} \geq 10$  je součinitel opravy na počet řad  $C_z = 1$  a  $C_s = 1$ , protože poměrná podélná rozteč  $\sigma_2 \geq 2$ :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,0338} = 2,23$$
(7.165)

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1604 \cdot 826,875^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{731,61}{826,875}\right)^4}{1 - \left(\frac{731,61}{826,875}\right)} = 15,63 \frac{W}{m^2 K}$$
(7.166)

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$   
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,1749} = 0,1604$$
(7.167)

Exponent kps:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (7,706 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,2247 = 0,1749$$
(7.168)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} =$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 0,2247}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{826,875}{1000} \right) \cdot 0,2758 =$$

$$= 7,706 \frac{1}{m \cdot MPa}$$
(7.169)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0337 \left( \frac{0,1 \cdot 0,075}{\pi \cdot 0,0337^2} - 1 \right) = 0,2758 \text{ m}$$
(7.170)

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_Z = t_p^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 385,46 + \left( 0,01 + \frac{1}{1126,39} \right) \cdot$$

$$\cdot \frac{2361,11 \cdot 1000}{352,17} + 273,15 = 731,61 \text{ K}$$
(7.171)

kde  $Q$  [W] představuje předpokládaný tepelný výkon přehříváku P3 z rovnice (5.1) a  $S$  [m<sup>2</sup>] celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 54 \cdot 14 \cdot 2 = 352,17 \text{ m}^2$$
(7.172)

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 15,63 + 60,33 = 75,96 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$
(7.173)



Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 75,96}{1 + \frac{75,96}{1126,39}} = 42,7 \frac{W}{m^2K} \quad (7.174)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{246,42 - 90,1}{\ln \frac{246,42}{90,1}} = 155,37 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.175)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,in} = 597,35 - 350,93 = 246,42 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.176)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,out} = 510,1 - 420 = 90,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplu odebrané spalinám přehřívákem P3:

$$Q_{P3} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 42,7 \cdot 352,17 \cdot 155,37 \cdot 10^{-3} = 2336,32 \text{ kW} \quad (7.177)$$

### 7.6.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla pro podélné proudění:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,07206}{0,1304} \cdot \left( \frac{6,54 \cdot 0,1304}{8,655 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,638^{0,4} = 16,63 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.178)$$

Fyzikální vlastnosti spalin jsou uvedeny v kapitole 7.5.

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 8,59}{263,29} = 0,1304 \text{ m} \quad (7.179)$$

Průtočný průřez  $F_{SP}$  byl vypočten v rovnici (7.159) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} = \\ &= 2 \cdot (2,3 + 5,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 54 + 2 \cdot (0,0337 + 2,3) \cdot 54 = 263,29 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.180)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1945 \cdot 826,875^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{583,25}{826,875} \right)^4}{1 - \left( \frac{583,25}{826,875} \right)} = 11,88 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.181)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$

$a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$  z rovnice (7.167)

$T_S$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin

$T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn z rovnice (7.81)

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 11,88 + 16,63 = 28,51 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.182)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{28,51}{1 + 0,01 \cdot 28,51} = 22,19 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.183)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{337,25 - 250}{\ln \frac{337,25}{250}} = 291,45 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.184)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_V = 597,35 - 260,1 = 337,25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.185)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_V = 510,1 - 260,1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u \cdot (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 1,88 \cdot (2,3 + 5,5) = 29,33 \text{ m}^2 \quad (7.186)$$

kde  $h_u$  [m] je výška úseku odečtená z výkresu.

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou:

$$Q_{MS} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 22,19 \cdot 29,33 \cdot 291,45 \cdot 10^{-3} = 189,65 \text{ kW} \quad (7.187)$$

### 7.6.3 Závěsné trubky

Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách:

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	46,56	46,5475
	out	46,535	
Teplota t [°C]	in	260,58	261,08
	out	261,58	
Entalpie i [kJ/kg]	in	2801,38	-
	out	2805,72	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0428
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0539
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$7,684 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,392
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			12,92

Tabulka 22: Parametry páry v závěsných trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0539}{0,028} \cdot \left( \frac{16,64 \cdot 0,028}{7,684 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,392^{0,4} = 2136,68 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}\quad (7.188)$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubek:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0428}{0,033} = 16,64 \text{ m/s} \quad (7.189)$$

kde průtočný průřez  $F_{ZT}$  byl určen v rovnici (7.5).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro podélné proudění je shodný se součinitelem přestupu tepla pro membránovou stěnu v rovnici (7.177), tedy  $\alpha_k = 16,63 \frac{W}{m^2K}$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned}\alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1604 \cdot 826,875^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{582,61}{826,875}\right)^4}{1 - \left(\frac{582,61}{826,875}\right)} = 11,87 \frac{W}{m^2K}\end{aligned}\quad (7.190)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$

$a$  [-] – stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu  $T_s$  z rovnice (7.167)

$T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalín

$T_z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn z rovnice

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$\begin{aligned}T_z &= t_{ZT}^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 262,43 + \left( 0,01 + \frac{1}{2136,68} \right) \cdot \\ &\cdot \frac{56,01 \cdot 1000}{12,12} = 582,61 \text{ K}\end{aligned}\quad (7.191)$$

kde  $Q$  je předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_{pp} \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) = 12,92 \cdot (2805,72 - 2801,38) = 56,01 \text{ kW} \quad (7.192)$$

a  $S$  je celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} \cdot h_u = \pi \cdot 0,038 \cdot 54 \cdot 1,88 = 12,12 \text{ m}^2 \quad (7.193)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 11,87 + 16,63 = 28,5 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.194)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 28,5}{1 + \frac{28,5}{2136,68}} = 16,87 \frac{W}{m^2K} \quad (7.195)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{335,78 - 249,52}{\ln \frac{335,78}{249,52}} = 335,77 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.196)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 597,35 - 261,58 = 335,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.197)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 510,1 - 260,58 = 249,52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 16,87 \cdot 12,12 \cdot 335,77 \cdot 10^{-3} = 59,41 \text{ kW} \quad (7.198)$$

Skutečný tepelný výkon se od předpokládaného výrazně neliší, proto lze výpočet považovat za dostatečně přesný a parametry páry za dobře odhadnuté.

#### 7.6.4 Výstupní teplota spalin

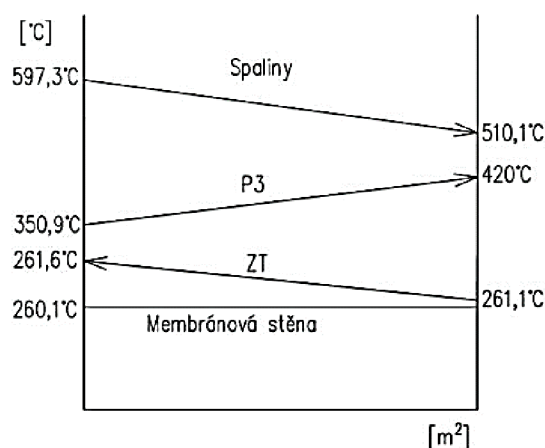
Celkové množství odebraného tepla spalinám v úseku P3:

$$Q_{P3u} = Q_{P3} + Q_{MS} + Q_{ZT} = 2336,32 + 189,65 + 59,41 = 2585,38 \text{ kW} \quad (7.199)$$

Entalpie na výstupu z úseku přehříváku P2:

$$I_{P3u,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P2u,out} - Q_{P3u}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 5099,58 - 2585,35}{3,2038} = 4292,62 \text{ kJ/kg} \quad (7.200)$$

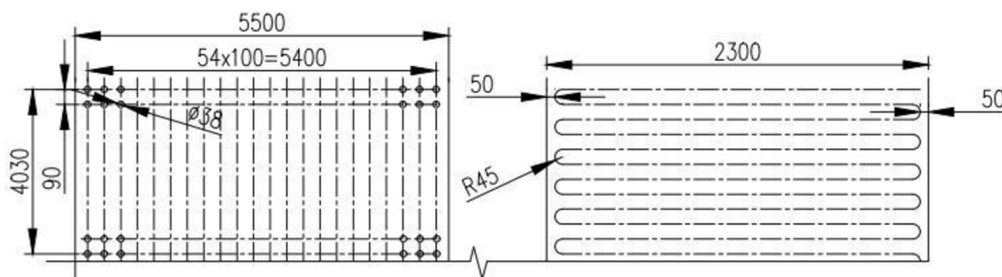
Z tabulky 4: I – t tabulka spalin byla pro výslednou entalpii odečtena teplota 510,14 °C, která se liší o 0,04 °C od předpokládané. Proto lze výpočet považovat za přesný.



Obrázek 21: Průběh teplot v úseku P3

### 7.7 Úsek s přehřívákem P1

Přehřívák P1 je oproti ostatním přehřívákům protiproudý a je koncipován jako jednohad. Rozteče trubek jsou jako u přehříváku P3 100 mm.



Obrázek 22: Uspořádání přehříváku P1

Tepelný výpočet je proveden jako u předchozích přehříváků. Rozměry přehříváku a parametry páry jsou uvedeny v tabulkách níže:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D [mm]	38
Tloušťka stěny trubky	t [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	d [mm]	30
Efektivní délka trubky	$l_c$ [mm]	2200
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	100
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	90
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	54
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	38
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	1

Tabulka 23: Rozměry přehříváku P1

Výstupní teplota spalin byla zvolena 393,3 °C. Střední teplota spalin je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P3,out} + t_{P1,out}}{2} = \frac{510,14 + 393,3}{2} = 451,72 \text{ °C} \quad (7.200)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu a vlhkost spalin 15,72 %:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,0629 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 6,918 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,648$

Střední objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{451,72 + 273,15}{273,15} \right) = 49,23 \text{ m}^3/\text{s} \quad (7.201)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} - \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \cdot n_{ZT} = 2,3 \cdot 5,5 -$$

$$- \pi \cdot 0,038 \cdot 54 \cdot 2,3 - \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 54 = 8,07 \text{ m}^2 \quad (7.202)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{49,23}{8,07} = 6,1 \text{ m/s} \quad (7.203)$$

### 7.7.1 Tepelný výpočet přehříváku P1

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	46,5	45,25
	out	44	
Teplota t [°C]	in	271,68	309,13
	out	346,59	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0524
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0519
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,062 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,127
Hmotnostní průtok páry $M_{pp}$ [kg/s]			12,92

Tabulka 24: Parametry páry přehříváku P1

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0519}{0,030} \cdot \left( \frac{17,73 \cdot 0,030}{1,062 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,127^{0,4} = 1513,64 \frac{W}{m^2 K} \quad (7.204)$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_p} = \frac{12,92 \cdot 0,0524}{0,0038} = 17,73 \text{ m/s} \quad (7.205)$$

Průtočný průřez uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 54 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0038 \text{ m}^2 \quad (7.206)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádaná trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} =$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0629}{0,038} \cdot \left( \frac{6,1 \cdot 0,038}{6,918 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,648^{0,33} = 57,72 \frac{W}{m^2 K} \quad (7.207)$$

kde:  $D$  [m] – vnější průměr trubek přehříváku  
 $C_z$  [-] – součinitel opravy na počet řad  
 $C_s$  [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku

Jelikož je  $n_{řad} \geq 10$  je součinitel opravy na počet řad  $C_z = 1$  a  $C_s = 1$ , protože poměrná podélná rozteč  $\sigma_2 \geq 2$ :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37 \quad (7.208)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1725 \cdot 724,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{641,05}{724,81}\right)^4}{1 - \left(\frac{641,05}{724,81}\right)} = 11,31 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.209)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$   
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,1893} = 0,1725 \quad (7.210)$$

Exponent kps:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (7,903 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,2372 = 0,1893 \quad (7.211)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{SP} \cdot r_{SP} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1572}{3,16 \cdot \sqrt{0,0279 \cdot 0,2372}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{724,81}{1000} \right) \cdot 0,2758 = \\ &= 0,1893 \frac{1}{m \cdot MPa} \end{aligned} \quad (7.212)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{0,1 \cdot 0,09}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,2372 \text{ m} \quad (7.213)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_Z = t_p^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 309,13 + \left( 0,01 + \frac{1}{1513,64} \right) \cdot \frac{2970,83 \cdot 1000}{538,93} + 273,15 = 641,05 \text{ K} \quad (7.214)$$

kde Q [W] je předpokládaný tepelný výkon z rovnice (5.5) a S [m<sup>2</sup>] celkovou teplosměnnou plochu přehříváku P1:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,2 \cdot 54 \cdot 38 \cdot 1 = 538,93 \text{ m}^2 \quad (7.215)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 11,31 + 57,72 = 69,03 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.216)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 69,03}{1 + \frac{69,03}{1513,64}} = 39,61 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.217)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{163,55 - 121,62}{\ln \frac{163,55}{121,62}} = 141,55 \text{ °C} \quad (7.218)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 510,14 - 346,59 = 163,55 \text{ °C} \quad (7.219)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 393,3 - 271,68 = 121,62 \text{ °C}$$

Teplo odebrané spalinám přehřívákem P1:

$$Q_{P1} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 39,61 \cdot 538,93 \cdot 141,55 \cdot 10^{-3} = 3022,0 \text{ kW} \quad (7.220)$$

### 7.7.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0629}{0,1225} \cdot \left( \frac{6,1 \cdot 0,1225}{6,918 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,648^{0,4} = 16,73 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.221)$$

Fyzikální vlastnosti spalin jsou uvedeny v kapitole 7.7.

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 8,07}{263,75} = 0,1225 \text{ m} \quad (7.222)$$

Průtočný průřez F<sub>SP</sub> byl vypočten v rovnici (7.203) a obvod průřezu:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} = 2 \cdot (2,3 + 5,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 54 + 2 \cdot (0,038 + 2,3) \cdot 54 = 263,75 \text{ m} \quad (7.223)$$



Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1725 \cdot 724,87^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{583,25}{724,87}\right)^4}{1 - \left(\frac{583,25}{724,87}\right)} = 10,02 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (7.224)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$  z rovnice (7.210)  
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn z rovnice (7.81)

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 10,02 + 16,73 = 26,75 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.225)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{26,75}{1 + 0,01 \cdot 26,75} = 21,1 \frac{W}{m^2K} \quad (7.226)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{250,04 - 133,2}{\ln \frac{250,04}{133,2}} = 185,53 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.227)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_V = 510,14 - 260,1 = 250,04 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.228)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_V = 393,3 - 260,1 = 133,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u \cdot (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 4,03 \cdot (2,3 + 5,5) = 51,95 \text{ m}^2 \quad (7.229)$$

kde  $h_u$  [m] je výška úseku, odečtena z výkresu.

Teplu odebrané spalinám membránovou stěnou:

$$Q_{MS} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 21,1 \cdot 51,95 \cdot 185,53 \cdot 10^{-3} = 203,4 \text{ kW} \quad (7.230)$$

### 7.7.3 Závěsné trubky

Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách:

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	47	46,78
	out	46,56	
Teplota t [°C]	in	260,10	260,34
	out	260,58	
Entalpie i [kJ/kg]	in	2796,89	-
	out	2801,38	
Měrný objem $v_p$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,0424
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_p$ [W/mK]			0,0542
Kinematická viskozita $\nu_p$ [m <sup>2</sup> /s]			$7,59 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,409
Hmotnostní průtok páry $M_p$ [kg/s]			12,92

Tabulka 25: Parametry páry v závěsných trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left( \frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0542}{0,028} \cdot \left( \frac{16,48 \cdot 0,028}{7,59 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,409^{0,4} = 2161,56 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned} \quad (7.231)$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubek:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0424}{0,033} = 16,48 \text{ m/s} \quad (7.232)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro podélné proudění je shodný se součinitelem přestupu tepla pro membránovou stěnu v rovnici (7.221), tedy  $\alpha_k = 16,73 \frac{W}{m^2 K}$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{T_s} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{T_s} \right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1945 \cdot 724,87^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{563,7}{724,87} \right)^4}{1 - \left( \frac{563,7}{724,87} \right)} = 9,61 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned} \quad (7.233)$$

kde:  $a_{st}$  [-] – stupeň černosti povrchu stěn, dle [1]  $a_{st} = 0,8$   
 $a$  [-] – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_s$  z rovnice (7.210)  
 $T_s$  [K] – absolutní střední teplota proudu spalin  
 $T_Z$  [K] – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn z rovnice

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_Z = t_{ZT}^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} + 273,15 = 260,34 + \left( 0,01 + \frac{1}{2161,56} \right) \cdot \frac{61,98 \cdot 1000}{21,47} = 563,7 \text{ K} \quad (7.234)$$

kde Q je předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_{pp} \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) = 12,92 \cdot (2801,38 - 2796,59) = 61,98 \text{ kW} \quad (7.235)$$

a S je celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{tr,c} \cdot h_u = \pi \cdot 0,038 \cdot 54 \cdot 4,03 = 21,47 \text{ m}^2 \quad (7.236)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 9,61 + 16,73 = 26,34 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.237)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 26,34}{1 + \frac{26,34}{2161,56}} = 15,62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (7.238)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{249,56 - 133,2}{\ln \frac{249,56}{133,2}} = 185,33 \text{ °C} \quad (7.239)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 510,14 - 260,58 = 249,56 \text{ °C} \quad (7.240)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 393,3 - 260,34 = 133,2 \text{ °C}$$

Teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 15,62 \cdot 26,34 \cdot 185,33 \cdot 10^{-3} = 62,13 \text{ kW} \quad (7.241)$$

#### 7.7.4 Výstupní teplota spalin

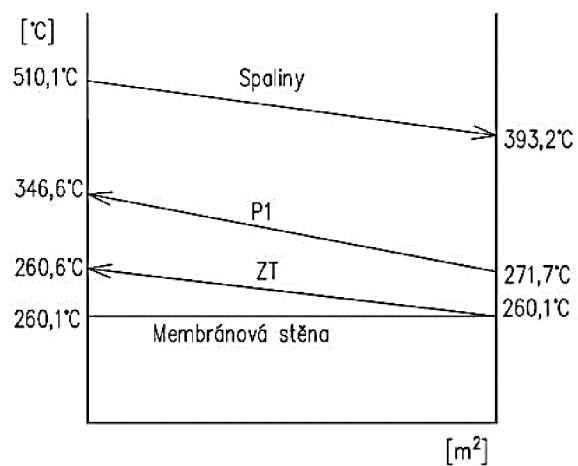
Celkové množství odebraného tepla spalinám v úseku P1:

$$Q_{P1u} = Q_{P1} + Q_{MS} + Q_{ZT} = 3022,0 + 203,4 + 62,13 = 3287,53 \text{ kW} \quad (7.242)$$

Entalpie na výstupu z úseku přehříváku P1:

$$I_{P1u,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P3u,out} - Q_{P1u}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 4292,62 - 3287,53}{3,2038} = 3266,49 \text{ kJ/kg} \quad (7.243)$$

Z tabulky 4: I – t tabulka spalin byla pro výslednou entalpii odečtena teplota 392,23 °C, která se liší o 0,07 °C od předpokládané. Proto lze výpočet považovat za přesný.



