



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# HORKOVODNÍ KOTEL NA TUHÁ ALTERNATIVNÍ PALIVA MENŠÍCH VÝKONŮ

RDF GRATE BIOMASS BOILER

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Hort

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2023



## Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Lukáš Hort**  
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**  
Akademický rok: 2022/23

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:

### Horkovodní kotel na tuhá alternativní paliva menších výkonů

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování tuhých alternativních paliv o středním výkonu. Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle a 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.  
Určit tlakové ztráty na straně spalin i média.

#### Seznam doporučené literatury:

ČERNÝ, JANEBA, Teyssler: Parní kotle, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83

DLOUHÝ: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

BUDAJ: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983,

BALÁŠ: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem horkovodního kotle na spalování RDF, kde výstupem je voda o parametrech 150 °C a 16 bar. V úvodu práce jsou uvedeny přípravné výpočty, tedy stechiometrie a stanovení tepelné účinnosti pomocí nepřímé metody. Hlavní část práce tvoří návrh teplosměnných ploch a jejich tepelný výpočet. Na závěr je výpočet rozšířen o hydraulické a aerodynamické tlakové ztráty. V příloze práce se nachází výkresové schéma navrženého zařízení.

### **Klíčová slova**

Horkovodní kotel, spalování RDF, tepelný výpočet, hydraulické tlakové ztráty, aerodynamické tlakové ztráty

## **ABSTRACT**

The diploma thesis deals with the design of a hot water boiler for combustion of RDF, where the output is water with parameters of 150 °C and 16 bar. In the beginning of the thesis, preparatory calculations are presented, i.e. stoichiometry and determination of thermal efficiency using the indirect method. The main part of the work consists of the design of heat exchange surfaces and their thermal calculation. Finally, the calculation is extended to include hydraulic and aerodynamic pressure losses. There is a drawing diagram of the designed device in the appendix of the work.

### **Key words**

Hot water boiler, RDF combustion, heat transfer calculations, hydraulic pressure losses, aerodynamic pressure losses

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HORT, Lukáš. *Horkovodní kotel na tuhá alternativní paliva menších výkonů*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149308>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem *diplomovou práci* práci na téma **Horkovodní kotel na tuhá alternativní paliva menších výkonů** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

-----  
Datum

-----  
*Jméno a příjmení*

## **PODĚKOVÁNÍ**

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



## OBSAH

ÚVOD.....	12
1 Horkovodní kotel.....	13
1.1 Palivo .....	13
1.2 Cíle diplomové práce .....	13
2 Stechiometrické výpočty .....	14
2.1 Přepočet paliva na původní stav .....	14
2.2 Výpočet minimálního objemu vzduchu .....	14
2.3 Výpočet minimálního objemu spalín .....	15
2.4 Výpočet skutečného množství spalovacího vzduchu a spalín .....	16
2.5 Entalpie vzduchu a spalín .....	16
3 Tepelná bilance kotle.....	19
3.1 Teplo přivedené do kotle .....	19
3.2 Ztráty kotle.....	19
3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem).....	19
3.2.2 Ztráta citelným teplem tuhých zbytků.....	20
3.2.3 Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemickým nedopalem) .....	20
3.2.4 Ztráta citelným teplem spalín (komínová ztráta) .....	20
3.2.5 Ztráta sdílením tepla do okolí .....	20
3.2.6 Tepelná účinnost kotle .....	21
3.3 Množství vody a paliva.....	21
3.4 Rosný bod spalín.....	21
4 Výpočet spalovací komory .....	23
4.1 Návrh geometrie spalovací komory .....	23
4.2 Adiabatická teplota plamene.....	25
4.3 Tepelný výpočet spalovací komory .....	25
5 Návrh II. tahu.....	29
5.1 Návrh geometrie II. tahu .....	29
5.2 Tepelný výpočet II. tahu .....	30
6 Návrh III. tahu .....	33
6.1 Návrh membránové stěny a geometrie III. tahu.....	33
6.2 Tepelný výpočet membránové stěny III. tahu.....	34
6.3 Návrh části III. tahu s ekonomizérem 4 .....	36
6.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 4 .....	37
6.4 Návrh části III. tahu s Ekonomizérem 3 .....	40
6.4.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 3 .....	40
7 Návrh IV. tahu .....	43
7.1 Návrh membránové stěny a geometrie IV. tahu .....	43
7.2 Tepelný výpočet membránové stěny IV. Tahu .....	44
7.3 Návrh části IV. Tahu s ekonomizérem 2 .....	46
7.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 2 .....	46

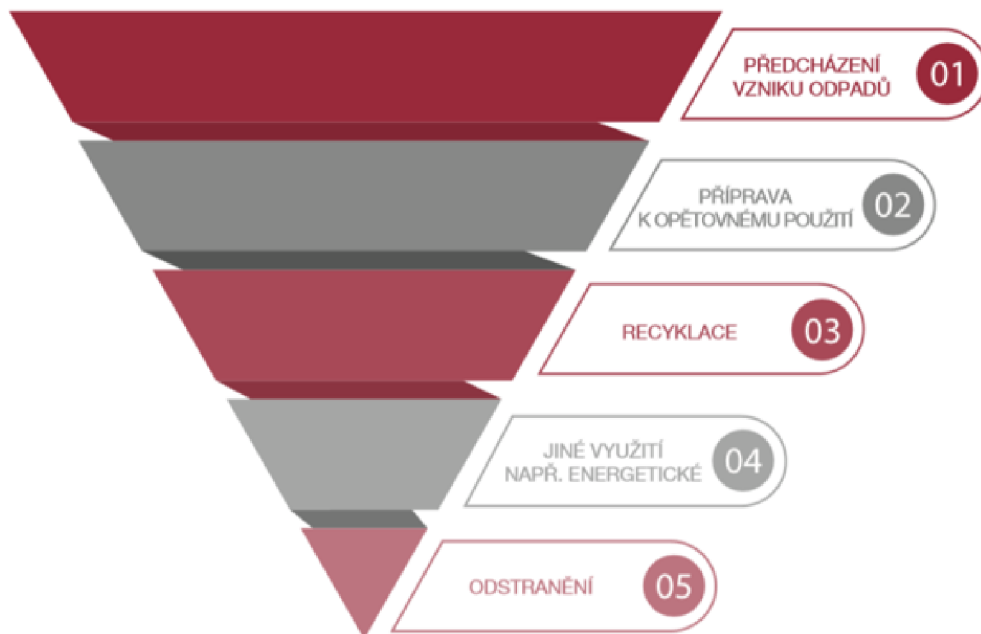
7.4	Návrh části IV. Tahu s ekonomizérem 1 .....	49
7.4.1	Tepelný výpočet ekonomizéru 1.....	50
8	Parametry napájecí vody a kontrola tepelné bilance.....	53
8.1	Parametry napájecí vody .....	53
8.2	Kontrola tepelné bilance.....	54
9	Aerodynamický výpočet kotle .....	56
9.1	Tlakové ztráty I. tahu.....	56
9.1.1	Ztráta třením I. tahu .....	56
9.1.2	Místní ztráty I. tahu .....	57
9.1.3	Vztlaková ztráta I. tahu.....	58
9.1.4	Celková tlaková ztráta I. tahu .....	58
9.2	Tlakové ztráty II. tahu .....	58
9.2.1	Ztráta třením ve II. tahu .....	58
9.2.2	Místní ztráta II. tahu .....	59
9.2.3	Vztlaková ztráta II. tahu .....	60
9.2.4	Celková tlaková ztráta II. tahu.....	60
9.3	Tlakové ztráty III. tahu .....	60
9.3.1	Ztráta třením III.tahu .....	60
9.3.2	Místní ztráty III. tahu.....	61
9.3.3	Místní ztráty obtékáním svazku EKO 4.....	62
9.3.4	Místní ztráty obtékáním svazku EKO 3.....	62
9.3.5	Vztlaková ztráta III. tahu .....	62
9.3.6	Celková ztráta spalin ve III. tahu.....	63
9.4	Tlakové ztráty IV. tahu.....	63
9.4.1	Ztráta třením IV. tahu .....	63
9.4.2	Místní ztráty IV. tahu.....	64
9.4.3	Místní ztráty obtékáním svazku EKO 2.....	64
9.4.4	Místní ztráty obtékáním svazku EKO 1.....	65
9.4.5	Vztlaková ztráta IV. tahu.....	65
9.4.6	Celková ztráta spalin ve IV. tahu.....	65
9.5	Celkové ztráty na straně spalin.....	65
10	Hydraulický výpočet kotle.....	66
10.1	Hydraulický výpočet membránové stěny .....	66
10.1.1	Čelní strana membránové stěny kotle.....	66
10.1.2	Boční strana membránové stěny kotle.....	67
10.1.3	Celková ztráta membránové stěny .....	67
10.2	Hydraulický výpočet ekonomizéru 4 .....	68
10.2.1	Délková ztráta .....	68
10.2.2	Místní ztráta .....	68
10.2.3	Ztráta dynamickým tlakem .....	68
10.2.4	Ztráta zdvihovou prací .....	68
10.2.5	Celková tlaková ztráta ekonomizéru 4.....	69
10.3	Hydraulický výpočet ekonomizéru 3 .....	69