Obrázek 23: Průběh teplot v úseku P1

## 8. NÁVRH IV. TAHU

Čtvrtý tah je tvořen svazky ekonomizéru 1 a 2. Svazky trubek jsou zavěšeny na nechlazených závěsných trubkách v nechlazeném plechovém kanálu. Trubky ekonomizéru mají průměr 31,8 mm a příčná rozteč mezi trubkami je z důvodu zanášení popílkem 100 mm. Tloušťka trubek je 4 mm a v jedné řadě je umístěno celkem 29 trubek. Koncepce ekonomizéru je jednohad. Z ekonomizéru E1 proudí voda do ohříváku vzduchu, který je umístěn mimo kotel. Voda ohřívá vzduch z 20 °C na 140 °C a poté se vrací do ekonomizéru E2. Ohřívák vzduchu je umístěn mezi ekonomizéry z důvodu zamezení varu v trubkách ekonomizéru. Proto bylo nutné navrhovat souběžně ekonomizéry a ohřívák vzduchu.

### 8.1 Návrh rozměrů tahu

Návrh rozměrů tahu byl proveden pro střední teplotu vody, vstupní teplota vody do ekonomizéru je 128 °C, jelikož za filtrem spalin je ještě jeden ekonomizér, který ohřívá napájecí vodu ze 105 °C. Fyzikální vlastnosti vody pro návrh kanálu jsou uvedeny v tabulce:

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	50,5	48,75
	out	47	
Teplota t [°C]	in	128	166,05
	out	204,1	
Entalpie i [kJ/kg]	in	541,13	-
	out	872,08	
Měrný objem $v_v$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,001106
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_v$ [W/mK]			0,683
Kinematická viskozita $\nu_v$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,821 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,05
Hmotnostní průtok vody $M_v$ [kg/s]			12,92

Tabulka 26: Fyzikální vlastnosti vody ve IV. tahu

Šířka plechového kanálu byla navržena s ohledem na rychlost vody v trubkách, která by se měla dle odborné konzultace pohybovat mezi 0,7 – 1,5 m/s. Střední rychlost proudění vody v trubkách je:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v^{stř}}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 0,001106}{0,0129} = 1,11 \text{ m/s} \quad (8.1)$$

Měrný objem vody byl odečten z tabulky 26. Průtočný průřez vody uvnitř trubek byl vypočten dle vzorce:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 29 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,0129 \text{ m}^2 \quad (8.2)$$

Šířka plechového kanálu byla vypočtena:

$$b_{IV} = n_{tr} \cdot s_1 = 29 \cdot 0,1 = 2,9 \text{ m} \rightarrow \text{volím šířku kanálu 3 m} \quad (8.3)$$

Délka kanálu závisí na rychlosti spalin, která by se měla dle odborné konzultace pohybovat kolem 6 – 6,5 m/s. Výstupní teplota spalin byla na začátku výpočtu odhadnuta na 187,1 °C.

Střední teplota spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P1,out} + t_{IV,out}}{2} = \frac{393,23 + 187,1}{2} = 290,17 \text{ °C} \quad (8.4)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{290,17 + 273,15}{273,15} \right) = 38,26 \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.5)$$

Průtočný průřez spalin pro rychlost 6 m/s:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP}} = \frac{38,26}{6} = 6,38 \text{ m}^2 \quad (8.6)$$

Délka plechového kanálu:

$$a_{IV} = \frac{F_{SP}}{b_{IV} - n_{tr} \cdot D} = \frac{6,38}{3 - 29 \cdot 0,0317} = 3,07 \text{ m} \rightarrow \text{volím } 3,1 \text{ m} \quad (8.7)$$

kde D [m] je vnější průměr trubek.

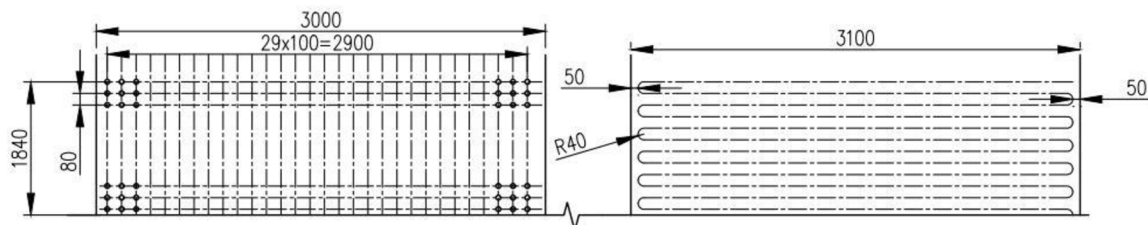
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{IV} \cdot b_{IV} - l_e \cdot n_{tr} \cdot D} = \frac{38,26}{3,1 \cdot 3 - 3 \cdot 29 \cdot 0,0318} = 5,9 \text{ m/s} \quad (8.8)$$

kde  $l_e$  je skutečná délka trubek, která je o 100 mm kratší oproti délce kanálu.

Rozměry spalinového kanálu tedy jsou  $a_{IV} = 3,1 \text{ m}$  a  $b_{IV} = 3 \text{ m}$ .

## 8.2 Ekonomizér E2



Obrázek 24: Uspořádání ekonomizéru E2

Svazek ekonomizéru 2 je tvořen 29 trubkami, má celkem 24 řad, které byly navrženy na maximální výšku svazku. Ohřívá vodu z 191,8 °C na 204,1 °C. Rozměry svazku a fyzikální vlastnosti vody jsou uvedeny v tabulkách níže:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D [mm]	31,8
Tloušťka stěny trubky	t [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	d [mm]	23,7
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	3000
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	100
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	80
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	29
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	24
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	1

Tabulka 27: Rozměry ekonomizéru E2

Výstupní teplota spalin byla volena 342,3 °C. Střední teplota spalin pro daný úsek tedy je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P1,out} + t_{E2,out}}{2} = \frac{393,23 + 342,3}{2} = 367,77 \text{ °C} \quad (8.9)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{367,77 + 273,15}{273,15} \right) = 43,53 \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.10)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{IV} \cdot b_{IV} - l_e \cdot n_{tr} \cdot D = 3,1 \cdot 3 - 3 \cdot 29 \cdot 0,0318 = 6,54 \text{ m}^2 \quad (8.11)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{43,53}{6,54} = 6,65 \text{ m/s} \quad (8.12)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu a vlhkost spalin 15,72 %:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,0554 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 5,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,657$

### 8.2.1 Tepelný výpočet ekonomizéru E2

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	47,4	47,2
	out	47	
Teplota t [°C]	in	179,5	191,8
	out	204,1	
Entalpie i [kJ/kg]	in	762,89	-
	out	872,08	
Měrný objem $v_v$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,00114
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_v$ [W/mK]			0,671
Kinematická viskozita $\nu_v$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,611 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,933
Hmotnostní průtok vody $M_v$ [kg/s]			12,92

Tabulka 28: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru E2

Vzhledem k tomu, že je ve IV. tahu dominantní přestup konvekcí, lze zanedbat součinitele přestupu tepla sáláním, zároveň z důvodu vysokých hodnotu součinitele přestupu tepla konvekcí lze zanedbat termický odpor na straně vody. Celkový součinitel přestupu tepla je tedy roven součiniteli přestupu tepla konvekcí.<sup>[1]</sup>

Střední rychlost proudění vody uvnitř trubek:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v^{stř}}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 0,00114}{0,0129} = 1,11 \text{ m/s} \quad (8.13)$$

kde průtočný průřez uvnitř trubek byl určen z rovnice (8.2)

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} =$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0554}{0,0318} \cdot \left( \frac{6,65 \cdot 0,0318}{5,59 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,657^{0,33} = 64,26 \frac{W}{m^2K}$$
(8.14)

kde: D [m] – vnější průměr trubek ekonomizéru  
C<sub>Z</sub> [-] – součinitel opravy na počet řad  
C<sub>S</sub> [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku

Jelikož je  $n_{řad} \geq 10$  je součinitel opravy na počet řad  $C_z = 1$  a  $C_s = 1$ , protože poměrná podélná rozteč  $\sigma_2 \geq 2$ :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52$$
(8.15)

Součinitel prostupu tepla pro ohříváky vody a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 64,26 = 38,56 \frac{W}{m^2K}$$
(8.16)

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{189,2 - 162,8}{\ln \frac{189,2}{162,8}} = 175,67 \text{ °C}$$
(8.17)

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{v,out} = 393,23 - 204,1 = 189,2 \text{ °C}$$
(8.18)

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{v,in} = 342,3 - 179,5 = 162,8 \text{ °C}$$

Předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_v \cdot (i_{v,out} - i_{v,in}) = 12,92 \cdot (872,08 - 762,89) = 1410,41 \text{ kW}$$
(8.19)

Celková teplosměnná plocha ekonomizéru E2:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 3 \cdot 29 \cdot 24 \cdot 1 = 208,6 \text{ m}^2$$
(8.20)

Teplo odebrané ekonomizérem E2:

$$Q_{E2} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 38,56 \cdot 208,6 \cdot 175,67 \cdot 10^{-3} = 1412,94 \text{ kW}$$
(8.21)

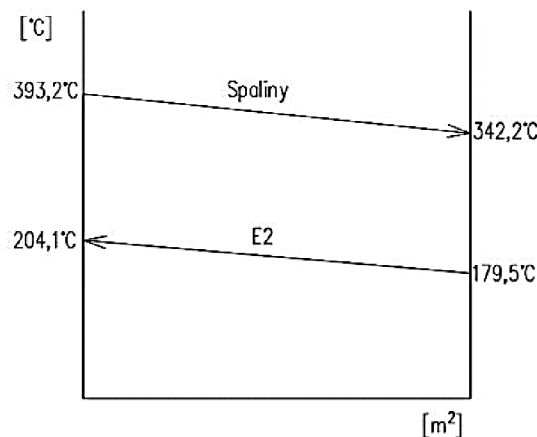
Entalpie spalin na výstupu z úseku ekonomizéru E2:

$$I_{E2,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P1u,out} - Q_{E2}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 3266,49 - 1412,94}{3,2038} =$$
(8.22)

$$= 2825,48 \text{ kJ/kg}$$

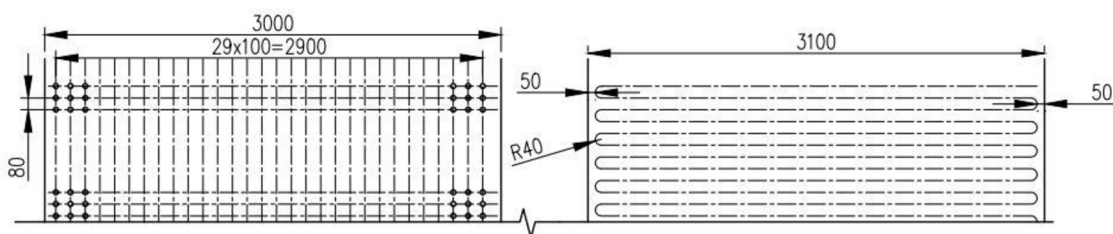
Tepelný výkon odpovídá předpokládanému. Z tabulky Tabulka 4 4: I – t tabulka spalin byla odečtena výsledná teplota pro výstupní entalpii spalin 342,22 °C, která se liší o 0,02 °C od předpokládané.





Obrázek 25: Průběh teplot v úseku E2

### 8.3 Ekonomizér E1



Obrázek 26: Uspořádání trubek ekonomizéru E1

Tepelný výpočet ekonomizéru E1 slouží k určení celkové teplosměnné plochy, aby byl zajištěn ohřev vody ze 128 °C na 202,9 °C. Ekonomizér E1 byl během výpočtu uvažován jako celek a byl následně rozdělen do svazků o výšce 2 m kvůli dosahu ofukovačů. Mezi jednotlivými svazky jsou mezery 700 mm. Průměr trubek byl opět volen 31,8 mm, koncepce jednohad. Základní rozměry a fyzikální vlastnosti vody jsou uvedeny v tabulkách níže:

Parametr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D [mm]	31,8
Tloušťka stěny trubky	t [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	d [mm]	23,7
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	3000
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	100
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	80
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	29
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	1

Tabulka 29: Rozměry ekonomizéru E1

Výstupní teplota spalin byla volena 187,1 °C a následně na konci tepelného výpočtu ověřena. Střední teplota spalin je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{E2,out} + t_{E1,out}}{2} = \frac{342,22 + 187,1}{2} = 165,45 \text{ °C} \quad (8.23)$$

Střední objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{165,45 + 273,15}{273,15} \right) = 36,53 \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.24)$$

Průtočný průřez spalin byl určen v rovnici (8.11).

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{36,53}{6,54} = 5,6 \text{ m/s} \quad (8.25)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu a vlhkost spalin 15,72 %:

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,0462 \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 4,12 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,671$

### 8.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru E1

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	50,5	49,45
	out	48,4	
Teplota t [°C]	in	128	165,45
	out	202,9	
Entalpie i [kJ/kg]	in	541,13	-
	out	866,69	
Měrný objem $v_v$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,00111
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_v$ [W/mK]			0,683
Kinematická viskozita $\nu_v$ [m <sup>2</sup> /s]			$1,827 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,05
Hmotnostní průtok vody $M_v$ [kg/s]			12,92

Tabulka 30: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru E1

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin je výrazně větší oproti součiniteli přestupu tepla sáláním, proto je celkový součinitel přestupu tepla roven součiniteli přestupu tepla konvekcí. Zároveň je součinitel přestupu tepla ze strany vody řádově vyšší v případě vody, proto lze zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = \quad (8.26)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0462}{0,0318} \cdot \left( \frac{5,6 \cdot 0,0318}{4,12 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,671^{0,33} = 58,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde: D [m] – vnější průměr trubek ekonomizéru  
 $C_z$  [-] – součinitel opravy na počet řad  
 $C_s$  [-] – součinitel opravy na uspořádání svazku

Jelikož je  $n_{\text{řad}} \geq 10$  je součinitel opravy na počet řad  $C_z = 1$  a  $C_s = 1$ , protože poměrná podélná rozteč  $\sigma_2 \geq 2$ :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (8.27)$$

Součinitel prostupu tepla pro ohříváky vody a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 58,8 = 35,28 \frac{W}{m^2K} \quad (8.28)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{139,32 - 59,1}{\ln \frac{139,32}{59,1}} = 93,55 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.29)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{v,out} = 342,22 - 202,9 = 139,32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.30)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{v,in} = 181,1 - 128 = 59,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaný tepelný výkon:

$$Q = M_v \cdot (i_{v,out} - i_{v,in}) = 12,92 \cdot (866,69 - 541,13) = 4205,2 \text{ kW} \quad (8.31)$$

Potřebná teplosměnná plocha ekonomizéru E1 pro předpokládaný tepelný výkon:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{4205,2 \cdot 10^3}{35,28 \cdot 93,55} = 1274,17 \text{ m}^2 \quad (8.32)$$

Počet řad trubek pro vypočtenou potřebnou teplosměnnou plochu:

$$n_{\text{řad}} = \frac{S}{\pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot l_e} = \frac{1274,17}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 29 \cdot 3} = 147,06 \rightarrow \text{volím } 147 \quad (8.33)$$

Vypočtených 147 řad bylo rozděleno do 5 svazků o 25 řadách, výšce 2 m a 1 svazku o 22 řadách a výšce 1,76 m.