---

10.3.1	Délková ztráta.....	69
10.3.2	Místní ztráta.....	69
10.3.3	Ztráta dynamickým tlakem.....	69
10.3.4	Ztráta zdvihovou prací.....	70
10.3.5	Celková tlaková ztráta ekonomizéru 3 .....	70
10.4	Hydraulický výpočet ekonomizéru 2 .....	70
10.4.1	Délková ztráta.....	70
10.4.2	Místní ztráta.....	70
10.4.3	Ztráta dynamickým tlakem.....	71
10.4.4	Ztráta zdvihovou prací.....	71
10.4.5	Celková tlaková ztráta ekonomizéru 2 .....	71
10.5	Hydraulický výpočet ekonomizéru 1 .....	71
10.5.1	Délková ztráta.....	71
10.5.2	Místní ztráta.....	72
10.5.3	Ztráta dynamickým tlakem.....	72
10.5.4	Ztráta zdvihovou prací.....	72
10.5.5	Celková tlaková ztráta ekonomizéru 1 .....	72
10.6	Hydraulický výpočet pro převáděcí potrubí .....	72
10.6.1	Délková ztráta.....	72
10.6.2	Místní ztráta.....	73
10.6.3	Ztráta dynamickým tlakem.....	73
10.6.4	Ztráta zdvihovou prací.....	73
10.6.5	Celková tlaková ztráta převáděcím potrubím.....	73
10.7	Celková hydraulická ztráta kotle .....	73
	ZÁVĚR.....	74
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	75
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	76
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	82
	SEZNAM TABULEK .....	83
	SEZNAM PŘÍLOH .....	84

## ÚVOD

V dnešní době je nakládání s odpady velmi podstatným problémem každé země. I přes veškeré snahy jsou totiž odpady produkovány stále více. Většina komunálního odpadu byla ukládána na skládky. I přes ekonomické výhody to ovšem není řešení ekologicky prospěšné, jelikož mimo jiné při skládkování dochází k rozkladu odpadu na metan. Metan má vysoce nepříznivé vliv na globální oteplování. Z toho důvodu je Evropskou komisí kladen stále větší důraz na zakázání skládkování. Také se snaží tlačít k nakládání s odpadem jinými cestami. Z toho důvodu představila Česká republika Plán odpadového hospodářství, jehož cílem je navýšení podílu recyklace na 60 %. Celkově je v plánu nacházet s odpady dle hierarchie odpadového hospodářství viz obrázek 1. Příkladem může být energetické využití, kdy dochází k vysoce účinnému spalování, v průběhu kterého dojde k termickému využití odpadu pro výrobu tepla a elektrické energie.



Obrázek 1 Hierarchie odpadového hospodářství [2]

V České republice jsou v provozu čtyři zařízení sloužící na energetické využití odpadu, zkráceně ZEVO. Tato zařízení se nachází v Brně, Liberci, Praze a poblíž Plzně. Ve všech případech se jedná o zařízení, kde je odpad spalován vesměs bez úpravy. Stávající roční kapacita ZEVO v ČR je zhruba 750 tisíc tun. [3]

## 1 Horkovodní kotel

Kotel je navrhován jako horkovodní na tuhá alternativní paliva menších výkonů. Skládá se ze čtyř tahů. Napájecí voda byla na začátku ohřátá cirkulací pomocí čerpadla ze vstupní teploty do oběhu 80 °C na vstupní teplotu do kotle 115 °C.

První tah je tvořen spalovací komorou, jejíž velká část je pokryta vyzdívkou. Důvodem vyzdívky je nutnost setrvání spalin nad teplotou 850 °C po dobu 2 vteřin. [7] Spalovací komora je na konci opatřena oknem, které slouží pro přechod spalin do druhého tahu.

Druhý tah je ponechán prázdný z důvodu dostatečného vychlazení spalin tak, aby nedocházelo k vysokoteplotní chlorové korozi na prvních svazcích ekonomizéru.

Třetí tah je opatřen dvěma ekonomizéry, které slouží pro předání tepla pracovnímu médiu, zde vodě. Při konzultaci bylo dohodnuto rozdělení průtoku do těchto dvou ekonomizérů, tedy ekonomizér 4 ohřeje 20 % vody a ekonomizér 3 zbylých 80 %.

V posledním, čtvrtém tahu kotle, se nachází dva ekonomizéry. V tomto tahu bude docházet k postupnému ohřívání vody prvně ekonomizér 2, pak ekonomizér 1. Požadavkem pro tento tah bylo finální ochlazení teploty spalin na hodnotu 160 °C.

### 1.1 Palivo

V rámci diplomové práce je navržen horkovodní kotel na spalování RDF – refuse derived fuel, česky TAP – tuhé alternativní palivo. Obecně je označení RDF vztaženo k tříděnému, vysoce výhřevnému komunálnímu a průmyslovému odpadu. Odpad je před použitím upravován, díky čemuž nedochází ke změně vlhkosti a výhřevnosti paliva. Tyto úpravy jsou prováděny v několika krocích. Na začátku jsou síťováním odstraněny velké tvrdé kusy, aby nebyl poškozen drtič. Následně se provádí magnetická separace, mletí, promíchávání, sušení a peletizace.

Prvním krokem byla volba vhodného paliva. Složení paliva: textil (37,6 %), nylonové plastové sáčky (47,3 %), papír (13,3 %), PET láhve (1,8 %).

Výhřevnost zvoleného paliva je  $Q_i^r = 29\,429 \text{ kJ/kg}$ . [1]

Tab. 1.1 Prvkové složení zvoleného paliva RDF. [1]

Prvek	Označení	Složení [%]
Uhlík	$C^{daf}$	66,9
Vodík	$H^{daf}$	8,7
Kyslík	$O^{daf}$	23,8
Dusík	$N^{daf}$	0,32
Síra	$S^{daf}$	0,14
Chlor	$Cl^{daf}$	0,5
Obsah popela v bezvodém stavu	$A^d$	7,07
Obsah vody v původním vzorku	$W^r$	1,6

### 1.2 Cíle diplomové práce

Základními cíli práce jsou zpracování stechiometrického a tepelného výpočtu kotle, zpracování rozměrového návrhu kotle, včetně základní výkresové dokumentace a dispozičního řešení. Konečným cílem bylo určit tlakové ztráty na straně spalin a média. Pro všechny výpočty byl použit program MS Excel. Zjištění potřebných fyzikálních veličin vody bylo provedeno v programu EES. Výkres byl zpracován v programu AutoCAD. Základním zdrojem pro tuto práci byl [5], pokud není uvedeno jinak, s doplněním na základě odborné konzultace.

## 2 Stechiometrické výpočty

Základním krokem pro další postup jsou stochiometrické výpočty, které slouží ke stanovení objemu vzduchu pro spalování, entalpií a složení. Výpočty byly prováděny s předpokladem normálních podmínek, tedy při teplotě 0 °C a tlaku 101 325 Pa.

### 2.1 Přepočítání paliva na původní stav

Složení zvoleného paliva je uvedeno v tabulce 1.1. Pro stochiometrické výpočty byly hodnoty přepočítány pro původní stav.

Obsah uhlíku v původním stavu:

$$C^r = C^{daf} \cdot \left( \frac{100 - W^r - A^r}{W^r} \right) = 66,9 \cdot \left( \frac{100 - 1,6 - 6,96}{1,6} \right) = 61,18 \% \quad (2.1)$$

Obsah popelu v původním stavu:

$$A^r = A^d \cdot \left( \frac{100 - W^r}{W^r} \right) = 7,07 \cdot \left( \frac{100 - 1,6}{1,6} \right) = 6,96 \% \quad (2.2)$$

Obdobným postupem byl stanoven původní stav pro zbylé prvky, výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.1:

Tab. 2.1 Původní stav paliva

Původní stav paliva [%]	
C <sup>r</sup>	61,18
N <sup>r</sup>	0,29
S <sup>r</sup>	0,13
H <sup>r</sup>	7,96
O <sup>r</sup>	21,76
Cl <sup>r</sup>	0,46
A <sup>r</sup>	6,96

### 2.2 Výpočet minimálního objemu vzduchu

Minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva:

$$O_{O_2, min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right)$$

$$O_{O_2, min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{61,18}{12,01} + \frac{7,96}{4,032} + \frac{0,13}{32,06} - \frac{21,76}{32} \right) = 1,43 \frac{m^3}{kg} \quad (2.3)$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1kg paliva:

$$O_{VZ, min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2, min} = \frac{100}{21} \cdot 1,43 = 6,81 \frac{m^3}{kg} \quad (2.4)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva:

$$O_{VZ,min}^V = f \cdot O_{VZ,min}^S = 1,016 \cdot 6,81 = 6,93 \frac{m^3}{kg} \quad (2.5)$$

Kde  $f$  je součinitel použitý pro zohlednění objemu vodní páry na 1 m<sup>3</sup> suchého vzduchu, při relativní vlhkosti  $\varphi = 70 \%$  a teplotě  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Hodnota součinitele byla zvolena na základě [4].

### 2.3 Výpočet minimálního objemu spalin

Nejprve je nutné stanovení objemů jednotlivých plynů. Postup byl následovný:

Objem CO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\begin{aligned} O_{CO_2} &= \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ,min}^S \\ O_{CO_2} &= \frac{22,26}{100} \cdot \frac{61,18}{12,01} + 0,0003 \cdot 6,81 = 1,14 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Objem SO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,13}{32,06} = 0,001 \frac{m^3}{kg} \quad (2.7)$$

Objem N<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\begin{aligned} O_{N_2} &= \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ,min}^S \\ O_{N_2} &= \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,29}{28,016} + 0,7805 \cdot 6,81 = 5,32 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Objem Ar ve spalinách:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ,min}^S = 0,0092 \cdot 6,81 = 0,06 \frac{m^3}{kg} \quad (2.9)$$

Minimální množství suchých spalin se vypočítal jako součet jednotlivých složek:

$$\begin{aligned} O_{SP,min}^S &= O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \\ O_{SP,min}^S &= 1,14 + 0,001 + 5,32 + 0,06 = 6,52 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Objem vodní páry náležící minimálnímu množství vlhkých spalin:

$$\begin{aligned} O_{H_2O,min} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{17,016} + (f - 1) \cdot O_{VZ,min}^S \\ O_{H_2O,min} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{7,96}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{1,6}{17,016} + (1,016 - 1) \cdot 6,81 = 1,01 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{SP,min}^V = O_{SP,min}^S + O_{H_2O,min} = 6,52 + 1,01 = 7,53 \frac{m^3}{kg} \quad (2.12)$$

## 2.4 Výpočet skutečného množství spalovacího vzduchu a spalin

Pro zaručení dokonalého spálení paliva bylo nutné přivedení většího množství vzduchu, než je množství minimální. Z toho důvodu byl na základě odborné konzultace zvolen přebytek vzduchu  $\alpha = 1,4$ .

Skutečné množství přivedeného vzduchu při  $\alpha = 1,4$ :

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZ,min}^V = 1,4 \cdot 6,93 = 9,69 \frac{m^3}{kg} \quad (2.13)$$

Skutečné množství spalin při přebytku vzduchu  $\alpha = 1,4$ :

$$O_{SP} = O_{SP,min}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ} = 7,53 + (1,4 - 1) \cdot 9,69 = 11,41 \frac{m^3}{kg} \quad (2.14)$$

Jako další krok bylo nutné určit objemovou část tříatomových (neprůteplivých) plynů a koncentraci popílku ve spalinách. Tato část je tvořena plyny  $CO_2$ ,  $SO_2$  a vodní párou.

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{1,14 + 0,001}{11,41} = 0,10 \quad (2.15)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{1,06}{11,41} = 0,09 \quad (2.16)$$

Kde:

$$O_{H_2O} = O_{H_2O,min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZ,min}^S$$

$$O_{H_2O} = 1,01 + (1,016 - 1) \cdot (1,4 - 1) \cdot 6,81 = 1,06 \frac{m^3}{kg} \quad (2.17)$$

Tedy objemová část tříatomových plynů:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,10 + 0,09 = 0,19 \quad (2.18)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^R}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 6,96}{11,41} \cdot \frac{15}{100} = 0,91 \frac{g}{m^3} \quad (2.19)$$

Procento popela v úletu  $x_p$  bylo zvoleno na základě odborné konzultace.

## 2.5 Entalpie vzduchu a spalin

Spaliny jsou tvořeny několika směsí plynů, každému z těchto plynů připadá jiná entalpie. V následující tabulce 2.2 byly znázorněny entalpie plynů a popílku. Vzorový výpočet byl proveden pro teplotu  $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ . Následně vypočtené hodnoty byly vyobrazeny v tabulce 2.3.

Tab. 2.2 Měrná entalpie některých složek spalin v závislosti na teplotě

t [°C]	CO2	SO2	N2	Ar	H2O	Vzduch	CO	O2	Popílek
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	574,1	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
1 100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1 200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1 300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1 400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1 500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1 600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1 800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2 000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500

Entalpie spalin při minimálním množství vzduchu:

$$\begin{aligned}
 I_{SP,min}^t &= O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O,min} \cdot i_{H_2O,min}^t \\
 I_{SP,min}^t &= 1,14 \cdot 170 + 0,001 \cdot 191 + 5,3 \cdot 129,5 + 0,06 \cdot 93,1 + 1,01 \cdot 150,6 \\
 I_{SP,min}^t &= 1040,82 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

Entalpie minimálního vzduchu pro vzorovou teplotu:

$$\begin{aligned}
 I_{VZ,min}^t &= O_{VZ,min}^S \cdot i_{VZ}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t = 6,81 \cdot 132,3 + 0,11 \cdot 150,6 \\
 I_{VZ,min}^t &= 917,88 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

Kde  $O_{H_2O}^V$  je objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VZ,min}^V - O_{VZ,min}^S = 6,92 - 6,81 = 0,11 \frac{m^3}{kg} \tag{2.22}$$

Entalpie spalin pro vzorovou teplotu za zvoleného přebytku vzduchu  $\alpha$ :

$$\begin{aligned}
 I_{SP,min}^{t,\alpha} &= I_{SP,min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ,min}^t + I_p \\
 I_{SP,min}^{t,\alpha} &= 1040,82 + (1,4 - 1) \cdot 917,88 = 1407,97 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

Kde  $I_p$  je entalpie popílku uvažovaná pouze při platnosti podmínky:

$$\begin{aligned}
 A^r &> \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} \\
 6,96 &> \frac{6 \cdot 29429}{41,8 \cdot 15} \\
 6,96 &> 281,62
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

Tato podmínka splněna nebyla, tedy hodnota entalpie popílku  $I_p$  je rovna nule.

Tab. 2.3 Entalpie spalin a vzduchu

t [°C]	I <sup>t,SP,min</sup>	I <sup>t,VS,min</sup>	I <sup>t,α,SP</sup>				
			α = 1	α = 1,3	α = 1,4	α = 1,5	α = 1,6
0	0	0	0	0	0	0	0
25	261,5037	226,1874	261,5037	329,3599	351,9787	374,5974	397,2161
100	1040,824	917,8811	1040,824	1316,188	1407,976	1499,764	1591,552
200	2109,662	1847,024	2109,662	2663,769	2848,472	3033,174	3217,877
300	3208,218	2793	3208,218	4046,118	4325,418	4604,718	4884,018
400	4337,83	3759,259	4337,83	5465,607	5841,533	6217,459	6593,385
500	5498,074	3998,403	5498,074	6697,595	7097,435	7497,275	7897,115
600	6689,241	5758,328	6689,241	8416,739	8992,572	9568,404	10144,24
700	7908,048	6789,819	7908,048	9944,993	10623,98	11302,96	11981,94
800	9153,919	7838,295	9153,919	11505,41	12289,24	13073,07	13856,9
900	10421,63	8908,439	10421,63	13094,16	13985	14875,85	15766,69
1000	11715,92	9992,865	11715,92	14713,78	15713,06	16712,35	17711,64
1 100	13025,08	11091,46	13025,08	16352,52	17461,67	18570,82	19679,96
1 200	14353,53	12197,42	14353,53	18012,76	19232,5	20452,24	21671,98
1 300	15694,58	13310,74	15694,58	19687,8	21018,87	22349,94	23681,02
1 400	17047,39	14431,19	17047,39	21376,75	22819,87	24262,99	25706,11
1 500	18411,74	15565,82	18411,74	23081,48	24638,07	26194,65	27751,23
1 600	19797,73	16700,78	19797,73	24807,96	26478,04	28148,12	29818,2
1 800	22571,69	18992,22	22571,69	28269,36	30168,58	32067,8	33967,03
2 000	25378,37	21312,12	25378,37	31772	33903,22	36034,43	38165,64

Obsah vodní páry ve vlhkých spalinách:

$$x_{H_2O} = \frac{O_{H_2O, min}}{O_{SP, min}^V} = \frac{1,01}{7,53} = 0,14$$

(2.25)

Obsah H<sub>2</sub>O ve spalinách je tedy 14 %. Tato hodnota byla níže použita pro interpolaci fyzikálních charakteristik spalin.

Tab. 2.4 Fyzikální charakteristiky spalin

t [°C]	Prandtlovo číslo [-]	Součinitel tepelné vodivosti λ · 10 <sup>-3</sup> [W/ m · K]	Součinitel kinematické viskozity ν · 10 <sup>-6</sup> [m <sup>2</sup> /s]
0	22,8	12,2	0,74
100	31,6	21,3	0,71
200	40,6	32,8	0,68
300	49,1	45,8	0,66
400	58,1	60,7	0,65
500	66,9	77,1	0,64
600	75,9	94,6	0,63
700	84,8	113	0,62
800	94,1	134	0,61
900	103	154	0,6

### 3 Tepelná bilance kotle

V této kapitole bylo cílem stanovení účinnosti kotle, množství ohřivané vody a spotřeba paliva k dosažení zadaného výkonu kotle.

#### 3.1 Teplo přivedené do kotle

Na začátku bylo nutné stanovit tepelný příkon kotle. Ten byl počítán z celkového tepla přivedeného do kotle vztaženého na 1 kg paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 29429 + 0 = 29429 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.1)$$

kde  $i_p$  je fyzické teplo paliva, které je uvažováno pouze za splnění podmínky:

$$\begin{aligned} W^r &\geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \\ 1,6 &\geq \frac{29429}{4,19 \cdot 150} \\ 1,6 &\geq 46,82 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Podmínka tedy splněna nebyla a fyzické teplo paliva nebylo uvažováno.

#### 3.2 Ztráty kotle

Pro stanovení účinnosti kotle byla použita nepřímá metoda, což je metoda používající ztráty kotle k výpočtu účinnosti. Pro ztráty kotle bylo potřeba znát rozložení popela v kotli. Propad je minimální, tedy v tomto výpočtu nebyl uvažován.

Tab. 3.1 Rozložení popela v kotli

	$X_i$ [-]	$C_i$	$t_i$ [°C]	$c_i$ [kJ/kg·K]
Škvára	60	3	300	0,88
Výsypka	25	45	400	0,9
Úlet	15	15	150	0,83

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

Celková ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích byla určena součtem ztrát ve škváře, výsypce a úletu. Pro výpočet byla uvažována hodnota hořlavin v tuhých zbytcích  $Q_{ci} = 32\,600$  kJ/kg. Ztráta ve škváře:

$$\begin{aligned} z_{cš} &= \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \\ z_{cš} &= \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{6,96}{29429} \cdot 32600 = 0,14 \% \end{aligned} \quad (3.3)$$

Ztráta ve výsypce ve 2.tahu:

$$\begin{aligned} z_{cv} &= \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \\ z_{cv} &= \frac{45}{100 - 45} \cdot \frac{25}{100} \cdot \frac{6,96}{29429} \cdot 32600 = 1,58 \% \end{aligned} \quad (3.4)$$

Ztráta v úletu:

$$\begin{aligned} z_{cú} &= \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \\ z_{cú} &= \frac{15}{100 - 15} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{6,96}{29429} \cdot 32600 = 0,2 \% \end{aligned} \quad (3.5)$$

Celková ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích:

$$z_c = z_{cš} + z_{cv} + z_{cú} = 0,14 + 1,58 + 0,2 = 1,92 \% \quad (3.6)$$

### 3.2.2 Ztráta citelným teplem tuhých zbytků

Stejně jako u ztráty hořlavinou v tuhých zbytcích i zde byla celková ztráta určena součtem ztrát ve škváře, výsypci a úletu.