Následně byla určena skutečná teplosměnná plocha:

$$S^{skut} = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot l_e \cdot n_{\text{řad}} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 29 \cdot 3 \cdot 147 = 1273,64 \text{ m}^2 \quad (8.34)$$

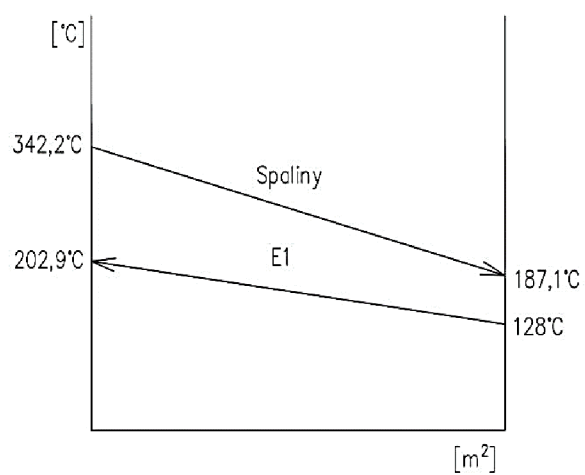
Skutečný tepelný výkon ekonomizéru E1:

$$Q_{E1} = k \cdot S^{skut} \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 35,28 \cdot 1273,64 \cdot 93,55 \cdot 10^{-3} = 4203,45 \text{ kW} \quad (8.35)$$

Výstupní entalpie spalin:

$$I_{E1,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{E2,out} - Q_{E1}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 2825,48 - 4203,45}{3,2038} = 1513,48 \text{ kJ/kg} \quad (8.36)$$

Pro výstupní entalpii byla z tab. 4: I – t tabulka spalin odečtena skutečná výstupní teplota 187,096 °C, která se liší o 0,004 °C od odhadované výstupní teploty.



Obrázek 27: Průběh teplot v úseku E1

## 9. OHŘÍVÁK VODY ZA FILTREM SPALIN

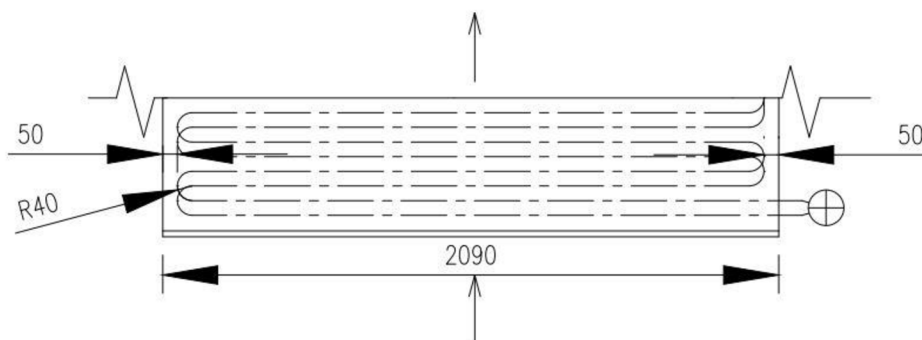
Za filtrem spalin mimo kotel je umístěn ohřívák vody. Ohřívá napájecí vodu ze 105 °C na 128 °C. Díky jeho umístění se využívá teploty spalin a razantně se snižuje komínová ztráta. Vzhledem k tomu, že jsou zde spaliny již vyčištěné, může teplota spalin poklesnout pod 160 °C a nehrozí zde riziko nízkoteplotní koroze. Trubky jsou žebrované a jejich uspořádání je vystřídání.

### 9.1 Návrh rozměrů

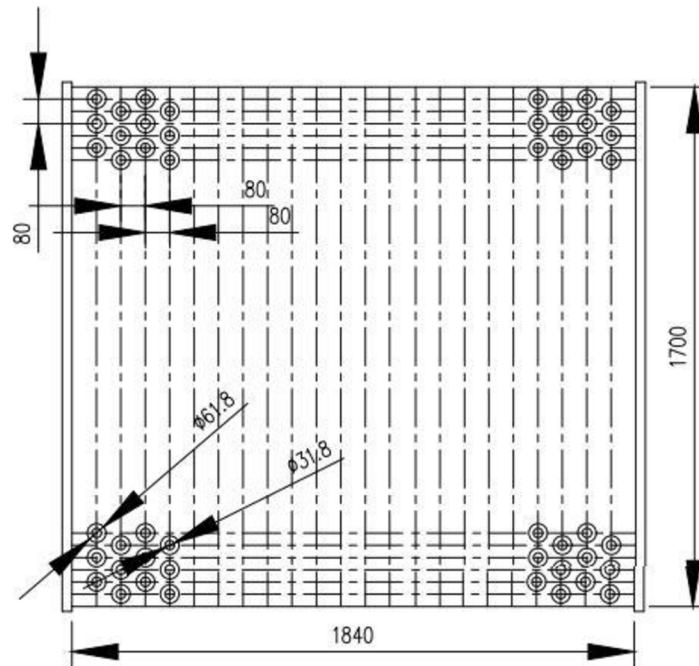
Ohřívák vody je tvořen izolovaným průtočným kanálem, ve kterém jsou umístěny žebrované trubky vinuté do hadů. Trubkami proudí voda z nádrže napájecí vody do ekonomizéru E1. Rozměry jsou uvedeny v následující tabulce. Rychlost vody by se měla dle odborné konzultace pohybovat mezi 0,7 – 1,5 m/s a rychlost spalin by se měla pohybovat okolo 15 m/s.

Parametr	Značení	Hodnota
Délka kanálu	$a_{EF}$ [mm]	2090
Šířka kanálu	$b_{EF}$ [mm]	1840
Výška kanálu	$h_{EF}$ [mm]	1700
Vnější průměr trubky	$D$ [mm]	31,8
Tloušťka stěny trubky	$t$ [mm]	4
Vnitřní průměr trubky	$d$ [mm]	23,7
Výška žebra	$h_z$ [mm]	15
Průměr s žebrem	$D_z$ [mm]	61,8
Tloušťka žebra	$t_z$ [mm]	0,8
Počet žeber na metr délky	$n_z$ [1/m]	158
Rozeč žeber	$s_z$ [mm]	6,33
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	1990
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	80
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	80
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	22
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	1
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	20

Tabulka 31: Rozměry ekonomizéru EF



Obrázek 28: Uspořádání trubek  $E_{EF}$



Obrázek 29: Podélný řez  $E_{EF}$

Na začátku výpočtu byla odhadnuta výstupní teplota spalin  $131,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , která byla na konci ověřena. Střední teplota spalin je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{E1,out} + t_{EF,out}}{2} = \frac{187,1 + 131,6}{2} = 159,35\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (9.1)$$

Měrný tepelný tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 18,55 \cdot \left( \frac{159,35 + 273,15}{273,15} \right) = 29,38\text{ m}^3/\text{s} \quad (9.2)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{EF} \cdot h_{EF} - l_e \cdot (D \cdot n_{tr} + 2 \cdot n_{tr} \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z) = 2,09 \cdot 1,7 - 1,81 \cdot (0,0318 \cdot 22 + 2 \cdot 22 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 158) = 1,99\text{ m}^2 \quad (9.3)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{29,38}{1,99} = 14,73\text{ m/s} \quad (9.4)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu a vlhkost spalin  $15,72\%$ :

- součinitel tepelné vodivosti:  $\lambda = 0,037\text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity:  $\nu = 2,75 \cdot 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo:  $Pr = 0,668$

Střední rychlost proudění vody v trubkách:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot \nu_v^{stř}}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 0,00105}{0,0101} = 1,35\text{ m/s} \quad (9.5)$$

Měrný objem pro střední teplotu byl odečten z tabulky 32: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru EF a průtočný průřez uvnitř trubek byl určen ze vzorce:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 22 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0237^2}{4} = 0,0101 \text{ m}^2 \quad (9.6)$$

## 9.2 Tepelný výpočet

Tepelný výpočet slouží ke zjištění teplosměnné plochy potřebné k ohřevu napájecí vody ze 105 °C na 128 °C. Součinitel přestupu tepla sáláním a termický odpor vody jsou opět zanedbány.

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	51,5	51
	out	50,5	
Teplota t [°C]	in	105	116,5
	out	128	
Entalpie i [kJ/kg]	in	443,94	-
	out	541,13	
Měrný objem $v_v$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,00105
Hmotnostní průtok $M_v$ [kg/s]			12,92

Tabulka 32: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru EF

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro trubky s kruhovými žebry a pro vystřídání uspořádání:

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65} = 0,23 \cdot 1 \cdot$$

$$\cdot 0,836 \cdot \frac{0,037}{0,00633} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00633}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00633}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{14,73 \cdot 0,00633}{2,75 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \quad (9.7)$$

$$= 94,86 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde opravný součinitel na počet řad  $C_Z = 1$  dle [1].

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku  $\varphi_\sigma$  se spočte dle vzorce:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,52 - 1}{2,81 - 1} = 0,836 \quad (9.8)$$

kde  $\sigma_1$  je poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{80}{31,8} = 2,52 \quad (9.9)$$

a  $\sigma_2'$  je poměrná úhlopříčná rozteč:

$$\sigma_2' = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{80}{2}\right)^2 + 80^2}}{31,8} = 2,81 \quad (9.10)$$

Součinitel prostupu tepla je roven redukovanému součiniteli přestupu tepla konvekcí ze strany spalin:

$$k = \alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu_z + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} =$$

$$= (0,89 \cdot 0,74 \cdot 1 + 0,011) \cdot \frac{0,85 \cdot 94,86}{1 + 0,005 \cdot 0,85 \cdot 94,86} = 44,18 \frac{W}{m^2K} \quad (9.11)$$

kde:  $\frac{S_z}{S}$  [-] – podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin pro trubky s kruhovými žebry

$\frac{S_h}{S}$  [-] – podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně spalin

$E$  [-] – součinitel efektivnosti žebra, odečten z normogramu dle [1]

$\psi_z$  [-] – koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení součinitel přestupu tepla konvekcí po povrchu žebra, dle [1] pro žebra s kruhovým základem  $\psi_z = 0,85$

$\varepsilon$  [-] - součinitel znečištění, pro spaliny  $\varepsilon = 0,005$  dle [1]

$\mu_z$  [-] – součinitel rozšíření žebra, pro nerozšiřující se žebra  $\mu_z = 1$  dle [1]

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin pro trubky s kruhovými žebry:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} =$$

$$= \frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,00633}{0,0318} - \frac{0,0008}{0,0318}\right)} = 0,89 \quad (9.12)$$

Podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně spalin:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,89 = 0,11 \quad (9.13)$$

Součinitel efektivnosti žebra, odečten z normogramu dle [1]:

$$E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right) = f\left(58,46 \cdot 0,015; \frac{0,0618}{0,0318}\right) = 0,74 \quad (9.14)$$

kde součinitel  $\beta$  [-]:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 94,86}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,005 \cdot 0,85 \cdot 94,86)}} =$$

$$= 58,46 \quad (9.15)$$

kde  $\lambda_z$  je součinitel tepelné vodivosti, pro běžné oceli  $\lambda_z = 40 W/mK$ .



Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{59,1 - 26,6}{\ln \frac{59,1}{26,6}} = 40,71 \text{ °C} \quad (9.16)$$

Kde:

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{v,out} = 187,1 - 128 = 26,6 \text{ °C} \quad (9.17)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{v,in} = 131,6 - 105 = 59,1 \text{ °C}$$

Potřebný tepelný výkon:

$$Q = M_v \cdot (i_{v,out} - i_{v,in}) = 12,92 \cdot (541,13 - 443,94) = 1255,41 \text{ kW} \quad (9.18)$$

Potřebná teplosměnná plocha:

$$S = \frac{Q \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{1255,41 \cdot 1000}{44,18 \cdot 40,71} = 697,95 \text{ m}^2 \quad (9.19)$$

Teplosměnná plocha na 1 m délky trubky (slouží k určení počtu řad trubek):

$$S_{1m} = \pi \cdot D + 2 \cdot \pi \cdot n_z \cdot \frac{D_z^2 - D^2}{4} = \pi \cdot 0,0318 + \quad (9.20)$$

$$+ 2 \cdot \pi \cdot 158 \cdot \frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} = 0,797 \text{ m}$$

Potřebný počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S}{S_{1m} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had}} = \frac{697,95}{0,797 \cdot 1,99 \cdot 22 \cdot 1} = 20,008 \rightarrow 20 \text{ řad} \quad (9.21)$$

Skutečná teplosměnná plocha:

$$S^{skut} = n_{řad} \cdot S_{1m} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 20 \cdot 0,797 \cdot 1,99 \cdot 22 \cdot 1 = 697,69 \text{ m}^2 \quad (9.22)$$

Skutečný tepelný výkon ekonomizéru za filtrem:

$$Q_{EF} = k \cdot S^{skut} \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 44,18 \cdot 697,69 \cdot 40,71 \cdot 10^{-3} = \quad (9.23)$$

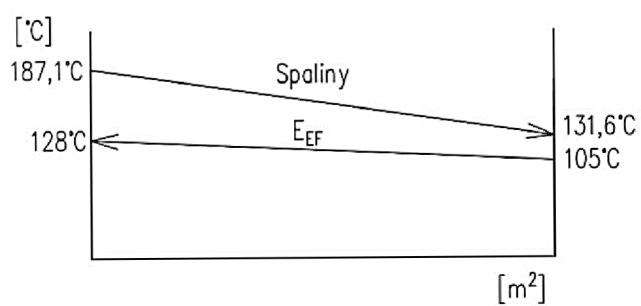
$$= 1254,93 \text{ kW}$$

Výstupní entalpie spalin:

$$I_{EF,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{E1,out} - Q_{EF}}{M_{pv}} = \frac{3,2038 \cdot 1513,48 - 1254,93}{3,2038} = \quad (9.24)$$

$$= 1121,78 \text{ kJ/kg}$$

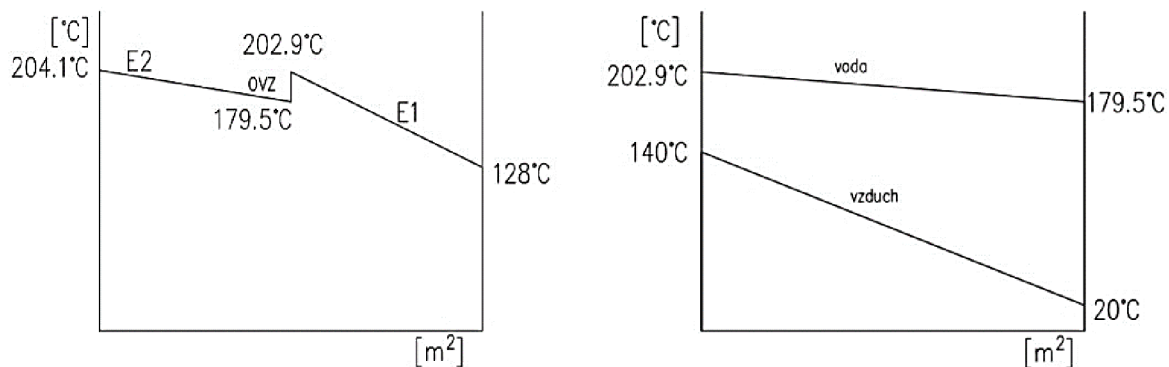
Skutečný výkon se liší od předpokládaného o 0,47 kW. Z tabulky 4: I – t tabulka spalin byla odečtena výstupní teplota 131,65 °C, která se liší o 0,5 °C od odhadované. Proto lze výpočet považovat za přesný.



Obrázek 30: Průběh teplot v úseku  $E_{EF}$

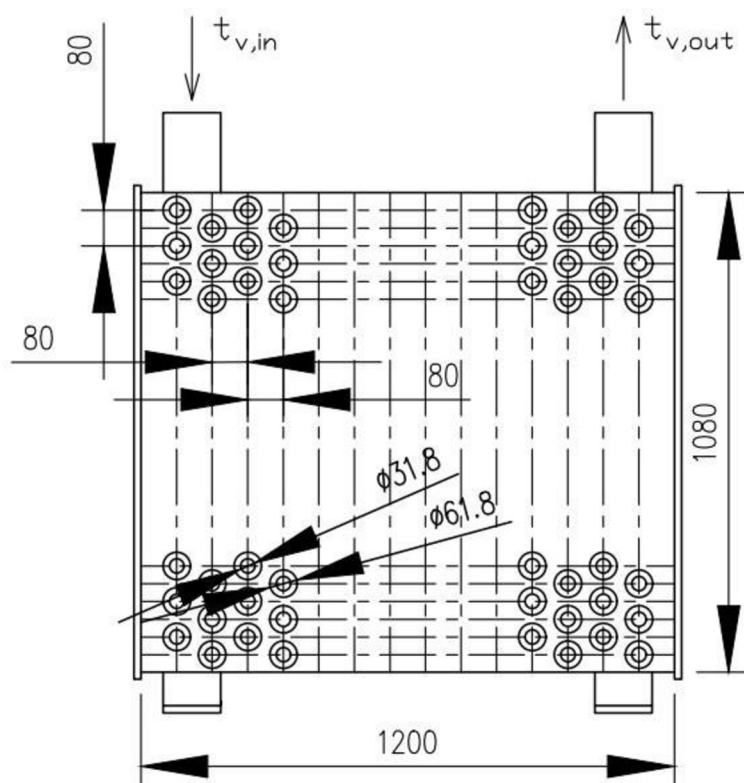
## 10. OHŘÍVÁK VZDUCHU

Ohřívák vzduchu slouží k předeřevu primárního vzduchu na 140 °C. Aby nedošlo k nízkoteplotní korozi na povrchu trubek z důvodu vstupní teploty 20 °C a zároveň k varu vody v ekonomizéru, je umístěn mimo kotel. Vzduch je přiváděn do ohříváku ventilátorem primárního vzduchu. Voda je přiváděna z ekonomizéru E2 a odváděna do ekonomizéru E1. Proto musel být výpočet ohříváku vzduchu prováděn společně s výpočtem ekonomizérů E1 a E2.



Obrázek 31: Průběh teploty OVZ

### 10.1 Návrh rozměrů



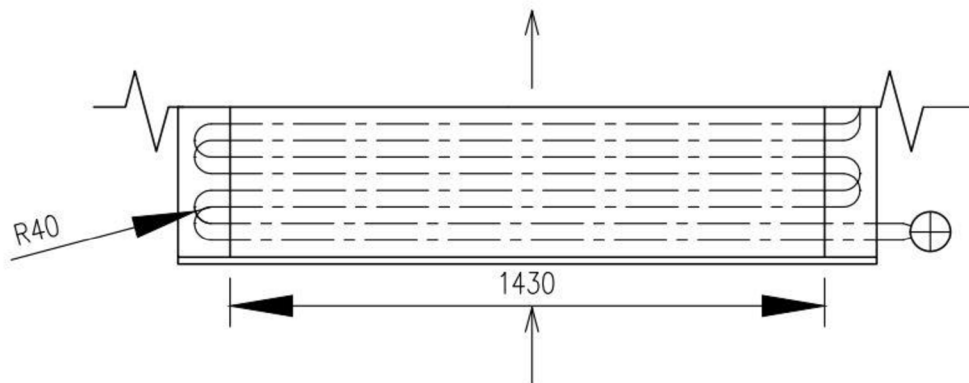
Obrázek 32: Podélný řez OVZ

Ohřívák vzduchu je tvořen izolovaným průtočným kanálem, ve kterém jsou umístěny žebrované trubky, které jsou svinuty do hadů. V trubkách proudí voda ekonomizéru, vně

proudí ohříváný vzduch. Aby se zintenzivnil prostup tepla, zvýšila se teplosměnná plocha kruhovými žebry a je voleno vystřídané uspořádání trubek. Výměník je protiproudý. Rychlost vody v trubkách by se dle odborné konzultace měla pohybovat okolo 1 m/s a rychlost vzduchu mezi 10 – 12 m/s.

Parametr	Značení	Hodnota
Délka kanálu	$a_{ovz}$ [mm]	1430
Šířka kanálu	$b_{ovz}$ [mm]	1200
Výška kanálu	$h_{ovz}$ [mm]	1080
Vnější průměr trubky	$D$ [mm]	31,8
Tloušťka stěny trubky	$t$ [mm]	3,4
Vnitřní průměr trubky	$d$ [mm]	25
Výška žebra	$h_z$ [mm]	15
Průměr s žebrem	$D_z$ [mm]	61,8
Tloušťka žebra	$t_z$ [mm]	1
Počet žebor na metr délky	$n_z$ [1/m]	178
Rozeč žebor	$s_z$ [mm]	5,62
Efektivní délka trubky	$l_e$ [mm]	1430
Příčná rozteč	$s_1$ [mm]	80
Střední podélná rozteč	$s_2$ [mm]	80
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [-]	14
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	2
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	6

Tabulka 33: Rozměry ohříváku vzduchu



Obrázek 33: Uložení trubek OVZ

Střední rychlost proudění vody v trubkách:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v^{stř}}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 0,00114}{0,0137} = 1,07 \text{ m/s} \quad (10.1)$$

Průtočný průřez uvnitř trubek:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 14 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 0,0137 \text{ m}^2 \quad (10.2)$$

Střední teplota vzduchu:

$$t_{VZ}^{stř} = \frac{t_{VZ,in} + t_{VZ,out}}{2} = \frac{20 + 140}{2} = 80 \text{ °C} \quad (10.3)$$

Objemový průtok primárního vzduchu pro střední teplotu:

$$M_{VZ}^{stř} = 0,45 \cdot O_{VZ} \cdot M_{pv} \cdot \left( \frac{t_{VZ}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = \quad (10.4)$$

$$= 0,45 \cdot 5,014 \cdot 3,2038 \cdot \left( \frac{80 + 273,15}{273,15} \right) = 9,346 \text{ m}^3/\text{s}$$

kde:  $O_{VZ}$  [m<sup>3</sup>/kg] – skutečné množství vzduchu pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1,4$   
 $M_{pv}$  [kg/s] – skutečně spálené množství paliva  
 součinitel 0,45 představuje množství primárního vzduchu přivedeného do spalovací komory

Průtočný průřez vzduchu:

$$F_{VZ} = l_e \cdot (h_{OVZ} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot n_{tr} \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z) = 1,43 \cdot (1,08 - -0,0318 \cdot 14 - 2 \cdot 14 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 178) = 0,8 \text{ m}^2 \quad (10.5)$$

Rychlost vzduchu:

$$w_{VZ}^{stř} = \frac{M_{VZ}^{stř}}{F_{VZ}} = \frac{9,346}{0,8} = 11,7 \text{ m/s} \quad (10.6)$$

## 10.2 Tepelný výpočet

Cílem tepelného výpočtu ohříváku vzduchu je zjistit potřebnou teplosměnnou plochu pro ohřátí vzduchu z 20 °C na 140 °C. Fyzikální vlastnosti vody a vzduchu jsou uvedeny v tabulkách níže. Fyzikální vlastnosti vzduchu byly odečteny z [1]. Přičemž entalpie vzduchu je stažena pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1$ .

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Tlak p [bar]	in	50,5	49,45
	out	48,4	
Teplota t [°C]	in	128	165,45
	out	202,9	
Entalpie i [kJ/kg]	in	541,13	-
	out	866,69	
Měrný objem $v_v$ [m <sup>3</sup> /kg]			0,00111
Hmotnostní průtok $M_v$ [kg/s]			12,92

Tabulka 34: Fyzikální vlastnosti vody OVZ

Parametr		Hodnota	Střední hodnota
Teplota t [°C]	in	20	165,45
	out	140	
Entalpie i [kJ/kg]	in	93,63	-
	out	667,19	
Tepelná vodivost $\lambda_{vz}$ [W/mK]			0,0319
Kinematická viskozita $\nu_{vz}$ [m <sup>2</sup> /s]			$2,32 \cdot 10^{-5}$
Hmotnostní průtok $M_{vz}$ [kg/s]			1,44

Tabulka 35: Fyzikální vlastnosti vzduchu OVZ

Primární vzduch tvoří 45 % z celkového množství vzduchu, proto hmotnostní průtok vzduchu  $M_{VZ} = 0,45M_{pv}$ .

Součinitel přestupu tepla sálání a termický odpor vody jsou zanedbány. Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu pro trubky s kruhovými žebry a pro vystřídání uspořádání:

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma \cdot \frac{\lambda_{VZ}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{VZ}^{stř} \cdot s_z}{v_{VZ}}\right)^{0,65} = 0,23 \cdot 1 \cdot$$

$$\cdot 0,836 \cdot \frac{0,0319}{0,00562} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00562}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00562}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{11,74 \cdot 0,00562}{2,32 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \quad (10.7)$$

$$= 75,41 \frac{W}{m^2K}$$

Kde opravný součinitel na počet řad  $C_z$  se dle [1] rovná 1,

parametr určující uspořádání trubek ve svazku  $\varphi_\sigma$  se spočte dle vzorce:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,52 - 1}{2,81 - 1} = 0,836 \quad (10.8)$$

kde  $\sigma_1$  je poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{80}{31,8} = 2,52 \quad (10.9)$$

a  $\sigma_2'$  je poměrná úhlopříčná rozteč:

$$\sigma_2' = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{80}{2}\right)^2 + 80^2}}{31,8} = 2,81 \quad (10.10)$$

Součinitel prostupu tepla je roven redukovanému součiniteli přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu:

$$k = \alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu_z + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} =$$

$$= (0,905 \cdot 0,8 \cdot 1 + 0,095) \cdot \frac{0,85 \cdot 75,41}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 75,41} = 52,49 \frac{W}{m^2K} \quad (10.11)$$

kde:  $\frac{S_z}{S}$  [-] – podíl výhřevných ploch žebry a celkové plochy ze strany vzduchu pro trubky s kruhovými žebry

$\frac{S_h}{S}$  [-] – podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně vzduchu

$E$  [-] – součinitel efektivnosti žebra, odečten z normogramu dle [1]

$\psi_z$  [-] – koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení součinitel přestupu tepla konvekcí po povrchu žebra, dle [1] pro žebra s kruhovým základem  $\psi_z = 0,85$

$\varepsilon$  [-] - součinitel znečištění, pro vzduch  $\varepsilon = 0$  dle [1]

$\mu_z$  [-] – součinitel rozšíření žebra, pro nerozšiřující se žebra  $\mu_z = 1$  dle [1]

Podíl výhřevných ploch žebírek a celkové plochy ze strany vzduchu pro trubky s kruhovými žebry:

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \\ &= \frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,00562}{0,0318} - \frac{0,001}{0,0318}\right)} = 0,905 \end{aligned} \quad (10.12)$$

Podíl volných částí trubky:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,905 = 0,095 \quad (10.13)$$

Součinitel efektivity žebra E, odečten z [1]:

$$E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right) = f\left(56,61 \cdot 0,015; \frac{0,0618}{0,0318}\right) = 0,8 \quad (10.14)$$

kde součinitel  $\beta$  [-]:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 75,41}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0)}} = 56,61 \quad (10.15)$$

kde  $\lambda_z$  je součinitel tepelné vodivosti, pro běžné oceli  $\lambda_z = 40 \text{ W/mK}$ .

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{159,5 - 62,9}{\ln \frac{159,5}{62,9}} = 103,82 \text{ °C} \quad (10.16)$$

kde:

$$\Delta t_1 = t_{v,out} - t_{vz,in} = 179,5 - 20 = 159,5 \text{ °C} \quad (10.17)$$

$$\Delta t_2 = t_{v,in} - t_{vz,out} = 202,9 - 140 = 62,9 \text{ °C}$$

Potřebný tepelný výkon pro ohřátí vzduchu na teplotu 140 °C:

$$Q = M_{vz} \cdot (i_{vz,out} - i_{vz,in}) = 1,44 \cdot (667,19 - 93,63) = 1157,69 \text{ kW} \quad (10.18)$$

Potřebná teplosměnná plocha OVZ:

$$S = \frac{Q \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{1157,69 \cdot 1000}{52,49 \cdot 103,82} = 212,45 \text{ m}^2 \quad (10.19)$$

Aby bylo možné určit počet řad, bylo nutné určit teplosměnnou plochu na 1m délky trubky:

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D + 2 \cdot \pi \cdot n_z \cdot \frac{D_z^2 - D^2}{4} = \pi \cdot 0,0318 + \\ &+ 2 \cdot \pi \cdot 178 \cdot \frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} = 0,885 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (10.20)$$

Potřebný počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S}{S_{1m} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had}} = \frac{212,45}{0,885 \cdot 1,43 \cdot 14 \cdot 2} = 5,995 \rightarrow 6 \text{ řad} \quad (10.21)$$

Skutečná teplosměnná plocha:

$$S^{skut} = n_{řad} \cdot S_{1m} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 6 \cdot 0,885 \cdot 1,43 \cdot 14 \cdot 2 = 212,62 \text{ m}^2 \quad (10.22)$$

Skutečný výkon ohříváku vzduchu:

$$Q_{OVZ} = k \cdot S^{skut} \cdot \Delta t_{ln} \cdot 10^{-3} = 52,49 \cdot 212,62 \cdot 103,82 \cdot 10^{-3} = \\ = 1158,6 \text{ kW} \quad (10.23)$$

Skutečný výkon se liší od předpokládaného o 0,9 kW. Výpočet i zvolená výstupní teplota lze považovat za dostatečně správné.



## 11. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

### 11.1 Kontrola tepelné bilance

Kontrola tepelné bilance kotle slouží ke stanovení správnosti výpočtu na základě stanovení odchylky reálných výkonů od tepla skutečně přivedeného do kotle.

Celkový výkon tepelných ploch je suma všech skutečných tepelných výkonů mimo ohřívák vzduchu, jelikož je vodou z ekonomizéru ohříván primární vzduch, proto se musí výkon ohříváku odečíst:

$$\begin{aligned} \sum Q_i &= Q_{oh} + Q_{II} + Q_{ok} + Q_{Vu} + Q_{P2u} + Q_{P3u} + Q_{P1u} + Q_{E2} + Q_{E1} + \\ &+ Q_{EF} - Q_{OVZ} = 18807,85 + 3722,05 + 703,13 + 1188,21 + 3143,91 + \\ &+ 2585,38 + 3287,53 + 2825,48 + 1513,48 + 1254,93 - 1158,6 = \\ &= 39150,79 \text{ kW} \end{aligned} \quad (11.1)$$

Tepelná bilance:

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_i}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - Z_c}{100} = 13291,82 \cdot 0,9109 - \frac{100 - 0,9415}{100} = \\ &= 3,007 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (11.2)$$

kde:  $Q_p^p$  [kJ/kg] – teplo přivedené do kotle z rovnice (3.1)

$\eta_k$  [-] – tepelná účinnost kotle z rovnice (3.19)

$M_{pv}$  [kg/s] – skutečné množství spáleného paliva z rovnice (3.22)

$Z_c$  [-] – ztráta mechanickým nedopalem z rovnice (3.5)

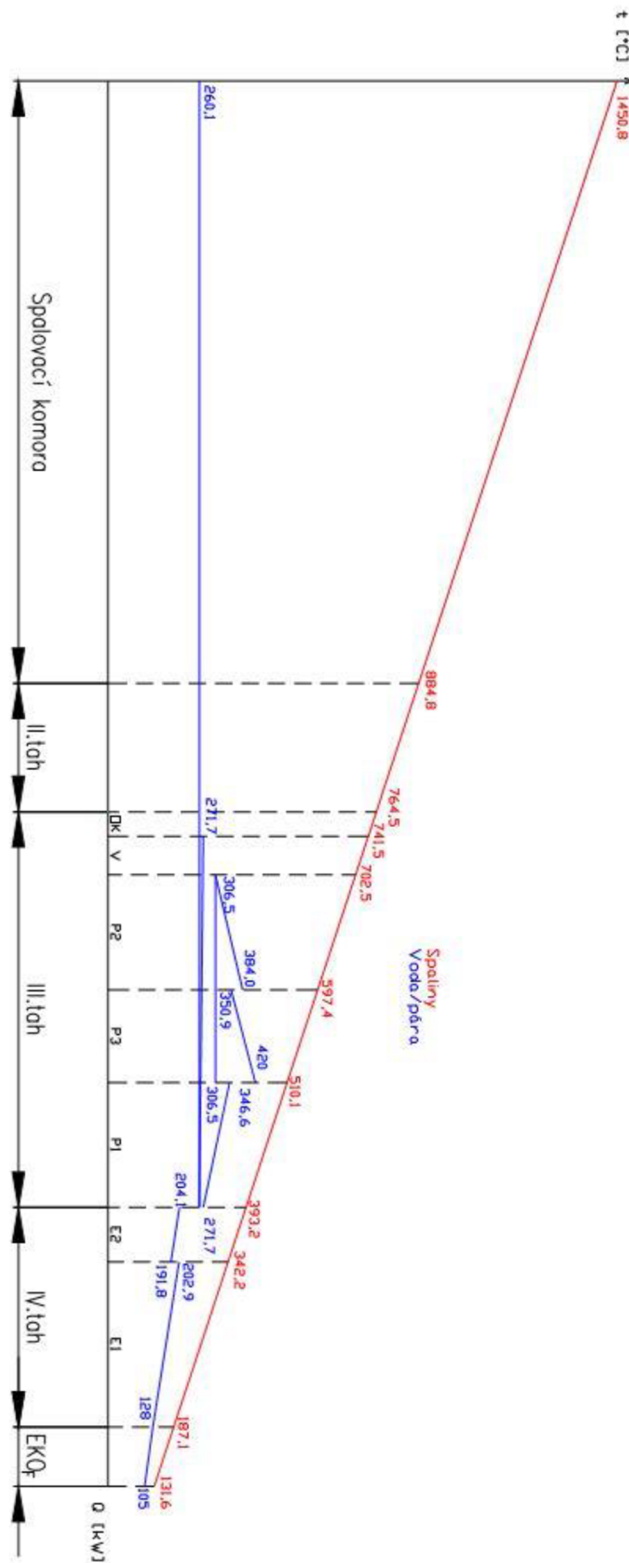
Odchylka od tepelné bilance:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{3,007}{13291,82} \cdot 100 = 0,023 \% \quad (11.3)$$

Odchylka od tepelné bilance nesmí přesáhnout dle [1] 0,5 %. Proto lze výpočet považovat za správný.