Ztráta ve škváře:

$$z_{fš} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i$$

$$z_{fš} = \frac{60}{100 - 3} \cdot \frac{6,96}{29429} \cdot 0,88 \cdot 300 = 0,073 \% \quad (3.7)$$

Ztráta ve výsypci ve 2.tahu:

$$z_{fv} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i$$

$$z_{fv} = \frac{25}{100 - 45} \cdot \frac{6,96}{29429} \cdot 0,9 \cdot 400 = 0,065 \% \quad (3.8)$$

Ztráta v úletu:

$$z_{fú} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i$$

$$z_{fú} = \frac{15}{100 - 15} \cdot \frac{6,96}{29429} \cdot 0,83 \cdot 150 = 0,015 \% \quad (3.7)$$

Celková ztráta citelným teplem tuhých zbytků:

$$z_f = z_{fš} + z_{fv} + z_{fú} = 0,073 + 0,065 + 0,015 = 0,15 \% \quad (3.8)$$

### 3.2.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem)

Na základně odborné konzultace byl výpočet ztráty hořlavinou ve spalinách vynechán a hodnota byla pouze odhadnuta:  $z_{cn} = 0,05 \%$

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

Ztráta citelným teplem spalin zásadně ovlivňuje účinnost kotle, protože se z pravidla jedná o ztrátu s největší hodnotou. Je daná výstupní teplotou spalin, tudíž tuto ztrátu nelze výrazně snížit.

Komínová ztráta:

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^p} = (100 - 1,92) \cdot \frac{1682,13 - 226,19}{29429} = 4,33 \% \quad (3.9)$$

Kde  $I_{SP}$  [kJ/kg] je entalpie spalin pro teplotu  $t = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ , jejíž hodnota byla určena dle odborné konzultace. Entalpie vzduchu  $I_{VZ}$  [kJ/kg] byla zvolena pro teplotu okolí  $t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Hodnoty obou entalpií byly získány z tabulky 2.3 lineární interpolací.

### 3.2.5 Ztráta sdílením tepla do okolí

Nejprve bylo nutné znát maximální využitelný tepelný výkon.

Maximální tepelný výkon:

$$Q_N = M_p \cdot Q_i^r = 0,37 \cdot 29,43 = 10,91 \text{ MW} \quad (3.10)$$

Kde  $M_p$  [kg/s] je množství paliva přivedeného do kotle. Hodnota  $M_p = 0,37$  byla na konci výpočtu tepelné bilance ověřena.

Dalším krokem bylo určení ztrátového výkonu:

$$Q_{RC} = Q_N^{0,7} \cdot C = 10,91^{0,7} \cdot 0,03 = 0,17 \text{ MW} \quad (3.11)$$

Hodnota  $C = 0,03$  byla zvolena totožná hodnotě pro hnědé uhlí.

Ztráta sdílením tepla do okolí:

$$z_s = \frac{Q_{RC}}{Q_N} = \frac{0,17}{10,91} = 1,54 \% \quad (3.12)$$

### 3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Tepelná účinnost kotle byla vypočítána pomocí nepřímé metody, která se zakládá na odečtení jednotlivých ztrát od maximální možné účinnosti.

Tepelná účinnost kotle:

$$\begin{aligned} \eta_k &= 100 - \sum z_i = 100 - (z_c + z_f + z_{cn} + z_k + z_s) \\ \eta_k &= 100 - (1,92 + 0,15 + 0,05 + 4,33 + 1,54) = 92,00 \% \end{aligned} \quad (3.13)$$

### 3.3 Množství vody a paliva

Zadaný výkon kotle je  $Q_K = 10 \text{ MW}$ . Následně ze vzorce pro výpočet tepelného výkonu bylo vyjádřeno množství vody.

Množství vody:

$$M_V = \frac{Q_K}{i_{OV} - i_{NV}} = \frac{10000}{632,95 - 483,58} = 66,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.14)$$

kde:

$i_{OV}$  – entalpie ohřáté vody na výstupu z kotle pro teplotu  $160 \text{ }^\circ\text{C}$

$i_{NV}$  – entalpie napájecí vody pro teplotu  $115 \text{ }^\circ\text{C}$

Dalším krokem bylo určení množství paliva, které je pro daný výkon potřeba.

Množství paliva:

$$M_p = \frac{Q_K}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{10000}{29429 \cdot \frac{92}{100}} = 0,37 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.15)$$

Ovšem pro skutečné množství spáleného paliva bylo nutné počítat se ztrátou hořlaviny v tuhých zbytcích.

Skutečné množství paliva:

$$M_{pR} = M_p \cdot \frac{(100 - z_c)}{100} = 0,37 \cdot \frac{100 - 1,92}{100} = 0,36 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.16)$$

### 3.4 Rosný bod spalin

Pro ověření teploty na výstupu z kotle a pro zajištění zabránění nízkoteplotní korozi bylo potřeba spočítat teplotu rosného bodu spalin.

Nejprve se spočítaly objemové obsahy  $\text{SO}_2$ ,  $\text{SO}_3$  a  $\text{H}_2\text{O}$  ve spalinách.

Objemový obsah  $\text{SO}_2$  ve spalinách:

$$\omega_{\text{SO}_2} = \frac{O_{\text{SO}_2}}{O_{\text{SP},\text{min}}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{\text{VZ},\text{min}}} = \frac{0,001}{7,53 + (1,4 - 1) \cdot 6,92} = 0,009 \% \quad (3.17)$$

Objemový obsah SO<sub>3</sub> ve spalinách:

$$\omega_{SO_3} = 0,02 \cdot \omega_{SO_2} = 0,02 \cdot 0,009 = 0,0002 \quad \% \quad (3.18)$$

Objemový obsah H<sub>2</sub>O ve spalinách:

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O,min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZ,min}^S}{O_{SP,min}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ,min}^S}$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{1,01 + (1,016 - 1) \cdot (1,4 - 1) \cdot 6,81}{7,53 + (1,4 - 1) \cdot 6,92} = 10,26 \quad \% \quad (3.19)$$

Teplota rosného bodu spalin:

$$t_r = \frac{9366}{22,169 - 0,4343 \cdot \ln \left( \frac{\omega_{H_2O}}{100 - \omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3}} \cdot \frac{\omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3}}{1 - \omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3}} \cdot 100000 \right)} - 273,15 =$$

$$= \frac{9366}{22,169 - 0,4343 \cdot \ln \left( \frac{10,26}{100 - 0,009 \cdot 0,0002} \cdot \frac{0,009 \cdot 0,0002}{1 - 0,009 \cdot 0,0002} \cdot 100000 \right)} - 273,15$$

$$t_r = 117,52 \quad ^\circ C \quad (3.20)$$

Rozdíl teploty rosného bodu a teploty výstupu spalin je dostatečně velký, tedy 42,48 °C. Tudíž k nízkoteplotní korozi docházet nebude.

## 4 Výpočet spalovací komory

Tato kapitola byla zaměřena na návrh a výpočet ohniště, z čehož plyne velikost spalovací komory a teplota spalin z komory vystupující.

### 4.1 Návrh geometrie spalovací komory

Nejprve bylo zvoleno tepelné zatížení. Pro rošt byla na základě odborné konzultace zvolena hodnota  $q_r^{náv} = 0,73 \text{ MW/m}^2$ .

Plocha roštu:

$$S_r = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_r^{náv}} = \frac{0,37 \cdot 29,43}{0,73} = 14,95 \doteq 15 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Bylo nutné, aby jednotlivé strany byly dělitelné roztečí mezi trubkami membránové stěny. Délka roštu byla zvolena  $a_r = 4,5 \text{ m}$ .

Šířka roštu:

$$b_r = \frac{S_r}{a_r} = \frac{15}{4,5} = 3,33 \text{ m} \quad (4.2)$$

V dalším kroku se určila šířka spalovací komory, která se od šířky roštu liší o poloměr nosné zavodňovací trubky a těsnění  $t_{tēs}$  na obou stranách. Tloušťka těsnění  $t_{tēs}$  se musí pohybovat v rozmezí od 20 do 40 mm. Vyhovující hodnota tedy byla zvolena jako  $t_{tēs} = 25 \text{ mm}$ . Dále byl zvolen průměr zavodňovací trubky  $D_{zav} = 219,1 \text{ mm}$ .

Šířka spalovací komory:

$$b_{sk} = b_r + 2 \cdot \frac{D_{zav}}{2} + 2 \cdot t_{tēs} = 3,33 + 2 \cdot \frac{0,219}{2} + 2 \cdot 0,025 = 3,60 \text{ m} \quad (4.3)$$

Podle vyhlášky č. 415/2012 Sb [7] definující přípustné úrovně znečištění je nutné zajistit, aby teplota spalin zůstala nad teplotou  $850 \text{ }^\circ\text{C}$  po dobu minimálně dvou vteřin od posledního přívodu vzduchu. Dle konzultace byla zvolena optimální střední rychlost spalin ve spalovací komoře rovna  $w_{sp,zvol} = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Při konzultaci bylo zjištěno, že by rychlost spalin nedosáhla požadované hodnoty při zachování délky  $a_r$ . Z toho důvodu byla délka spalovací komory v oblasti zúžení zkrácena na délku  $a_{sk} = 1,67 \text{ m}$ .