## 11.2 Pilový diagram

Průběh vypočtených teplot jednotlivých teplosměnných ploch na straně spalin a vody/páry je znázorněn v pilovém diagramu níže:



Obrázek 34: Pilový diagram

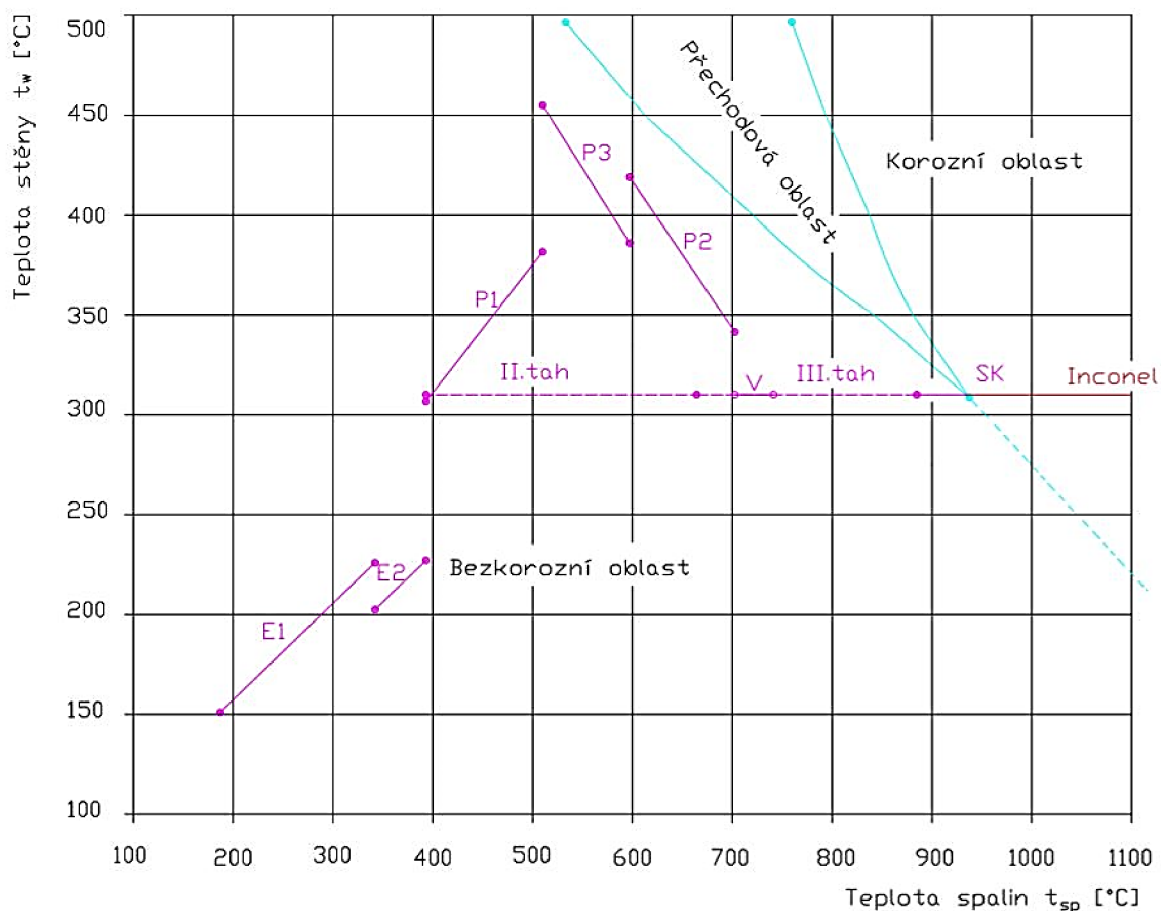
## 12.KONTROLA CHLOROVÉ KOROZE

Vzhledem k vysokému obsahu chloru v palivu bylo nutné zkontrolovat pomocí Flingernova diagramu riziko vzniku vysokoteplotní chlorové koroze. Teploty spalin byly zjištěny v tepelném výpočtu jednotlivých ploch.

Teplota povrchu trubek se stanoví dle ČSN EN 12952-3: [18]

$$t_w = t + \Delta t \quad (12.1)$$

Pro ohřev převážně sáláním je teplotní přírůstek  $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Pro ohřev převážně konvekcí, tedy pro III. a IV. tah je teplotní přírůstek  $\Delta t = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Pro svazky ekonomizéru se teplotní přírůstek odvíjí od tloušťky stěny. Pro tloušťku stěny 4 mm je  $\Delta t = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ . Průběh teplot byl zobrazen ve Flingernově diagramu:



Obrázek 35:Flingernův diagram

Z diagramu je patrné, že všechny výhřevné plochy se pohybují v bezkorozní oblasti mimo trubky spalovací komory, která se nachází v korozní oblasti. Proto je nutné na tyto trubky (membránovou stěnu) navařit korozivzdorný materiál Inconel.

### 13. NÁVRH ROZMĚRŮ BUBNU

Rozměry bubnu byly navrženy dle [15]. Vnější průměr bubnu se odvíjí podle parního výkonu kotle  $M_{pp} = 50$  t/h, proto vnější průměr bubnu byl zvolen  $D_b = 1400$  mm. Tloušťka stěny závisí na tlaku uvnitř bubnu. Pro tlak  $p_b = 47$  bar byla zvolena tloušťka stěny  $t_b = 60$  mm (pro tlak 40 – 60 bar). Z důvodu lepšího odlučování páry oproti plechové vestavbě byla volena cyklonová.

Vnitřní průměr bubnu:

$$d_b = D_b - 2 \cdot t_b = 1400 - 2 \cdot 60 = 1280 \text{ mm} \quad (13.1)$$

Minimální délka bubnu závisí na zatížení bubnu:

$$z = \frac{M_{pp}}{V} \quad (13.2)$$

kde  $M_{pp}$  [kg/s] je parní výkon kotle a  $V$  [m<sup>3</sup>] je objem vody v bubnu. Zatížení bubnu bylo odečteno z tabulky lineární interpolací:

Tlak [bar]	42,2	68,6	47
Běžné zatížení $z$ [kg·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-3</sup> ]	5,4	6,96	5,684

Tabulka 36: Zatížení bubnu v závislosti na tlaku

Objem vody v bubnu pro běžné stavy lze brát jako polovinu celkového objemu bubnu:

$$V = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b\right)}{2} \quad (13.3)$$

Délka bubnu  $l_b$  se po dosazení do rovnice (13.2) určí jako:

$$l_b = \frac{8 \cdot M_{pp}}{z \cdot \pi \cdot d_b^2} = \frac{8 \cdot 13,89}{5,68 \cdot \pi \cdot 1,28^2} = 3,8 \text{ m} \quad (13.4)$$

Skutečné zatížení bubnu:

$$z_{skut} = \frac{M_{pp}}{V} = \frac{2 \cdot M_{pp}}{\left(\frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b\right)} = \frac{2 \cdot 13,89}{\left(\frac{\pi \cdot 1,28^2}{4} \cdot 3,8\right)} = 5,681 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3} \quad (13.5)$$

Kontrola zatížení bubnu:

$$z > z_{skut} \quad (13.6)$$

$$5,684 > 5,681$$

Podmínka byla splněna.

Vnitřní zástavbu bubnu tvoří celkem 10 cyklonů o průměru 346 mm a průtoku 1,51 kg/s. Počet cyklonů se odvíjí od tlaku a zatížení bubnu. Proto byla skutečná délka volena 3,9 m.

## 14. HYDRAULICKÝ VÝPOČET KOTLE

Cílem hydraulického výpočtu je stanovení tlakových poměrů – tlakových ztrát při prodění pracovní látky uvnitř teplosměnných ploch. Tlaková ztráta každé teplosměnné plochy závisí na hydrostatickém tlaku, dynamickém tlaku, tlakové ztrátě třením a tlakové ztrátě místními odpory. Výpočet byl proveden dle [16]. K odečtení hustot byl použit program MS Excel Steam Tables. Níže je uveden vzorový výpočet přehříváku P2, jelikož se vzorce od sebe neliší. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulkách.

### 14.1 Tlakové ztráty přehříváku P2 – vzorový výpočet

Hydrostatický tlak se vypočte dle vzorce:

$$\Delta p_h = h \cdot \rho_{stř} \cdot g = 2,01 \cdot 16,56 \cdot 9,81 = 326,54 \text{ Pa} \quad (14.1)$$

kde:  $h$  [m] – výška svazku, odečtena z výkresu

$\rho_{stř}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota pracovní látky pro střední teplotu z tabulky 18: Parametry páry přehříváku P2, odečtena z MS Excel Steam Tables

$g$  [m/s<sup>2</sup>] – gravitační zrychlení,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Dynamický tlak:

$$\Delta p_d = \frac{w_p^{out2}}{2} \cdot \rho_{out} - \frac{w_p^{in2}}{2} \cdot \rho_{in} = \frac{16,64^2}{2} \cdot 14,97 - \frac{13,39^2}{2} \cdot 18,61 = \quad (14.2)$$

405,14 Pa

kde:  $w_p^{out}$  [m/s] – výstupní rychlost pracovní látky z teplosměnné plochy, z tabulky 18: Parametry páry přehříváku P2

$w_p^{in}$  [m/s] – vstupní rychlost pracovní látky do teplosměnné plochy, z tabulky 18: Parametry páry přehříváku P2

$\rho_{out}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota média na výstupu z teplosměnné plochy

$\rho_{in}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota média na vstupu do teplosměnné plochy

Tlaková ztráta třením byla určena ze vzorce:

$$\Delta p_{zt} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^{stř2}}{2} \cdot \rho_{stř} = 0,0267 \cdot \frac{66}{0,03} \cdot \frac{15,05^2}{2} \cdot 16,56 = 110145,69 \text{ Pa} \quad (14.3)$$

kde:  $\lambda$  [-] – součinitel tření uvnitř trubek, odečten z [16]

$L$  [m] – celková délka potrubí

$d$  [m] – vnitřní průměr trubek, tabulky 17: Rozměry přehříváku P2

$w_p^{stř}$  [m/s] - střední rychlost proudění média uvnitř trubek, z rovnice (7.116)

$\rho_{stř}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota pracovní látky pro střední teplotu z tabulky 18: Parametry páry přehříváku P2, odečtena z MS Excel Steam Tables

Celková délka potrubí byla určena ze vztahu:

$$L = l_e \cdot n_{řad} \cdot n_{had} = 2,2 \cdot 10 \cdot 3 = 66 \text{ m} \quad (14.4)$$

Tlaková ztráta místními odpory byla vypočtena dle vztahu:

$$\Delta p_{zm} = \xi_i \cdot \frac{w_p^{stř^2}}{2} \cdot \rho_{stř} = (\xi_{in} + \xi_p + \xi_{out}) \cdot \frac{w_p^{stř^2}}{2} \cdot \rho_{stř} =$$

$$= (4 + 2,1 + 0,7) \cdot \frac{15,05^2}{2} \cdot 16,56 = 12750,95 \text{ Pa} \quad (14.5)$$

kde:  $\xi_i$  [-] – součinitel místního odporu (na vstupu, výstupu a pro trubky mezi vstupem a výstupem), hodnoty odečteny z [16]

$w_p^{stř}$  [m/s] – střední rychlost proudění média uvnitř trubek, z rovnice (7.116)

$\rho_{stř}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota pracovní látky pro střední teplotu z tabulky 18: Parametry páry přehříváku P2, odečtena z MS Excel Steam Tables

Celková tlaková ztráta přehříváku P2:

$$\Delta p_{cP2} = \Delta p_h + \Delta p_d + \Delta p_{zt} + \Delta p_{zm} = 326,54 + 405,14 + 110145,69 +$$

$$+ 12750,95 = 123628,31 \text{ Pa} \quad (14.6)$$

## 14.2 Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P3

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Výška svazku	h [m]	1,88
Hustota na vstupu	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	16,04
Hustota na výstupu	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	13,49
Hustota pro střední teplotu	$\rho_{stř}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	14,65
Rychlost na vstupu	w <sub>1</sub> [m/s]	15,46
Rychlost na výstupu	w <sub>2</sub> [m/s]	18,38
Střední rychlost	w <sub>stř</sub> [m/s]	16,92
Součinitel tření	$\lambda$ [-]	0,027
Délka trubek svazku	L [m]	61,6
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$ [-]	4
Součinitel místního odporu mezi vstupem a výstupem	$\xi_p$ [-]	2
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$ [-]	0,7

Tabulka 37: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát P3

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]	270,20
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]	362,93
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{zt}$ [Pa]	135 736,66
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{zm}$ [Pa]	8389,69
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{cP3}</math> [Pa]</b>	<b>144 759,47</b>

Tabulka 38: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P3

## 14.3 Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P1

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Výška svazku	$h$ [m]	4,03
Hustota na vstupu	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	22,29
Hustota na výstupu	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	16,83
Hustota pro střední teplotu	$\rho_{stř}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	19,08
Rychlost na vstupu	$w_1$ [m/s]	15,18
Rychlost na výstupu	$w_2$ [m/s]	20,11
Střední rychlost	$w_{stř}$ [m/s]	17,73
Součinitel tření	$\lambda$ [-]	0,0267
Délka trubek svazku	$L$ [m]	83,6
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$ [-]	4
Součinitel místního odporu mezi vstupem a výstupem	$\xi_p$ [-]	2,6
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$ [-]	0,7

Tabulka 39: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát P1

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]	754,34
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]	834,05
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{zt}$ [Pa]	223 265,05
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{zm}$ [Pa]	21 905,21
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{cP1}</math> [Pa]</b>	<b>246 758,65</b>

Tabulka 40: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P1

## 14.4 Vypočtené tlakové ztráty ekonomizéru E2

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Výška svazku	$h$ [m]	2
Hustota na vstupu	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	890,02
Hustota na výstupu	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	862,18
Hustota pro střední teplotu	$\rho_{stř}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	875,88
Rychlost na vstupu	$w_1$ [m/s]	1,12
Rychlost na výstupu	$w_2$ [m/s]	1,16
Střední rychlost	$w_{stř}$ [m/s]	1,14
Součinitel tření	$\lambda$ [-]	0,0286
Délka trubek svazku	$L$ [m]	72
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$ [-]	4
Součinitel místního odporu mezi vstupem a výstupem	$\xi_p$ [-]	2,2
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$ [-]	0,7

Tabulka 41: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát E2

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]	16497,29
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]	18,18
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{zt}$ [Pa]	49 471,38
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{zm}$ [Pa]	3945,31
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{cE2}</math> [Pa]</b>	<b>69 932,17</b>

Tabulka 42: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku E2

#### 14.5 Vypočtené tlakové ztráty ekonomizéru E1

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Výška svazku	h [m]	11,76
Hustota na vstupu	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	938,97
Hustota na výstupu	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	863,72
Hustota pro střední teplotu	$\rho_{stř}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	899,78
Rychlost na vstupu	w <sub>1</sub> [m/s]	1,07
Rychlost na výstupu	w <sub>2</sub> [m/s]	1,16
Střední rychlost	w <sub>stř</sub> [m/s]	1,12
Součinitel tření	$\lambda$ [-]	0,0286
Délka trubek svazku	L [m]	441
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$ [-]	4
Součinitel místního odporu mezi vstupem a výstupem	$\xi_p$ [-]	2,2
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$ [-]	0,7

Tabulka 43: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát E1

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]	103 803,31
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]	46,50
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{zt}$ [Pa]	298 574,69
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{zm}$ [Pa]	3887,54
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{cE1}</math> [Pa]</b>	<b>406 312,04</b>

Tabulka 44: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku E1



**14.6 Vypočtené tlakové ztráty ekonomizéru EF**

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Výška svazku	$h$ [m]	1,6
Hustota na vstupu	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	957,08
Hustota na výstupu	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	935,94
Hustota pro střední teplotu	$\rho_{stř}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	948,31
Rychlost na vstupu	$w_1$ [m/s]	1,33
Rychlost na výstupu	$w_2$ [m/s]	1,36
Střední rychlost	$w_{stř}$ [m/s]	1,346
Součinitel tření	$\lambda$ [-]	0,0283
Délka trubek svazku	$L$ [m]	39,8
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$ [-]	4
Součinitel místního odporu mezi vstupem a výstupem	$\xi_p$ [-]	0,7
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$ [-]	2

Tabulka 45: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát EF

Rozměr	Značení [Jednotka]	Hodnota
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]	14 854,62
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]	19,23
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{zt}$ [Pa]	39 984,01
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{zm}$ [Pa]	5755,82
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{cEF}</math> [Pa]</b>	<b>60 613,68</b>

Tabulka 46: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku EF

**14.7 Celková hydraulická ztráta kotle**

Celková hydraulická ztráta kotle se spočte jako suma všech celkových ztrát jednotlivých teplosměnných ploch:

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{c,h} &= \Delta p_{cP3} + \Delta p_{cP2} + \Delta p_{cP1} + \Delta p_{cE2} + \Delta p_{cE1} + \Delta p_{cE1} = \\
 &= 144759,47 + 123628,31 + 246758,65 + 69932,17 + 406312,04 + 60613,68 = \quad (14.7) \\
 &= 1052004,31 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

## 15. AERODYNAMICKÝ VÝPOČET KOTLE

Aerodynamický výpočet kotle slouží k určování tlakových ztrát při proudění spalin, aby mohly být navrženy vzduchové a sací ventilátory. Určuje se jako součet třecích a místních odporů.