Jelikož rychlost spalin není v průřezu konstantní, bylo nutné zavést koeficient  $k = 1,5$ . Rychlost v ose profilu:

$$w_{SP} = w_{sp,zvol} \cdot k = 4 \cdot 1,5 = 6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.4)$$

Minimální potřebná dráha spalin:

$$l_{SP} = w_{SP} \cdot t = 6 \cdot 2 = 12 \text{ m} \quad (4.5)$$

Tedy minimální výška od posledního přívodu sekundárního vzduchu byla vypočítána rovna 12 metrů.

Skutečný objemový průtok spalin:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,sk}^{stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{1308,8 + 273,15}{273,15} = 24,04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (4.6)$$

kde:

- $M_{SP} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$  = objemový průtok spalin za normálních podmínek:

$$M_{SP} = M_{pR} \cdot O_{SP} = 0,36 \cdot 11,41 = 4,15 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (4.7)$$

- $t_{SP,sk}^{stř}$  [°C] = střední teplota spalin:

$$t_{SP,sk}^{stř} = \frac{t_{\alpha} + t_{SP,sk,out}}{2} = \frac{1742,6 + 875}{2} = 1308,8 \text{ °C} \quad (4.8)$$

Hodnota teploty spalin na výstupu ze spalovací komory byla zvolena na  $t_{SP,sk,out} = 875 \text{ °C}$ . Tato hodnota byla ověřena iterací níže. Poslední trysky sekundárního vzduchu byly umístěny nad místo zúžení ve výšce 1,5 metru, díky čemuž bylo zajištěno dokonalé vyhoření plynných složek hořlaviny. K této výšce byla přičtena minimální potřebná dráha spalin, a tedy celková výška spalovací komory byla stanovena na 13,5 metru.

RDF paliva hrozí tvořením nánosů popílku, z toho důvodu bylo zvoleno prázdné okno mezi prvním a druhým tahem namísto mříže. Rychlost spalin v okně byla zvolena na základě odborné konzultace  $w_{SK,Okno} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Velikost okna:

$$h_{okno} = \frac{M_{SP,okno}^{skut}}{w_{SP,Okno} \cdot b_{sk}} = \frac{M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,sk,out} + 273,15}{273,15}}{w_{SP,Okno} \cdot b_{sk}}$$

$$h_{okno} = \frac{4,15 \cdot \frac{875 + 273,15}{273,15}}{7 \cdot 3,6} = 0,69 \text{ m} \quad (4.9)$$

Tab. 4.1 Rozměry spalovací komory

Rozměr	Značení	Hodnota [m]
Šířka roštu = šířka spalovací komory	$b_r = b_{sk}$	3,33
Délka roštu	$a_r$	4,5
Délka ohniště po zúžení	$a_{sk}$	1,67
Výška vyzdívky	$h_v$	6,5
Výška okna	$h_{okno}$	0,69
Výška přívodu paliva	$h_{pal}$	0,5
Výška rezervy nad palivem	$h_{rez}$	0,5
Délka výsyvky	$a_{vys}$	1
Výška po poslední trysky sekundárního vzduchu	$h_{II}$	1,5
Výška zúžení přední strana	$h_{zú,před}$	0,8
Výška zúžení zadní strana	$h_{zú,zad}$	0,6
Délka šikmé stěny nad roštem	$L$	1,3
Zaoblení zúžení	$R$	0,25
Šikmá délka zúžení	$z$	0,2
Výška výsyvky	$h_{vys}$	0,3
Výška spalovací komory	$h_{sk}$	13,5

Výška vyzdívky byla zvolena 6,5 metru. Tato hodnota výrazně ovlivňuje teplotu spalin spalovací komory. Jejím úkolem je snižování množství odebraného tepla membránovými stěnami.



## 4.2 Adiabatická teplota plamene

K určení adiabatické teploty plamene slouží užitečné teplo uvolněné v ohništi, které bylo vypočítáno takto:

$$i_{u,oh} = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_f}{100 - z_c} + Q_{VZ}$$

$$i_{u,oh} = 29429 \cdot \frac{100 - 0,05 - 1,92 - 0,15}{100 - 1,92} + 1574,78 = 30942,76 \frac{kJ}{kg} \quad (4.10)$$

Kde  $Q_{VZ}$  je teplo přiváděné do ohniště vzduchem s přebytkem  $\alpha = 1,4$ . Vzduch přiváděný do ohniště byl procentuálně rozdělen na 60 % primárního a 40 % sekundárního vzduchu. Sekundární vzduch byl do spalovací komory přiváděn při teplotě 20 °C, zatímco vzduch primární byl ohříván na teplotu 190 °C.

Teplo přiváděné do ohniště vzduchem:

$$Q_{VZ} = \alpha \cdot (0,6 \cdot i_{VZ,min}^{190^\circ C} + 0,4 \cdot i_{VZ,min}^{20^\circ C})$$

$$Q_{VZ} = 1,4 \cdot (0,6 \cdot 1754,11 + 0,4 \cdot 180,95) = 1574,78 \frac{kJ}{kg} \quad (4.11)$$

Jednotlivé entalpie vzduchu byly odečteny a interpolovány z tabulky 2.3. Následně byla pomocí interpolace určena adiabatická teplota plamene jako:  $t_\alpha = 1742,6$  °C.

## 4.3 Tepelný výpočet spalovací komory

Principem tepelného výpočtu spalovací komory bylo stanovení skutečné teploty spalin na výstupu z ohniště. Díky čemuž bylo možné vypočítat tepelný výkon. Na začátku byla zvolena teoretická teplota spalin na výstupu ze spalovací komory:  $t_{SP,sk,out} = 875$  °C. Tato hodnota se pomocí iterace a změnami výšky vyzdívky postupně upravovala do hodnoty, kdy se vypočítaná reálná teplota výrazně nelišila od teploty na začátku zvolené. Před výpočtem skutečné teploty na konci spalovací komory bylo nutné spočítat tyto jednotlivé veličiny.

Součinitel  $M$ , který závisí na typu paliva a ohniště:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_T = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (4.12)$$

Hodnota  $x_T = 0$  je hodnota pro roštová ohniště s tenkou vrstvou.

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_s}{\eta_k + z_s} = 1 - \frac{1,54}{92 - 1,54} = 0,98 \quad (4.13)$$

Střední tepelná jímavost spalin:

$$\frac{Q_{SP}}{c} = \frac{i_{u,oh} - i_{SP,sk,out}}{t_\alpha + t_{SP,sk,out}} = \frac{30942,76 - 10104,7}{1742,6 - 875} = 24,02 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (4.14)$$

Entalpie spalin na výstupu ze spalovací komory  $i_{SP,sk,out}$  byla určena lineární interpolací z tabulky 2.3.

Celkový povrch stěn ohniště:

$$F_{OH} = a_{sk} \cdot b_{sk} + 2 \cdot b_{sk} \cdot (h_{sk} - h_{II}) + \frac{\pi \cdot R}{2} \cdot b_{sk} + L \cdot b_{sk} + b_{sk} \cdot h_{vys}$$

$$+ 2 \cdot (a_r \cdot \sin(70^\circ) + a_{vys}) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ) + h_{rez} + h_{pal} + z \cdot \sin(25^\circ) + R)$$

$$+ 2 \cdot a_{sk} \cdot (h_{sk} - h_{II}) + z \cdot b_{sk} + a_r \cdot b_{sk} - (a_r \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ))$$

$$- 2 \cdot h_{zú,před} \cdot R - (L \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (L \cdot \cos(50^\circ)) - R \cdot h_{zú,zad}$$

$$F_{OH} = 1,67 \cdot 3,33 + 2 \cdot 3,33 \cdot (13,5 - 1,5) + \frac{\pi \cdot 0,25}{2} \cdot 3,33 + 1,3 \cdot 3,33$$

$$\begin{aligned}
 &+3,33 \cdot 0,3 + 2 \cdot (4,5 \cdot \sin(70^\circ) + 1) \cdot (4,5 \cdot \cos(70^\circ) + 0,5 + 0,5 \\
 &+ 0,2 \cdot \sin(25^\circ) + 0,25) + 2 \cdot 1,67 \cdot (13,5 - 1,5) + 0,2 \cdot 3,33 \\
 &- (4,5 \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (4,5 \cdot \cos(70^\circ)) - 2 \cdot 0,8 \cdot 0,25 - (1,3 \cdot \sin(50^\circ)) \\
 &\cdot (1,3 \cdot \cos(50^\circ)) - 0,25 \cdot 0,6 = 176,72 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{4.15}$$

Povrch membránové stěny:

$$\begin{aligned}
 F_{memb} &= (h_{sk} - h_{okno} - h_v) \cdot b_{sk} + 2 \cdot a_{sk} \cdot (h_{sk} - h_v) + b_{sk} \cdot (h_{sk} - h_v) \\
 F_{memb} &= (13,5 - 0,69 - 6,5) \cdot 3,33 + 2 \cdot 1,67 \cdot (13,5 - 6,5) \\
 &+ 3,33 \cdot (13,5 - 6,5) = 71,30 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

Povrch vyzdívkvy

$$\begin{aligned}
 F_{vyz} &= (h_v - h_{II}) \cdot b_{sk} + (h_v - h_{II}) \cdot a_{sk} + L \cdot b_{sk} + h_{vys} \cdot b_{sk} + \frac{\pi \cdot R}{2} \cdot b_{sk} \\
 &+ 2 \cdot (a_r \cdot \sin(70^\circ) + a_{vys}) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ) + h_{rez} + h_{pal} + z \cdot \sin(25^\circ) + R) \\
 &+ z \cdot b_{sk} + a_r \cdot b_{sk} - (a_r \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ)) - 2 \cdot h_{zú,před} \cdot R \\
 &- (L \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (L \cdot \cos(50^\circ)) - R \cdot h_{zú,zad} \\
 F_{vyz} &= (6,5 - 1,5) \cdot 3,33 + (6,5 - 1,5) \cdot 1,67 + 1,3 \cdot 3,33 + 0,3 \cdot 3,33 \\
 &+ \frac{\pi \cdot 0,25}{2} \cdot 3,33 + 2 \cdot (4,5 \cdot \sin(70^\circ) + 1) \cdot (4,5 \cdot \cos(70^\circ) + 0,5 + 0,5 \\
 &+ 0,2 \cdot \sin(25^\circ) + 0,25) + 0,2 \cdot 3,33 + 4,5 \cdot 3,33 - (4,5 \cdot \sin(70^\circ)) \\
 &\cdot (4,5 \cdot \cos(70^\circ)) - 2 \cdot 0,8 \cdot 0,25 - (1,3 \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (1,3 \cdot \cos(50^\circ)) \\
 &- 0,25 \cdot 0,6 = 56,71 \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

Střední součinitel tepelné efektivity stěn:

$$\begin{aligned}
 \psi &= \frac{x_{memb} \cdot \xi_{memb} \cdot F_{memb} + x_{vyz} \cdot \xi_{vyz} \cdot F_{vyz}}{F_{OH}} \\
 \psi &= \frac{1 \cdot 0,4 \cdot 71,3 + 1 \cdot 0,1 \cdot 56,71}{176,72} = 0,19
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

Aktivní objem ohniště:

$$\begin{aligned}
 V_o &= a_{sk} \cdot b_{sk} \cdot (h_{sk} - h_{II}) + \frac{(a_r \cdot \sin(70^\circ) + a_{vys})}{2} \\
 &\cdot \frac{(a_r \cdot \cos(70^\circ) + h_{rez} + h_{pal} + z \cdot \sin(25^\circ) + R)}{2} \cdot b_{sk} - R \cdot h_{zú,zad} \cdot b_{sk} \\
 &- \frac{(a_r \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ))}{2} \cdot b_{sk} - \frac{(L \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (L \cdot \cos(50^\circ))}{2} \cdot b_{sk} \\
 &- \frac{(z \cdot \sin(25^\circ)) \cdot (z \cdot \cos(25^\circ))}{2} \cdot b_{sk} - h_{zú,před} \cdot R \cdot b_{sk} \\
 V_o &= 1,67 \cdot 3,33 \cdot (13,5 - 1,5) + \frac{4,5 \cdot \sin(70^\circ) + 1}{2} \\
 &\cdot \frac{(4,5 \cdot \cos(70^\circ) + 0,5 + 0,5 + 0,2 \cdot \sin(25^\circ) + 0,25)}{2} \cdot 3,33 \\
 &- 0,25 \cdot 0,6 \cdot 3,33 - \frac{(4,5 \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (4,5 \cdot \cos(70^\circ))}{2} \cdot 3,33 \\
 &- \frac{(1,3 \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (1,3 \cdot \cos(50^\circ))}{2} \cdot 3,33 \\
 &- \frac{(0,2 \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (0,2 \cdot \cos(50^\circ))}{2} \cdot 3,33 - 0,8 \cdot 0,25 \cdot 3,33 = 71,13 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy: (4.19)

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{OH}} = 3,6 \cdot \frac{71,13}{176,72} = 1,45 \text{ m} \quad (4.20)$$

Parciální tlak ve spalínách:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,19 = 0,019 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

Kde  $p = 0,101$  [MPa] je tlak v ohništi, hodnota zvolena pro kotel bez přetlaku.

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{3at} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SP,sk,out} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 1,45}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{875 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,19 = \\ k_{3at} \cdot r_{sp} &= 1,87 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \end{aligned} \quad (4.22)$$

Součinitel zeslabení popílkem:

$$\begin{aligned} k_p \cdot \mu &= \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{SP,sk,out} + 273,15)^2 \cdot d_p^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(875 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 0,91 \\ k_p \cdot \mu &= 0,049 \end{aligned} \quad (4.23)$$

kde:

- $d_p$  = střední efektivní průměr částic popílku, který se pro roštová ohniště uvažuje roven 20  $\mu\text{m}$  dle [5].
- $\mu$  = koncentrace popílku ve spalínách z rovnice (2.19).

Součinitel zeslabení sálení

$$\begin{aligned} k &= k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \\ k &= 1,87 + 0,049 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 3,42 \end{aligned} \quad (4.24)$$

kde:

- součinitel zeslabení koksovými částicemi je určen na základě [5]. Koeficient  $k_k = 1 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$ ,  $\kappa_1 = 0,5$  pro tzv. ostatní paliva,  $\kappa_2 = 0,03$  pro roštové ohniště.

Efektivní stupeň černosti plamene:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{3,42 \cdot 0,1 \cdot 1,45} = 0,39 \quad (4.25)$$

Stupeň černosti plamene:

$$\begin{aligned} a_o &= \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{S_r}{F_{OH}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left( 1 - \frac{S_r}{F_{OH}} \right)} \\ a_o &= \frac{0,39 + (1 - 0,39) \cdot \frac{15}{176,72}}{1 - (1 - 0,39) \cdot (1 - 0,19) \cdot \left( 1 - \frac{15}{176,72} \right)} = 0,81 \end{aligned} \quad (4.26)$$

Skutečná teplota na konci spalovací komory:

$$t_{SP,sk,out}^{skut} = \frac{t_{\alpha} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} = \frac{1742,6 + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{0,81}{0,54}\right)^{0,6}} = 877,59 \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (4.27)$$

Rozdíl mezi skutečnou a zvolenou teplotou na konci spalovací komory je 2,59 °C, což bylo v rámci výpočtu zanedbatelné. V dalším kroku byl vypočten tepelný výkon spalovací komory. Teplo odevzdané do stěn ohniště:

$$Q_{oh} = \varphi \cdot (i_{u,oh} - i_{SP,sk,out}) = 0,98 \cdot (30942,76 - 10104,7) = 20495,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.28)$$

Tepelný výkon:

$$Q_{SK} = Q_{oh} \cdot M_{pR} = 20495,47 \cdot 0,36 = 7453,55 \text{ kW} \quad (4.29)$$

## 5 Návrh II. tahu

V této kapitole byl navržen druhý tah kotle. Pro dostatečné zchlazení spalin bylo nutné zanechat druhý tah tvořený pouze membránovou stěnou. Hlavním důvodem této volby bylo zamezení nalepování částic popílku ze spalin na teplosměnné plochy, což by vedlo zhoršení účinnosti kotle, jelikož by došlo ke snížení přestupu tepla. Vedlejším důvodem byla hrozba vysokoteplotní koroze způsobené chlórem. Mimo jiné zde byla navržena výsyпка, jejímž úkolem je zachytávání popílku, který je následně pro snížení ztráty mechanickým nedopalem dopravován zpět do ohniště.

### 5.1 Návrh geometrie II. tahu

Geometrie tahu závisí na rychlosti spalin, která by se měla volit v rozmezí 6 až 8 m·s<sup>-1</sup>. Zvolena byla hodnota  $w_{SP} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Dále bylo nutné stanovit teplotu na konci tahu.

Její hodnota  $t_{SP,II,out} = 696,1 \text{ }^\circ\text{C}$  byla ověřena iterací na konci výpočtu.

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,II,stř} = \frac{t_{SP,II,out} + t_{SP,sk,out}^{skut}}{2} = \frac{696,1 + 877,59}{2} = 786,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{SP,II,stř} = 786,8 + 273,15 = 1059,95 \text{ K} \quad (5.1)$$

Kde  $t_{SP,sk,out}^{skut}$  je teplota na konci spalovací komory vypočítaná v předchozí kapitole. Objemový průtok spalin pro střední teplotu spalin:

$$M_{SP,II} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,II,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{786,8 + 273,15}{273,15} = 16,1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (5.2)$$

Délka tahu:

$$a_{II} = \frac{M_{SP,II}}{w_{SP} \cdot b_{II}} = \frac{16,1}{7 \cdot 3,6} = 0,75 \text{ m} \quad (5.3)$$

Šířka tahu  $b_{II}$  je totožná se šířkou spalovací komory. Délka tahu musí být rovna násobku rozteče trubek, jelikož je tah tvořen membránovou stěnou. Rozteč trubek je 90 mm, stejně jako ve spalovací komoře. Délka tahu byla tedy upravena na  $a_{II} = 0,72 \text{ m}$ .

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{M_{SP,II}}{a_{II} \cdot b_{II}} = \frac{16,1}{0,72 \cdot 3,6} = 6,21 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.4)$$

Následně bylo nutné vypočítat rozměr místa mezi zadní stěnou a výsypkou, což je nejmenší průtočný průřez spalin, kde by se rychlost spalin měla zvolit v rozmezí 8 až 10 m·s<sup>-1</sup>. Zvolena byla hodnota  $w_{SP,výs} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Nejmenší průřez – rozměr místa mezi zadní stěnou a výsypkou:

$$d_{II,min} = \frac{M_{SP,II}}{w_{SP,výs} \cdot b_{II}} = \frac{16,1}{8 \cdot 3,6} = 0,56 \text{ m} \quad (5.5)$$

Tab. 5.1 Rozměry druhého tahu

Rozměr	Značení	Hodnota [m]
Délka tahu	$a_{II}$	0,75
Šířka tahu	$b_{II}$	3,6
Nejmenší průřez – mezi zadní stěnou a výsypkou	$d_{II,min}$	0,56
Výška výstupního průřezu	$d_{II}$	0,79
Výška výstupního okna	$h_{okno}$	0,69
Výška druhého tahu bez výsyvky	$h_{II}$	8,2
Výška výsyvky	$h_{výs}$	0,7

Výška druhého tahu bez výsyvky a výška výsyvky byly určeny pomocí výkresu.