Výpočet byl proveden dle [16].

Na začátku výpočtu bylo nutné určit hustotu spalin a koncentraci popílku ve spalinách. Hustota spalin byla určena ze vzorce [14]:

$$\begin{aligned}\rho_{SP} &= \rho_{CO_2} \cdot O_{CO_2} + \rho_{N_2} \cdot O_{N_2} + \rho_{H_2O} \cdot O_{H_2O} + \rho_{SO_2} \cdot O_{SO_2} + \rho_{Ar} \cdot O_{Ar} = \\ &= 1,9786 \cdot 0,6863 + 1,2505 \cdot 2,7525 + 0,804 \cdot 0,8868 + 2,9262 \cdot 0,0005 \\ &+ 1,7839 \cdot 0,0324 = 1,2785 \text{ kg/m}^3\end{aligned}\quad (15.1)$$

Hustoty jednotlivých složek byly odečteny z [14].

Koncentrace popílku ve spalinách byla určena ze vzorce:

$$C = \frac{\mu \cdot O_{SP}}{1000} = \frac{1,0708 \cdot 5,791}{1000} = 0,006 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{SP}} \quad (15.2)$$

Kde  $\mu$  [g/Nm<sup>3</sup>] je koncentrace popílku ve spalinách a  $O_{SP}$  [Nm<sup>3</sup>/kg] je skutečné množství vlhkých spalin.

### 15.1 Výpočet tlakových ztrát ve II. tahu

Tlakové ztráty ve II. tahu je nutno rozdělit na místní ztráty při změně proudu mezi I. a II. tahem, třecí ztráty v II. tahu a místní ztráty při změně proudu mezi II. a III. tahem a na tlakovou ztrátu vztlakem.

#### 15.1.1 Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi I. a II. tahem

Tlaková ztráta při změně směru proudu byla určena dle:

$$\Delta p_{m1 \rightarrow 2} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = 0,72 \cdot \frac{8^2}{2} \cdot 0,3016 = 6,85 \text{ Pa} \quad (15.3)$$

kde:  $\xi$  [-] – součinitel místního odporu

$w_{SP}$  [m/s] – rychlost v místě ohybu (v místě výstupního okna)

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota spalin při teplotě v daném místě

Součinitel místního odporu se spočte dle [16] pro ostrá kolena:

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,6 = 0,72 \quad (15.4)$$

kde  $x_2$  [-] je součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečten z grafu [16].

Hustota spalin pro teplotu na výstupu z ohniště 884,84 °C byla vypočtena:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{ok}^{skut}} \right) = 1,2785 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 884,84} \right) = 0,3016 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (15.5)$$

**15.1.2 Tlaková ztráta třením ve II. tahu**

II. tah je prázdný, proto se odpor třením při neizotermickém proudění určí:

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L_k}{d_e} \cdot \frac{w_{SP}^{stř^2}}{2} \cdot \rho \cdot \left( \frac{T_{SP}^{stř}}{T_w} \right)^{0,583} = 0,01669 \cdot \frac{11,9}{2,824} \cdot \frac{7,14^2}{2} \cdot 0,318 \cdot \left( \frac{824,67 + 273,15}{824,67 + 50 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,555 \text{ Pa} \quad (15.6)$$

kde:  $\lambda$  [-] – součinitel tření

$L_k$  [m] – délka kanálu, odečtena z výkresu

$d_e$  [m] – ekvivalentní průměr kanálu z rovnice (6.10)

$w_{SP}^{stř}$  [m/s] – střední rychlost spalin v kanálu

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota spalin pro střední teplotu

$T_{SP}^{stř}$  [K] – střední teplota proudu spalin

$T_w$  [K] – střední teplota stěny, pro přestup tepla převážně sáláním  $T_w = T_{stř} + 50$ , viz kapitola 12. Kontrola chlorové koroze

Součinitel tření byl vypočten dle Jakimova vzorce:

$$\lambda = 0,857(\log Re)^{-2,4} = 0,857(\log 144871)^{-2,4} = 0,01669 \quad (15.7)$$

kde  $Re$  [-] je Reynoldsovo číslo určené ze vztahu:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{7,14 \cdot 2,824}{13,9 \cdot 10^{-5}} = 144871 \quad (15.8)$$

kde  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] je kinematická viskozita spalin z kapitoly 6.2.

Hustota spalin pro střední teplotu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) = 1,2785 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 824,67} \right) = 0,318 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (15.9)$$

**15.1.3 Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi II. a III. tahem**

$$\Delta p_{m2} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = 0,66 \cdot \frac{6,74^2}{2} \cdot 0,3365 = 5,05 \text{ Pa} \quad (15.10)$$

Kde hustota spalin pro teplotu na výstupu z II. tahu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{II}^{out}} \right) = 1,2785 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 764,48} \right) = 0,3365 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (15.11)$$

Rychlost spalin na výstupu:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{273,15 + t_{II}^{out}}{273,15} \right)}{a_{II} \cdot b_{oh}} = \frac{18,55 \cdot \left( \frac{273,15 + 764,48}{273,15} \right)}{1,9 \cdot 5,5} = 6,74 \text{ m/s} \quad (15.12)$$

Součinitel místního odporu:

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,55 = 0,66 \quad (15.13)$$

kde  $x_2$  [-] je součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečten z grafu [16].

**15.1.4 Vztlak II. tahu**

$$\Delta p_V = z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) \cdot g = \quad (15.14)$$

$$= 7,15 \cdot \left( 1,19 - 1,2785 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 824,67} \right) \cdot 9,81 = 77,92 \text{ Pa}$$

kde:  $z$  [m] – vzdálenost od středu počátečního a koncového průřezu  
 $\rho_{VZ}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota vzduchu, při teplotě 20 °C  $\rho_{VZ} = 1,19 \text{ kg/m}^3$   
 $\rho_{SP}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota spalin za normálních podmínek  
 $g$  [m/s<sup>2</sup>] – gravitační zrychlení,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$   
 $t_{SP}^{stř}$  [°C] – střední teplota spalin

Pokud vztlak působí proti směru proudění spalin, působí jako ztráta.

**15.1.5 Celková ztráta II. tahu**

Celková ztráta II. tahu se určí jako suma dílčích ztrát:

$$\Delta p_o = \Delta p_{m1 \rightarrow 2} + \Delta p_t + \Delta p_{m2} + \Delta p_V = 6,85 + 0,555 + 5,05 + 77,92 = \quad (15.15)$$

$$= 90,38 \text{ Pa}$$

Jelikož byla ztráta počítána pro čisté prostředí, je nutné ještě uvážit zaprášení spalin:

$$\Delta p_{z,II} = \Delta p_o \cdot (1 + C) = 90,38 \cdot (1 + 0,006) = 90,94 \text{ Pa} \quad (15.16)$$

Celková ztráta II. tahu tedy je 90,94 Pa.

**15.2 Výpočet tlakových ztrát ve III. tahu**

Tlakové ztráty ve III. tahu se rozdělují na tlakovou ztrátu při změně proudu mezi II. a III. tahem, tlaková ztráta svazku výparníku, tlaková ztráta svazku P2, P3, P1 a tlaková ztráta při změně směru mezi III. a IV. tahem.

**15.2.1 Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi II. a III. tahem**

$$\Delta p_{m2 \rightarrow 3} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = 0,66 \cdot \frac{5,4^2}{2} \cdot 0,3403 = 3,27 \text{ Pa} \quad (15.17)$$

Kde  $w_{SP}$  [m/s] je střední rychlost v obratové komoře z rovnice (7.8), součinitel místního odporu je roven součiniteli v rovnici (15.13) z důvodu stejného zakřivení proudu a hustota spalin pro střední teplotu spalin v obratové komoře byla spočtena dle vzorce:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) = 1,2785 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 752,94} \right) = 0,3403 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (15.18)$$

Kde  $t_{SP}^{stř}$  [°C] je střední teplota proudu spalin v obratové komoře.

**15.2.2 Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek výparníku**

Pro uspořádání trubek za sebou platí vztah:

$$\Delta p_{z,V} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 0,72 \cdot 1,2 \cdot 5 = 4,32 \text{ Pa} \quad (15.19)$$

kde:  $\Delta p_1 \cdot x$  [Pa] – průměrná ztráta jedné řady trubek, odečteno z [16]  
 $n$  [-] – celkový počet řad trubek nad sebou

### 15.2.3 Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek přehříváku P2

Trubky přehříváku P2 jsou uspořádány za sebou, proto opět platí vztah:

$$\Delta p_{z,P2} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,45 \cdot 0,4 \cdot 30 = 17,4 \text{ Pa} \quad (15.20)$$

kde:  $\Delta p_1 \cdot x$  [Pa] – průměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti média ve svazku mezi trubkami a na střední teplotě proudu spalin, odečteno z [16]  
n [-] – celkový počet řad trubek nad sebou

### 15.2.4 Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek přehříváku P3

Pro uspořádání trubek za sebou platí:

$$\Delta p_{z,P3} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,8 \cdot 0,67 \cdot 28 = 33,77 \text{ Pa} \quad (15.21)$$

kde:  $\Delta p_1 \cdot x$  [Pa] – průměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti média ve svazku mezi trubkami a na střední teplotě proudu spalin, odečteno z [16]  
n [-] – celkový počet řad trubek nad sebou

### 15.2.5 Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek přehříváku P1

$$\Delta p_{z,P1} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,5 \cdot 0,8 \cdot 38 = 45,6 \text{ Pa} \quad (15.22)$$

kde:  $\Delta p_1 \cdot x$  [Pa] – průměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti média ve svazku mezi trubkami a na střední teplotě proudu spalin, odečteno z [16]  
n [-] – celkový počet řad trubek nad sebou

### 15.2.6 Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi III. a IV. tahem

$$\Delta p_{m3} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = 0,72 \cdot \frac{6,1^2}{2} \cdot 0,524 = 7,01 \text{ Pa} \quad (15.23)$$

kde  $w_{SP}$  [m/s] je střední rychlost spalin přehříváku P1, součinitel místního odporu:

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,6 = 0,72 \quad (15.24)$$

kde  $x_2$  [-] je součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečten z grafu [16].

Hustota spalin pro teplotu spalin na výstupu z přehříváku P1 byla spočtena dle vzorce:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{P1}^{out}} \right) = 1,2785 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 393,23} \right) = 0,524 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (15.25)$$

### 15.2.7 Vztlak III. tahu

$$\begin{aligned} \Delta p_V &= z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) \cdot g = \\ &= 8,082 \cdot \left( 1,19 - 1,2785 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 578,86} \right) \cdot 9,81 = 83,93 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (15.26)$$

kde: z [m] – vzdálenost od středu počátečního a koncového průřezu  
 $\rho_{VZ}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota vzduchu, při teplotě 20 °C  $\rho_{VZ} = 1,19 \text{ kg/m}^3$   
 $\rho_{SP}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota spalin za normálních podmínek  
g [m/s<sup>2</sup>] – gravitační zrychlení, g = 9,81 m/s<sup>2</sup>  
 $t_{SP}^{stř}$  [°C] – střední teplota spalin

Vztlak působí ve směru proudění spalin, proto nepůsobí jako ztráta.

### 15.2.8 Celková ztráta III. tahu

$$\begin{aligned} \Delta p_o &= \Delta p_{m2 \rightarrow 3} + \Delta p_{z,V} + \Delta p_{z,P2} + \Delta p_{z,P3} + \Delta p_{z,P1} + \Delta p_{m3} - \Delta p_V = \\ &= 3,27 + 4,32 + 17,04 + 33,77 + 45,6 + 7,01 - 83,93 = 27,44 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (15.27)$$

Jelikož byla ztráta počítána pro čisté prostředí, je nutné ještě uvážit zaprášení spalin:

$$\Delta p_{z,III} = \Delta p_o \cdot (1 + C) = 27,44 \cdot (1 + 0,006) = 27,61 \text{ Pa} \quad (15.28)$$

### 15.3 Výpočet tlakových ztrát ve IV. tahu

Tlakové ztráty ve IV. tahu se rozdělují na tlakovou ztrátu při změně proudu mezi III. a IV. tahem, tlaková ztráta svazku ekonomizéru E1 a E2 a na tlakovou ztrátu vztlakem.

#### 15.3.1 Tlaková ztráta při změně směru proudu mezi III. a IV. tahem

$$\Delta p_{m3 \rightarrow 4} = \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = 0,72 \cdot \frac{6,66^2}{2} \cdot 0,524 = 8,38 \text{ Pa} \quad (15.29)$$

kde  $w_{SP}$  [m/s] je střední rychlost spalin ekonomizéru E2, součinitel místního odporu je roven součiniteli místního odporu z rovnice (15.24) a hustota spalin byla spočtena v rovnici (15.25) z důvodu uvažování stejné teploty jako na výstupu z III. tahu.

#### 15.3.2 Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek ekonomizéru E2

Ekonomizér E2 má uspořádány trubky za sebou, proto platí:

$$\Delta p_{z,E2} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,8 \cdot 0,68 \cdot 29 = 29,38 \text{ Pa} \quad (15.30)$$

kde:  $\Delta p_1 \cdot x$  [Pa] – průměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti média ve svazku mezi trubkami a na střední teplotě proudu spalin, odečteno z [16]

$n$  [-] – celkový počet řad trubek nad sebou

#### 15.3.3 Tlaková ztráta při průtoku spalin svazkem trubek ekonomizéru E1

$$\Delta p_{z,E1} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,3 \cdot 0,68 \cdot 147 = 129,95 \text{ Pa} \quad (15.31)$$

kde:  $\Delta p_1 \cdot x$  [Pa] – průměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti média ve svazku mezi trubkami a na střední teplotě proudu spalin, odečteno z [16]

$n$  [-] – celkový počet řad trubek nad sebou

#### 15.3.4 Vztlak IV. tahu

$$\begin{aligned} \Delta p_V &= z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) \cdot g = \\ &= 9,91 \cdot \left( 1,19 - 1,2785 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 290,16} \right) \cdot 9,81 = 86,47 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (15.32)$$

kde:  $z$  [m] – vzdálenost od středu počátečního a koncového průřezu

$\rho_{VZ}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota vzduchu, při teplotě 20 °C  $\rho_{VZ} = 1,19 \text{ kg/m}^3$

$\rho_{SP}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota spalin za normálních podmínek

$g$  [m/s<sup>2</sup>] – gravitační zrychlení,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$t_{SP}^{stř}$  [°C] – střední teplota spalin

Vztlak působí proti směru proudění spalin, proto způsobuje tlakovou ztrátu.

**15.3.5 Celková ztráta IV. tahu**

Celková ztráta IV. tahu se spočte jako suma dílčích tlakových ztrát:

$$\begin{aligned}\Delta p_o &= \Delta p_{m3 \rightarrow 4} + \Delta p_{z,E2} + \Delta p_{z,E1} + \Delta p_V = 8,38 + 29,38 + 129,95 + 86,47 \\ &= 254,16 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (15.33)$$

Jelikož byla ztráta počítána pro čistě prostředí, je nutné ještě uvážit zaprášení spalin:

$$\Delta p_{z,IV} = \Delta p_o \cdot (1 + C) = 254,16 \cdot (1 + 0,006) = 255,74 \text{ Pa} \quad (15.34)$$

**15.4 Tlaková ztráta výměníku za filtrem spalin**

Spaliny jsou za filtrem mnohem čistější, proto bylo voleno vystřídané uspořádání a žebrované trubky. Proto se celková tlaková ztráta výměníků skládá ze ztráty místního odporu a odporu svazku trubek.

**15.4.1 Tlaková ztráta místním odporem**

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \rho = 4,59 \cdot \frac{14,73^2}{2} \cdot 0,807 = 401,93 \text{ Pa} \quad (15.35)$$

kde  $w_{SP}^{stř}$  [m/s] je střední rychlost spalin, hustota byla spočtena pro střední teplotu spalin dle vzorce:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) = 1,2785 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 159,35} \right) = 0,807 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (15.36)$$

a součinitel místního odporu pro žebrované trubky:

$$\xi = K \cdot n_{řad} \cdot \left( \frac{h_z}{D} \right)^{k_1} \cdot \left( \frac{s_z}{D} \right)^{-k_2} \cdot Re^{-k_3} = 2 \cdot 20 \cdot \left( \frac{0,0063}{0,0318} \right)^{-0,72} \cdot 1049020^{-0,24} = 401,93 \text{ Pa} \quad (15.37)$$

· 1049020<sup>-0,24</sup> = 401,93 Pa

kde: K, k<sub>1</sub>, k<sub>2</sub>, k<sub>3</sub> [-] – konstanty dle [16], K = 2,0, k<sub>1</sub> = 0, k<sub>2</sub> = 0,72, k<sub>3</sub> = 0,24

n [-] – počet řad trubek nad sebou

h<sub>z</sub> [m] – výška žebra

s<sub>z</sub> [m] – rozteč žeber

D [m] – vnější průměr trubky

Re [-] – Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo bylo vypočteno ze vztahu:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{14,73 \cdot 1,96}{2,75 \cdot 10^{-5}} = 1049020 \quad (15.38)$$

kde  $w_{SP}$  [m/s] je střední rychlost spalin, kinematická viskozita spalin byla určena v kapitole 9.1 a ekvivalentní průměr kanálu byl určen ze vztahu:

$$d_e = \frac{4 \cdot a_{EF} \cdot b_{EF}}{2 \cdot (a_{EF} + b_{EF})} = \frac{4 \cdot 2,09 \cdot 1,84}{2 \cdot (2,09 + 1,84)} = 1,96 \text{ m} \quad (15.39)$$

kde a<sub>EF</sub> a b<sub>EF</sub> [m] jsou rozměry kanálu z tabulky 31: Rozměry ekonomizéru EF.

#### 15.4.2 Tlaková ztráta svazku trubek

Tlaková ztráta svazku trubek byla vypočtena dle vzorce:

$$\begin{aligned} \Delta p_z &= x_3 \cdot x_4 \cdot Re^{-0,27} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř^2}}{2} \cdot \left( \frac{T_{SP}^{stř}}{T_w} \right)^{0,583} = \\ &= 0,9 \cdot 1,5 \cdot 1049020^{-0,27} \cdot 0,807 \cdot \frac{14,73^2}{2} \cdot \left( \frac{159,34 + 273,15}{159,34 + 23 + 273,15} \right)^{0,583} \\ &= 57,03 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (15.40)$$

kde:  $x_3$  [-] – závisí na poměrných roztečích, odečten z [16],  $x_3 = 0,9$

$x_4$  [-] – závisí na teplotě proudu spalin, odečten z [16],  $x_4 = 1,5$

$T_{SP}^{stř}$  [K] – střední teplota proudu spalin

$T_w$  [K] – střední teplota stěny, pro přestup tepla převážně konvekci  $T_w = T_{stř} + 23$ , viz kapitola 12. Kontrola chlorové koroze

#### 15.4.3 Vztlak

$$\begin{aligned} \Delta p_V &= z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{SP}^{stř}} \right) \cdot g = \\ &= 0,85 \cdot \left( 1,19 - 1,2785 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 159,34} \right) \cdot 9,81 = 5,67 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (15.41)$$

kde:  $z$  [m] – vzdálenost od středu počátečního a koncového průřezu

$\rho_{VZ}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota vzduchu, při teplotě 20 °C  $\rho_{VZ} = 1,19 \text{ kg/m}^3$

$\rho_{SP}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota spalin za normálních podmínek

$g$  [m/s<sup>2</sup>] – gravitační zrychlení,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$t_{SP}^{stř}$  [°C] – střední teplota spalin

#### 15.4.4 Celková ztráta výměníku za filtrem spalin

Celková ztráta se spočte jako suma dílčích ztrát:

$$\Delta p_{z,EF} = \Delta p_o = \Delta p_m + \Delta p_z + \Delta p_V = 401,93 + 57,03 + 5,67 = 464,63 \text{ Pa} \quad (15.42)$$

Spaliny jsou vyčištěné, proto se neuvažuje s popílkem ve spalinách.

#### 15.5 Celková aerodynamická ztráta kotle

Celková aerodynamická ztráta kotle se spočte jako suma dílčích ztrát jednotlivých úseků. Pokud by byly známy délky úseků za kotlem a výška komínu, bylo by možné spočítat aerodynamickou ztrátu celkového odvodu spalin.

$$\begin{aligned} \Delta p_{c,a} &= \Delta p_{z,II} + \Delta p_{z,III} + \Delta p_{z,IV} + \Delta p_{z,EF} = 90,94 + 27,61 + 255,74 + \\ &+ 464,63 = 838,92 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (15.43)$$



## 16. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh parního bubnového kotle s přirozenou cirkulací ke spalování směsi dřevní štěpky a RDF v poměru 70/30 % o výkonu 50 t/h, výstupním tlaku přehřáté páry 4,1 MPa a teplotě 420 °C. Spalování paliva probíhá na posuvném roštu.

Nejdříve byly provedeny stechiometrické výpočty k určení množství vzduchu a spalin. Následně byly spočteny ztráty kotle a nepřímou metodou určena tepelná účinnost kotle, která je 91,09 %.

Byl proveden výpočet spalovací komory. Byla určena adiabatická teplota plamene, výstupní teplota ze spalovací komory a její rozměry. Od šířky spalovací komory se odvíjí rozměry druhého a třetího tahu. Zde je šířka kotle zachována. Vzhledem ke složení paliva bylo nutné neuvažovat s výstupní mříží ze spalovací komory z důvodu zanášení. Proto mezi spalovací komorou a druhým tahem je pouze prázdné výstupní okno. Kvůli riziku vysokoteplotní chlorové koroze jsou membránové stěny spalovací komory opatřeny návarem Inconel.

Následně byla určena tepelná bilance kotle k určení předběžných výkonů jednotlivých teplosměnných ploch. Která byla v průběhu výpočtu teplosměnných ploch přepočtena tak, aby předběžné hodnoty odpovídaly vypočteným.

V dalším kroku byly určeny rozměry druhého tahu. Druhý tah je z důvodu nalepování popílku a snížení teploty spalin prázdný. Na výstupu z druhého tahu je umístěna výsypka, která snižuje ztrátu v úletu a je svedena zpět do ohniště. Byla určena délka třetího tahu. Na výstupu z obrátové komory je z důvodu ochrany proti otěru umístěn výparník, který chrání trubky přehříváku. Aby se předešlo vysokoteplotní chlorové korozi, byl umístěn přehřívák P2 před přehřívák P3 a jeho příčná rozteč trubek byla rozvolněna na 200 mm. Za přehřívákem P3 je umístěn přehřívák P1. Kvůli regulaci teploty výstupní páry byly umístěny dva vstříky napájecí vody mezi přehříváky. Všechny svazky mají mezi sebou vzdálenost 700 mm z důvodu možného průlezu a umístění ofukovačů. Trubky jednotlivých svazků jsou uchyceny na závěsných trubkách chlazených párou z bubnu.

Čtvrtý tah je tvořen nechlazeným plechovým kanálem, jehož rozměry, zejména šířka, se od rozměrů kotle liší tak, aby byla zachována optimální rychlost spalin. Zde se nacházejí všechny svazky ekonomizéru E2 a E1. Svazky jsou zavěšeny na nechlazených závěsných trubkách. Ohřátá voda z ekonomizéru E1 je odvedena do ohříváku primárního vzduchu, který je umístěn mimo kotel a vzduch je zde ohříván právě vodou z ekonomizéru E1. Poté se voda zpět vrací do ekonomizéru E2. Mezi svazky jsou opět mezery 700 mm z důvodu umístění ofukovačů a průlezů.

Za filtrem spalin je umístěn jeden ekonomizér. Vzhledem k čistotě spalin má žebrované trubky a ohřívá napájecí vodu ze 105 °C na 128 °C. Díky tomuto ohříváku vody se zvyšuje tepelná účinnost kotle.

Po vypočtení a návrhu celého kotle byly vypočteny rozměry bubnu, provedena kontrola tepelné bilance a zkontrolována vysokoteplotní chlorová koroze ve Flingernově diagramu.

Na závěr byly vypočteny aerodynamické a hydraulické ztráty kotle. Celková hydraulická ztráta kotle je 1052 kPa a aerodynamická ztráta 0,8 kPa.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. Učební texty vysokých škol.
- [2] Konec skládkování v nedohlednu! – EURACTIV.cz. EURACTIV.cz – Evropská unie v českých souvislostech [online]. Copyright © Shutterstock [cit. 13.01.2020]. Dostupné z: <https://euractiv.cz/section/obehove-hospodarstvi/opinion/konec-skladkovani-v-nedohlednu/>
- [3] Český statistický úřad | ČSÚ [online]. Copyright ©x [cit. 13.01.2020]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/documents/10180/91605329/28002019.pdf/9ee05f2d-39d8-4215-b4ee-849b7761433f?version=1.2>
- [4] Český statistický úřad | ČSÚ [online]. Copyright ©x [cit. 13.01.2020]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/documents/10180/61546956/28002018.pdf/36b79716-4bee-4e66-96b8-0298993b2276?version=1.3>
- [5] Český statistický úřad | ČSÚ [online]. Copyright ©x [cit. 13.01.2020]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/csu/czso/produkce-vyuziti-a-odstraneni-odpadu>
- [6] Český statistický úřad | ČSÚ [online]. Copyright ©x [cit. 13.01.2020]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/documents/10180/49151919/28002016.pdf/79028645-b5d7-4ada-904b-5c73fa3653f4?version=1.1>
- [7] Český statistický úřad | ČSÚ [online]. Copyright ©x [cit. 13.01.2020]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/documents/10180/20543779/280020-15.pdf/76c06fdc-4af7-4b98-aeed-7435a611e10a?version=1.1>
- [8] KOHOUT, Přemysl. Výzkum a vývoj kotle pro spalování komunálního odpadu, První brněnská strojírna, a.s.
- [9] Refuse-derived Fuel (RDF) Manufacturing Plant | Kawasaki Heavy Industries. Kawasaki Heavy Industries, Ltd. [online]. Copyright © 2018 Kawasaki Heavy Industries, Ltd. All rights reserved. [cit. 25.01.2020]. Dostupné z: [http://global.kawasaki.com/en/industrial\\_equipment/environment\\_recycling/waste/rdf.html](http://global.kawasaki.com/en/industrial_equipment/environment_recycling/waste/rdf.html)
- [10] *Energetické využití odpadů: odpad je nevyčerpatelný zdroj energie : [tematická informační příručka]*. Praha: České ekologické manažerské centrum, 2010. ISBN 978-80-85990-15-7.
- [11] Ministerstvo životního prostředí [online]. Copyright © [cit. 25.01.2020]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/projekty\\_po8\\_opzp\\_2007\\_2013/\\$FILE/OODP-4\\_6\\_MZP\\_FIN-20160810.pdf](https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/projekty_po8_opzp_2007_2013/$FILE/OODP-4_6_MZP_FIN-20160810.pdf)
- [12] HOLÝ, Tomáš a Vladimír STUPAVSKÝ. Dřevní štěpka - zelená, hnědá, bílá. In: *CZ Biom* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>
- [13] České peletárny lisují od rána do noci, vyrobí až 200 tisíc tun dřevěných pelet ročně. *Tzbinfo* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/peletky/9713-ceske-peletarny-lisuji-od-rana-do-noci-vyrobi-az-200-tisic-tun-drevenych-pelet-rocne>
- [14] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [15] Výukové materiály k předmětu Kotle (LK 19/20): Podklady do cvičení. Energetický Ústav, VUT v Brně.

[16] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

[17] Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. *Zákony pro lidi* [online]. [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415#prilohy>

[18] ČSN EN 12952-3. Vodotrubnaté kotle a pomocná zařízení – Část 3: Konstrukce a výpočet částí kotle namáhaných tlakem. Praha: Úřad pro technickou normalizaci. Metrologii a státní zkušebnictví, 2003.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$a$	Stupeň černosti proudu spalin	-
$a_{II}$	Délka druhého tahu	m
$a_{III}$	Délka třetího tahu	m
$a_{IV}$	Délka čtvrtého tahu	m
$a_{EF}$	Délka kanálu ohříváku vody za filtrem spalin	m
$A^d$	Obsah popele v bezvodém stavu	%
$A^r$	Obsah popele v původním vzorku paliva	%
$a_o$	Stupeň černosti ohniště	-
$a_{oh}$	Délka spalovací komory	m
$a_{OVZ}$	Délka kanálu ohříváku vzduchu	m
$a_{pl}$	Efektivní stupeň černosti plamene	-
$a_r$	Délka roštu	m
$a_{st}$	Stupeň černosti povrchu stěn	-
$a_{V,III}$	Poloviční rozměr výsyvky	m
$b_{IV}$	Šířka čtvrtého tahu	m
$Bo$	Boltzmannovo číslo	-
$b_{oh}$	Šířka spalovací komory	m
$b_{OVZ}$	Šířka kanálu ohříváku vzduchu	m
$b$	Šířka roštu	m
$C$	Koeficient závislý na kvalitě paliva	-
$C^{daf}$	Obsah uhlíku v bezvodém stavu bez popela	%
$C^r$	Obsah uhlíku v původním vzorku paliva	%
$Cl^{daf}$	Obsah chloru v bezvodém stavu bez popela	%
$Cl^r$	Obsah chloru v původním vzorku paliva	%
$c_i$	Měrná tepelná kapacita tuhých zbytků popela	kJ/kg·K
$C_i$	Procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků	%
$c_p$	Měrná tepelná kapacita paliva	kJ/kg·K
$C_s$	Součinitel opravy na uspořádání svazku na poměrné příčné rozteči	-
$C_z$	Opravný součinitel na počet řad	-
$d$	Vnitřní průměr trubky	mm
$D$	Vnější průměr trubky	mm
$d_{II}$	Výška výstupního průřezu druhého tahu	m
$d_{II,min}$	Nejmenší možný průtočný rozměr z II. tahu	m
$d_b$	Vnitřní průměr bubnu	mm
$D_b$	Vnější průměr bubnu	mm