Výška výstupního průřezu druhého tahu:

$$d_{II} = \frac{d_{II,min}}{\sin(45^\circ)} = \frac{0,56}{\sin(45^\circ)} = 0,79 \text{ m} \quad (5.6)$$

Objem sálající vrstvy:

$$V = a_{II} \cdot b_{II} \cdot \left( h_{II} + \frac{h_{výš}}{2} \right) = 0,75 \cdot 3,6 \cdot \left( 8,2 + \frac{0,7}{2} \right) = 22,16 \text{ m}^3 \quad (5.7)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = b_{II} \cdot (a_{II} + 2 \cdot h_{II} + h_{výš}) = 3,6 \cdot (0,75 + 2 \cdot 8,2 + 0,7) = 64,15 \text{ m}^2 \quad (5.8)$$

Celková teplosměnná plocha

$$S = F_{st} - b_{II} \cdot (h_{okno} + d_{II}) = 64,15 - 3,6 \cdot (0,69 + 0,79) = 57,86 \text{ m}^2 \quad (5.9)$$

## 5.2 Tepelný výpočet II. tahu

Cílem tepelného výpočtu bylo ověření teploty spalin na konci tahu a určení tepla odebraného spalinám. Pro další výpočty bylo nutné z tabulky 2.4 interpolovat fyzikální charakteristiky spalin pro střední teplotu spalin.

Tab. 5.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 786,8 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,0929
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$1,31 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,611

Průtočný průřez kanálu:

$$F = b_{II} \cdot a_{II} = 3,6 \cdot 0,75 = 2,59 \text{ m}^2 \quad (5.10)$$

Obvod průřezu kanálu:

$$O = 2 \cdot (b_{II} + a_{II}) = 2 \cdot (3,6 + 0,75) = 8,64 \text{ m} \quad (5.11)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 2,59}{8,64} = 1,2 \text{ m} \quad (5.12)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

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

$$a_k = 0,023 \cdot \frac{0,0929}{1,2} \cdot \left( \frac{6,21 \cdot 1,2}{1,31 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,611^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 9,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.13)$$

Kde  $c_t$ ,  $c_l$ ,  $c_m$  jsou opravné koeficienty určené dle [5].

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{22,16}{64,15} = 1,24 \text{ m} \quad (5.14)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

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

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 1,24}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1059,95}{1000} \right) \cdot 0,19 =$$

$$k_{3at} \cdot r_{sp} = 2,27 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (5.15)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_m + \Delta t = 130 + 50 = 180 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.16)$$

kde:

- $t_m$  = střední teplota vody v trubkách.
- $\Delta t$  = přírůstek teploty nánosů v porovnání s teplotou média, hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 2,27 \cdot 0,1 \cdot 1,24 = 0,29 \quad (5.17)$$

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálání popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,29} = 0,25 \quad (5.18)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stěn} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,II,stř})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP,II,stř}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP,II,stř}}\right)}$$

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,25 \cdot 1059,95^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{180}{1059,95}\right)^4}{1 - \left(\frac{180}{1059,95}\right)} = 18,27 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.19)$$

Kde  $a_{stěn}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestup tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 18,27 + 9,3 = 27,57 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.20)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \frac{a}{1 + \varepsilon \cdot a} = \frac{27,57}{1 + 0,01 \cdot 27,57} = 21,61 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.21)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,sk,out}^{skut} - t_m = 877,59 - 130 = 747,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.22)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,II,out} - t_m = 696,1 - 130 = 566,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.23)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{747,5 - 566,1}{\ln\left(\frac{747,5}{566,1}\right)} = 652,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.24)$$

Teplu odebrané spalinám:

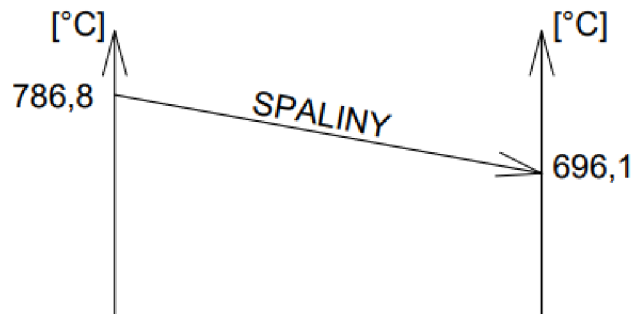
$$Q_{II} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{21,61 \cdot 57,86 \cdot 652,6}{10^3} = 816,02 \text{ kW} \quad (5.25)$$

Pro určení teploty spalin na výstupu z druhého tahu bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$i_{SP,II,out} = \frac{M_{pR} \cdot i_{SP,sk,out} - Q_{II}}{M_{pR}} = \frac{0,36 \cdot 10104,7 - 816,02}{0,36} = 7861,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.26)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu z druhého tahu  $t_{SP,II,out}^{skut} = 696,14 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o  $0,04 \text{ } ^\circ\text{C}$ , tedy výsledek lze považovat za přesný. Průběh teploty spalin je pro přehlednost zobrazen na obrázku 2.



Obrázek 2 Průběh teplot membránovou stěnou v druhém tahu



## 6 Návrh III. tahu

Ve třetím tahu se nachází ekonomizéry 4 a 3. Zavěšení trubek svazků bylo řešeno pomocí háčku, z důvodu menších rozměrů samotného kotle. Háčky byly přivařeny k membránové stěně, která se rozprostírá po obvodu tahu. Z membránové stěny se průtok rozděluje mezi oba ekonomizéry. Tedy se mezi ekonomizéry dělí 1:4, to znamená, že průtok vody ekonomizérem 4 je 20 % celkového průtoku, zatímco zbylých 80 % prochází ekonomizérem 3. Následně se trubky obou ekonomizérů spojí a voda protéká 100 % průtokem do posledního, čtvrtého, tahu a ekonomizéru 2. Pro oba ekonomizéry bylo zvoleno uspořádání trubek za sebou.

Jelikož se provádí návrh kotle na tuhá paliva, musí se mezi každým svazkem nacházet parní ofukovací zařízení, které zajišťuje čištění nánosů na trubkách. Pro zajištění jejich kvalitní funkčnosti se zvolila maximální výška ekonomizéru 2 metry.

### 6.1 Návrh membránové stěny a geometrie III. tahu

Stejně jako ve druhém tahu i zde se šířka tahu rovnala šířce tahu spalovací komory. Na vypočtení délky tahu bylo nutné odhadnout teplotu spalin v úseku ekonomizéru 4. Zvolena byla hodnota 463,75 °C. Dále bylo nutné zvolit hodnotu rychlosti spalin v rozmezí 6 až 8 m/s. Byla zvolena hodnota  $w_{SP} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Minimální průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP,EKO4,stř} + 273,15}{273,15} = \frac{4,15 \cdot 463,75 + 273,15}{6 \cdot 273,15} = 1,87 \text{ m}^2 \quad (6.1)$$

Délka třetího tahu:

$$a_{III} = \frac{F_{SP}}{b_{III} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{1,87}{3,6 - 18 \cdot 0,038} = 0,64 \text{ m} \quad (6.2)$$

kde

- $n_{tr}$  = počet trubek ekonomizéru 4
- $D_{tr}$  = vnější průměr trubek ekonomizéru 4

Vypočítaná délka tahu se neshodovala s násobkem rozteče membránové stěny, proto musela být upravena na hodnotu  $a_{III} = 0,72 \text{ m}$ . Předpokládaná a na konci iteračně ověřená teplota spalin na konci tahu byla zvolena  $t_{SP,III,out} = 574,6 \text{ °C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,III,stř} = \frac{t_{SP,III,out} + t_{SP,II,out}^{skut}}{2} = \frac{574,6 + 696,1}{2} = 635,37 \text{ °C}$$

$$T_{SP,III,stř} = 635,37 + 273,15 = 908,52 \text{ K} \quad (6.3)$$

Kde  $t_{SP,II,out}^{skut}$  je teplota na konci druhého tahu vypočítaná v předchozí kapitole.

Objemový průtok spalin pro střední teplotu spalin:

$$M_{SP,III} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,III,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{635,37 + 273,15}{273,15} = 13,8 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.4)$$

Skutečná rychlost spalin membránovou stěnou:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{M_{SP,III}}{a_{III} \cdot b_{III}} = \frac{13,8}{0,64 \cdot 3,6} = 5,32 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.5)$$

Střední rychlost spalin nedosahuje požadovaných  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro zvýšení její hodnoty by bylo možné zkrátit kanál. Ovšem tato možnost měla negativita, tedy zhoršení přenosu tepla. Proto po zvážení bylo rozhodnuto pro zanechání rychlostí spalin pod požadovanou hodnotou. Následoval výpočet rozměru místa mezi zadní stěnou a výsypkou, kde byla zvolena rychlost spalin  $w_{SP,výs} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Nejmenší průřez – rozměr místa mezi zadní stěnou a výsypkou:

$$d_{III,min} = \frac{M_{SP,III}}{w_{SP,výs} \cdot b_{III}} = \frac{13,8}{8 \cdot 3,6} = 0,48 \text{ m} \quad (6.6)$$

Výška výstupního průřezu druhého tahu:

$$d_{III} = \frac{d_{III,min}}{\sin(45^\circ)} = \frac{0,48}{\sin(45^\circ)} = 0,68 \text{ m} \quad (6.7)$$

Tab. 6.1 Rozměry třetího tahu

Rozměr	Značení	Hodnota [m]
Délka tahu	$a_{III}$	0,72
Šířka tahu	$b_{III}$	3,6
Nejmenší průřez – mezi zadní stěnou a výsypkou	$d_{III,min}$	0,48
Výška výstupního průřezu	$d_{III}$	0,68
Výška výstupního okna	$h_{okno}$	0,69
Výška třetího tahu bez výsypky	$h_{III}$	8,2
Výška výsypky	$h_{výs}$	0,7

Nevypočítané hodnoty byly určeny dle výkresu.