$d_e$	Ekvivalentní průměr	m
$D_{\check{z}}$	Vnější průměr trubky s žebrem	mm
$E$	Součinitel efektivity žebra	-
$f$	Součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 Nm <sup>3</sup> suchého vzduchu	-
$f_o$	Pomocný rozměr ohniště nad zúžením	m
$F$	Průtočný průřez spalin obrátové komory	m <sup>2</sup>
$F_i$	Povrch stěn ohniště	m <sup>2</sup>
$F_p$	Průtočný průřez páry uvnitř trubek	m <sup>2</sup>
$F_{SP}$	Průtočný průřez spalin	m <sup>2</sup>
$F_v$	Průtočný průřez vody uvnitř trubek	m <sup>2</sup>
$F_{VZ}$	Průtočný průřez vzduchu	m <sup>2</sup>
$F_{ZT}$	Průtočný průřez závěsných trubek	m <sup>2</sup>
$H^{daf}$	Obsah vodíku v bezvodém stavu bez popela	%
$H^r$	Obsah vodíku v původním vzorku paliva	%
$h_{II}$	Výška od stěny výsypky	m
$h_{EF}$	Výška kanálu ohříváku vody za filtrem spalin	m
$h_{oh}$	Výška ohniště	m
$h_{ok}$	Výška výstupního okna z ohniště	m
$h_{OVZ}$	Výška průtočného kanálu ohříváku vzduchu	m
$h_u$	Výška uvažovaného úseku teplosměnných ploch	m
$h_{v,II}$	Výška výsypky	m
$h_{\check{z}}$	Výška žebra	mm
$i$	Měrná entalpie	kJ/kg
$I_{i,out}$	Entalpie spalin na výstupu	kJ/kg
$i_{Ar}^t$	Měrná entalpie Ar pro danou teplotu	kJ/Nm <sup>3</sup>
$i_{CO_2}^t$	Měrná entalpie CO <sub>2</sub> pro danou teplotu	kJ/Nm <sup>3</sup>
$i_{H_2O}^t$	Měrná entalpie H <sub>2</sub> O pro danou teplotu	kJ/Nm <sup>3</sup>
$i_{SO_2}^t$	Měrná entalpie SO <sub>2</sub> pro danou teplotu	kJ/Nm <sup>3</sup>
$i_{nv}$	Měrná entalpie napájecí vody	kJ/kg
$i_p$	Fyzické teplo paliva	kJ/kg
$i_{pp}$	Entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle	kJ/kg
$I_{SP}$	Entalpie spalin pro danou teplotu	kJ/kg
$I_{SP}^{t,\alpha}$	Entalpie spalin o teplotě t, které vzniknou po spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu $\alpha$	kJ/kg
$I_{SPmin}^t$	Entalpie stechiometrických spalin	kJ/kg
$I_u$	Entalpie užitečného uvolněného tepla	kJ/kg
$I_{vz}$	Entalpie vzduchu s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,4$ při	kJ/kg

	teplotě 20 °C	
$i_{vz}^t$	Měrná entalpie vzduchu pro danou teplotu	$\text{kJ/Nm}^3$
$I_{VZmin}^t$	Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě $t$	$\text{kJ/kg}$
$k$	Součinitel prostupu tepla	$\text{W/m}^2\text{K}$
$k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2$	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi	$1/\text{m}\cdot\text{MPa}$
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkem	$1/\text{m}\cdot\text{MPa}$
$k_{ps}$	Optická hustota spalin	-
$k_{SP} \cdot r_{SP}$	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny	$1/\text{m}\cdot\text{MPa}$
$l$	Délka trajektorie letu částice	$\text{m}$
$L$	Délka potrubí	$\text{m}$
$l_b$	Délka bubnu	$\text{m}$
$l_e$	Efektivní délka trubky	$\text{m}$
$L_k$	Délka kanálu	$\text{m}$
$M$	Součinitel z Gurvičova poloempirického vztahu	-
$M_p$	Množství paliva přivedeného do kotle	$\text{kg/s}$
$M_{pp}$	Parní výkon kotle	$\text{kg/s}$
$M_{pv}$	Skutečně spálené množství paliva	$\text{kg/s}$
$M_{SP}$	Objemový průtok spalin pro normální podmínky	$\text{m}^3/\text{s}$
$M_{SP}^{ok}$	Objemový průtok spalin ve výstupním okně z ohniště	$\text{m}^3/\text{s}$
$M_{SP}^{skut}$	Skutečný objemový průtok spalin	$\text{m}^3/\text{s}$
$M_v$	Množství vody přivedené do kotle	$\text{kg/s}$
$M_{VZ}^{stř}$	Objemový průtok primárního vzduchu pro střední teplotu	$\text{m}^3/\text{s}$
$N^{daf}$	Obsah dusíku v bezvodém stavu bez popela	%
$N^r$	Obsah dusíku v původním vzorku paliva	%
$n_{had}$	Počet hadů nad sebou	-
$n_{řad}$	Počet řad trubek	-
$n_{tr}$	Počet trubek v jedné řadě	-
$n_{ZT}$	Počet závěsných trubek	-
$O$	Omočený obvod	$\text{m}$
$O^{daf}$	Obsah kyslíku v bezvodém stavu bez popela	%
$O^r$	Obsah kyslíku v původním vzorku paliva	%
$O_{Ar}$	Množství argonu ve spalinách	$\text{Nm}^3/\text{kg}$
$O_{CO_2}$	Množství $\text{CO}_2$ ve spalinách	$\text{Nm}^3/\text{kg}$
$O_{N_2}$	Množství $\text{N}_2$ ve spalinách	$\text{Nm}^3/\text{kg}$
$O_{H_2O}$	Objem vodní páry ve spalinách s přebytkem vzduchu	$\text{Nm}^3/\text{kg}$
$O_{H_2Omin}$	Minimální objem vodní páry	$\text{Nm}^3/\text{kg}$
$O_{H_2Omin}^V$	Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu pro $\text{Nm}^3/\text{kg}$	

	spálení 1 kg paliva	
$O_{O_2min}$	Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SO_2}$	Množství SO <sub>2</sub> ve spalinách	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SP}$	Skutečné množství vlhkých spalin	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SP} \cdot c$	Střední tepelná jímavost spalin	kJ/kg·K
$O_{SP}^S$	Skutečné množství suchých spalin	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SPmin}$	Minimální množství vlhkých spalin	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SPmin}^S$	Minimální množství suchých spalin	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{vz}$	Skutečné množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{vz}^S$	Skutečné množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{vzmin}$	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{vzmin}^S$	Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	Nm <sup>3</sup> /kg
$p$	Tlak	bar
$Pr$	Prandtlovo číslo	-
$p_{SP}$	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách	MPa
$Q$	Předpokládaný tepelný výkon	kW
$Q_{ci}$	Výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků	kJ/kg
$Q_i$	Tepelný výkon	MW
$Q_{ii}$	Množství odevzdaného tepla	kJ/kg
$Q_i^r$	Výhřevnost původního vzorku paliva	MJ/kg
$Q_{i,ds}^r$	Výhřevnost původního vzorku paliva dřevní štěpky	MJ/kg
$Q_{i,RDF}^r$	Výhřevnost původního vzorku paliva RDF	MJ/kg
$Q_N$	Maximální použitelný tepelný výkon	MW
$Q_p^p$	Teplo přivedené do kotle s 1 kg paliva	kJ/kg
$Q_{RC}$	Ztrátový výkon kotle	MW
$Q_v$	Výrobní teplo páry	kW
$Q_{vz}$	Teplo přivedené vzduchem do ohniště	kJ/kg
$q_s$	Plošné zatížení roštu	MW/m <sup>2</sup>
$R$	Plocha hořící vrstvy palivy	m <sup>2</sup>
$Re$	Reynoldsovo číslo	-
$r_{H_2O}$	Objemový podíl páry ve spalinách	-
$r_{RO_2}$	Objemové části tříatomových plynů:	-
$r_{SP}$	Celková objemová část tříatomových plynů ve spalinách	-
$s$	Účinná tloušťka sálavé vrstvy	m
$S$	Celková teplosměnná plocha	m <sup>2</sup>
$s_1$	Příčná rozteč	mm
$S_{1m}$	Teplosměnná plocha na 1 m délky trubky	m

$s_2$	Podélná rozteč	mm
$S^{daf}$	Obsah síry v bezvodém stavu bez popela	%
$S^r$	Obsah síry v původním vzorku paliva	%
$S_r$	Plocha roštu	m <sup>2</sup>
$S^{skut}$	Skutečná teplosměnná plocha	m <sup>2</sup>
$\frac{S_h}{S}$	Podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně spalin	-
$\frac{S_{\check{z}}}{S}$	Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin pro trubky s kruhovými žebry	-
$t$	Tloušťka	mm
$t_a$	Adiabatická teplota plamene	
$t_i$	Teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků	°C
$t_{i,j}$	Teplota teplosměnné plochy	°C
$t_p$	Teplota paliva	°C
$T_S$	Absolutní střední teplota proudu spalin	K
$t_{SP}^{stř}$	Střední teplota proudu spalin	°C
$t_w$	Teplota povrchu stěn trubek	°C
$T_Z$	Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn	K
$t_{\check{z}}$	Tloušťka žebra	mm
$V$	Objem sálající vrstvy	m <sup>3</sup>
$V_o$	Aktivní objem ohniště	m <sup>3</sup>
$v_p^{stř}$	Střední hodnota měrného objemu páry	m <sup>3</sup> /kg
$v_v^{stř}$	Střední hodnota měrného objemu vody	m <sup>3</sup> /kg
$W^r$	Obsah vody v původním vzorku paliva	%
$w_p^{stř}$	Střední rychlost páry uvnitř trubek	m/s
$w_{SP}^{stř}$	Střední rychlost proudění spalin	m/s
$w_{SP}^{skut}$	Skutečná rychlost spalin	m/s
$w_v^{stř}$	Střední rychlost vody uvnitř trubek	m/s
$w_{VZ}^{stř}$	Střední rychlost vzduchu	m/s
$X_i$	Procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků	%
$x_i$	Úhlový součinitel osálení	-
$x_T$	Součinitel zohledňující typ ohniště	-
$z$	Zatížení bubnu	kg/s·m <sup>3</sup>
$Z_c$	Ztráta mechanickým nedopalem	%
$Z_{ci}$	Ztráta mechanickým nedopalem pro uvažovaný druh tuhých zbytků	%
$Z_{co}$	Ztráta chemickým nedopalem	%



$Z_f$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	%
$Z_{fi}$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků pro uvažovaný druh tuhých zbytků	%
$Z_k$	Komínová ztráta	%
$Z_s$	Ztráta sdílením tepla do okolí	%
$\alpha$	Součinitel přebytku vzduchu	-
$\alpha_1$	Celkový součinitel přestupu tepla pro příčné proudění ze strany spalin	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_2$	Celkový součinitel přestupu tepla pro podélné proudění ze strany spalin	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla konvekcí	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_s$	Součinitel přestupu tepla sáláním	W/m <sup>2</sup> K
$\beta$	Součinitel pro stanovení efektivnosti žebra	-
$\Delta$	Odchylka od tepelné bilance	%
$\Delta p_{ci}$	Celková hydrodynamická tlaková ztráta	Pa
$\Delta p_d$	Dynamická tlaková ztráta	Pa
$\Delta p_h$	Hydrostatická tlaková ztráta	Pa
$\Delta p_{mi}$	Tlaková ztráta při změně směru proudu	Pa
$\Delta p_{mi \rightarrow j}$	Tlaková ztráta při změně proudu spalin	Pa
$\Delta p_o$	Celková aerodynamická tlaková ztráta	Pa
$\Delta p_t$	Odpor třením	Pa
$\Delta p_v$	Vztlak	Pa
$\Delta p_{zm}$	Tlaková ztráta místními odpory	Pa
$\Delta p_{zt}$	Tlaková ztráta třením	Pa
$\Delta p_{z,i}$	Tlaková ztráta při průtokem spalin svazkem trubek	Pa
$\Delta Q$	Tepelná bilance	kJ/kg
$\Delta t$	Teplotní přídavek	°C
$\Delta t_i$	Rozdíl teplot	°C
$\Delta t_{ln}$	Střední teplotní logaritmický spád	°C
$\varepsilon$	Součinitel zanesení výhřevné plochy	-
$\eta_k$	Tepelná účinnost kotle	%
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	W/mK
$\nu$	Součinitel kinematické viskozity	m <sup>2</sup> /s
$\mu$	Koncentrace popílku ve spalinách	g/m <sup>3</sup>
$\mu_z$	Součinitel rozšíření žebra	-
$\sigma_1$	Poměrná příčná rozteč	-
$\sigma_2$	Poměrná příčná rozteč	-
$\sigma_2'$	Poměrná úhlopříčná rozteč	-

$\rho_{SP}$	Hustota spalin	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{stř}$	hustota pracovní látky	kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Součinitel uchování tepla	-
$\varphi_{\sigma}$	Parametr určující uspořádání trubek ve svazku	-
$\bar{\psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn	-
$\Psi_{\Sigma}$	Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení součinitel přestupu tepla konvekcí po povrchu žebra	-
$\xi_i$	Součinitel zanesení stěn ohniště	-

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Využití odpadu v letech 2014 - 2018 .....	14
Obrázek 2: Průměrné množství vyprodukovaného odpadu na jednu osobu v letech 2014 - 2018 .....	15
Obrázek 3: Schéma výroby RDF; upraveno autorem [9] .....	15
Obrázek 4: Výroba dřevěných pelet [13] .....	16
Obrázek 5: I – t diagram spalín .....	21
Obrázek 6: Schéma roštu ve spalovací komoře .....	26
Obrázek 7: Půdorys vrchní části ohniště .....	27
Obrázek 8: Schéma spalovací komory .....	28
Obrázek 9: Detailní rozměry ohniště .....	32
Obrázek 10: Bilance P2 .....	36
Obrázek 11: Bilance P1 .....	37
Obrázek 12: Rozměry II. tahu .....	41
Obrázek 13: Řez svazkem trubek III.tahu .....	44
Obrázek 14: Schéma obratové komory .....	46
Obrázek 15: Průběh teplot v obratové komoře .....	55
Obrázek 16: Výparník ve III. tahu .....	55
Obrázek 17: Průběh teplot v úseku s výparníkem .....	61
Obrázek 18: Uspořádání přehříváku P2 .....	62
Obrázek 19: Průběh teplot v úseku P2 .....	69
Obrázek 20: Uspořádání přehříváku P3 .....	69
Obrázek 21: Průběh teplot v úseku P3 .....	76
Obrázek 22: Uspořádání přehříváku P1 .....	77
Obrázek 23: Průběh teplot v úseku P1 .....	84
Obrázek 24: Uspořádání ekonomizéru E2 .....	86
Obrázek 25: Průběh teplot v úseku E2 .....	89
Obrázek 26: Uspořádání trubek ekonomizéru E1 .....	89
Obrázek 27: Průběh teplot v úseku E1 .....	92
Obrázek 28: Uspořádání trubek $E_{EF}$ .....	93
Obrázek 29: Podélný řez $E_{EF}$ .....	94
Obrázek 30: Průběh teplot v úseku $E_{EF}$ .....	98
Obrázek 31: Průběh teploty OVZ .....	99
Obrázek 32: Podélný řez OVZ .....	99
Obrázek 33: Uložení trubek OVZ .....	100
Obrázek 34: Pilový diagram .....	106
Obrázek 35: Flingernův diagram .....	107

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Zadání složení paliv .....	13
Tabulka 2: Vypočtené hodnoty složení paliva .....	17
Tabulka 3: Měrná entalpie některých složek spalin v [kJ/Nm <sup>3</sup> ][2] .....	20
Tabulka 4: I – t tabulka spalin.....	21
Tabulka 5: Rozměry ohniště .....	28
Tabulka 6: Detailní rozměry ohniště.....	32
Tabulka 7: Tlakové ztráty jednotlivých ploch .....	35
Tabulka 8: Parametry teplosměnných ploch.....	39
Tabulka 9: Rozměry II. tahu .....	41
Tabulka 10: Rozměry závěsných trubek .....	45
Tabulka 11: Rozměry obrátové komory .....	46
Tabulka 12: Parametry páry příčných závěsných trubek .....	49
Tabulka 13: Parametry páry podélných závěsných trubek .....	52
Tabulka 14: Rozměry výparníku.....	55
Tabulka 15: Parametry páry výparníku.....	56
Tabulka 16: Parametry páry v závěsných trubkách .....	59
Tabulka 17: Rozměry přehříváku P2 .....	62
Tabulka 18: Parametry páry přehříváku P2 .....	63
Tabulka 19: Parametry páry v závěsných trubkách .....	67
Tabulka 20: Rozměry přehříváku P3 .....	70
Tabulka 21: Parametry páry v přehříváku P3 .....	71
Tabulka 22: Parametry páry v závěsných trubkách .....	74
Tabulka 23: Rozměry přehříváku P1 .....	77
Tabulka 24: Parametry páry přehříváku P1 .....	78
Tabulka 25: Parametry páry v závěsných trubkách .....	82
Tabulka 26: Fyzikální vlastnosti vody ve IV. tahu .....	85
Tabulka 27: Rozměry ekonomizéru E2 .....	86
Tabulka 28: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru E2.....	87
Tabulka 29: Rozměry ekonomizéru E1 .....	89
Tabulka 30: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru E1.....	90
Tabulka 31: Rozměry ekonomizéru EF .....	93
Tabulka 32: Fyzikální vlastnosti vody ekonomizéru EF .....	95
Tabulka 33: Rozměry ohříváku vzduchu .....	100
Tabulka 34: Fyzikální vlastnosti vody OVZ.....	101
Tabulka 35: Fyzikální vlastnosti vzduchu OVZ .....	101
Tabulka 36: Zatížení bubnu v závislosti na tlaku .....	108
Tabulka 37: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát P3 .....	110
Tabulka 38: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P3.....	110
Tabulka 39: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát P1 .....	111
Tabulka 40: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku P1.....	111
Tabulka 41: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát E2 .....	111
Tabulka 42: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku E2 .....	112
Tabulka 43: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát E1 .....	112
Tabulka 44: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku E1 .....	112

Tabulka 45: Hodnoty potřebné pro výpočet tlakových ztrát EF .....	113
Tabulka 46: Vypočtené tlakové ztráty přehříváku EF .....	113

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha č.1: Schéma kotle