Objem sálající vrstvy:

$$V = a_{III} \cdot b_{III} \cdot \left( h_{III} + \frac{h_{výs}}{2} \right) = 0,72 \cdot 3,6 \cdot \left( 8,2 + \frac{0,7}{2} \right) = 22,16 \text{ m}^3 \quad (6.8)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = b_{III} \cdot (a_{III} + 2 \cdot h_{III} + h_{výs}) = 3,6 \cdot (0,72 + 2 \cdot 8,2 + 0,7) = 64,15 \text{ m}^2 \quad (6.9)$$

Celková teplosměnná plocha

$$S = F_{st} - b_{III} \cdot (h_{okno} + d_{III}) = 64,15 - 3,6 \cdot (0,69 + 0,68) = 59,23 \text{ m}^2 \quad (6.10)$$

## 6.2 Tepelný výpočet membránové stěny III. tahu

Cílem tepelného výpočtu bylo ověření teploty spalin na konci membránové stěny a určení tepla odebraného spalinám. Pro další postup bylo nutné z tabulky 2.4 interpolovat fyzikální charakteristiky spalin pro střední teplotu spalin.

Tab. 6.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 635,37 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,079
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$1,01 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,626

Průtočný průřez kanálu:

$$F = b_{III} \cdot a_{III} = 3,6 \cdot 0,72 = 2,59 \text{ m}^2 \quad (6.11)$$

Obvod průřezu kanálu:

$$O = 2 \cdot (b_{III} + a_{III}) = 2 \cdot (3,6 + 0,72) = 8,64 \text{ m} \quad (6.12)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 2,59}{8,64} = 1,2 \text{ m} \quad (6.13)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$a_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{skut} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$a_k = 0,023 \cdot \frac{0,079}{1,2} \cdot \left( \frac{5,32 \cdot 1,2}{1,01 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,626^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,71 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.14)$$

Kde  $c_t$ ,  $c_l$ ,  $c_m$  jsou opravné koeficienty určené dle [5].

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{22,16}{64,15} = 1,24 \text{ m} \quad (6.15)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvíťivými tříatomovými plyny:

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

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 1,24}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{908,52}{1000} \right) \cdot 0,19 =$$

$$k_{3at} \cdot r_{sp} = 2,48 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.16)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_m + \Delta t = 130 + 50 = 180 \text{ °C} \quad (6.17)$$

kde:

- $t_m$  = střední teplota vody v trubkách.
- $\Delta t$  = přírůstek teploty nánosů v porovnání s teplotou média, hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 2,48 \cdot 0,1 \cdot 1,24 = 0,31 \quad (6.18)$$

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálání popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,31} = 0,27 \quad (6.19)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stěn} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,III,stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,III,stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,III,stř}} \right)}$$

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,27 \cdot 908,52^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{180}{908,52} \right)^4}{1 - \left( \frac{180}{908,52} \right)} = 12,84 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.20)$$

Kde  $a_{stěn}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 12,84 + 8,71 = 21,54 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.21)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \frac{a}{1 + \varepsilon \cdot a} = \frac{21,54}{1 + 0,01 \cdot 21,54} = 17,73 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.22)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,II,out}^{skut} - t_m = 696,1 - 130 = 566,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.23)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,III,out} - t_m = 574,6 - 130 = 444,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.24)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{566,1 - 444,6}{\ln\left(\frac{566,1}{444,6}\right)} = 502,93 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.25)$$

Teplu odebrané spalinám:

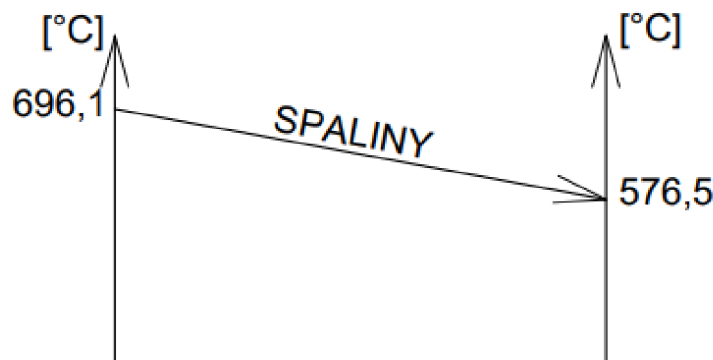
$$Q_{III} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{17,73 \cdot 59,23 \cdot 502,3}{10^3} = 527,99 \text{ kW} \quad (6.26)$$

Pro určení teploty spalin na výstupu z třetího tahu bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$\dot{i}_{SP,III,out} = \frac{M_{pR} \cdot \dot{i}_{SP,II,out} - Q_{III}}{M_{pR}} = \frac{0,36 \cdot 7861,04 - 527,99}{0,36} = 6409,33 \frac{kJ}{kg} \quad (6.27)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu z třetího tahu  $t_{SP,III,out}^{skut} = 576,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o 1,9  $^\circ\text{C}$ , tedy výsledek lze považovat za dostatečně přesný. Průběh teploty spalin je pro přehlednost zobrazen na obrázku 3.



Obrázek 3 Průběh teplot membránovou stěnou ve třetím tahu

### 6.3 Návrh části III. tahu s ekonomizérem 4

Jakmile spaliny projdou první částí membránové stěny (obratovou komorou), vstupují do části s ekonomizérem 4. Svazek je konstruován v 18 řadách a jako šestihad. Průtok ekonomizérem 4 jak bylo zmíněno výše je 20 % celkového průtoku vody ze spalovací komory.

Tab. 6.3 Rozměry ekonomizéru 4

Rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky [mm]	$D_{tr}$	38
Tloušťka stěny [mm]	$t_{tr}$	4
Vnitřní průměr trubky [mm]	$d_{tr}$	30
Efektivní délka trubky [mm]	$l_e$	700
Příčná rozteč [mm]	$s_1$	90
Podélná rozteč [mm]	$s_2$	80
Počet trubek v řadě [-]	$n_{tr}$	18
Počet hadů [-]	$n_{had}$	6
Počet řad [-]	$n_{řad}$	24

### 6.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 4

Na začátku výpočtu byla zvolena teplota spalin na konci ekonomizéru, která byla na konci iterací ověřena. Zvolená hodnota:  $t_{SP,EKO4,out} = 351 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,EKO4,stř} = \frac{t_{SP,EKO4,out} + t_{SP,III,out}^{skut}}{2} = \frac{351 + 576,5}{2} = 463,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{SP,EKO4,stř} = 463,75 + 273,15 = 736,9 \text{ K} \quad (6.28)$$

Tab. 6.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 463,75 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,063
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$0,71 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,644

Objemový průtok spalin:

$$M_{SP,EKO4} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,EKO4,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{463,75 + 273,15}{273,15} = 11,2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.29)$$

Pro ekonomizér bylo nutné zvolit rychlost spalin při maximální hodnotě  $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Byla zvolena hodnota  $w_{sp,EKO4} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{SP,EKO4}}{w_{sp,EKO4}} \cdot \frac{T_{SP,EKO4,stř}}{273,15} = \frac{11,41 \cdot 11,2}{7} \cdot \frac{736,9}{273,15} = 18,25 \text{ m}^2 \quad (6.30)$$

Kde  $O_{SP}$  je skutečné množství spalin vypočítané z rovnice (2.14).

Při výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí lze u ekonomizéru zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel uspořádání svazku:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{38} = 2,11 \quad (6.31)$$

Tedy součinitel uspořádání svazku  $C_s = 1$ , jelikož je splněna podmínka  $\sigma_2 > 2$ . Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění:

$$a_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{sp,EKO4} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33}$$

$$a_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,063}{0,038} \cdot \left( \frac{7 \cdot 0,038}{0,71 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,644^{0,33} = 60,89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.32)$$

Kde  $C_z$  je součinitel opravy na počet řad, hodnota byla zvolena dle [5], jelikož počet řad je větší než 10.

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,038} - 1 \right) = 0,18 \text{ m} \quad (6.33)$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{3at} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP,EKO4,stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 0,18}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{736,9}{1000} \right) \cdot 0,19 = \\ k_{3at} \cdot r_{sp} &= 7,32 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \end{aligned} \quad (6.34)$$

Teplota povrchu nánosů:

$$\begin{aligned} t_z &= t_{NV,stř} + \varepsilon \cdot \frac{m_{pR} \cdot (I_{SP}^{576,50} - I_{SP}^{351})}{S} \\ t_z &= 145,05 + 0,0053 \cdot \frac{0,36 \cdot (6409,33 - 3784,32)}{37,13} = 224,44 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_z &= 224,44 + 273,15 = 497,59 \text{ K} \end{aligned} \quad (6.35)$$

kde:

- $t_{NV,stř}$  = střední teplota vody v trubkách z tabulky 6.5.
- $\varepsilon \left[ \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]$  = součinitel znečištění výhřevné plochy byl zvolen na základě konzultace.
- $S$  = celková teplosměnná plocha, vypočtená v rovnici (6.41).
- $I_{SP}^{576,50}$  a  $I_{SP}^{351}$  jsou hodnoty entalpií interpolované pro vstupní a výstupní teploty spalin z tabulky 2.3.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 7,32 \cdot 0,1 \cdot 0,18 = 0,14 \quad (6.36)$$

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálení popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,14} = 0,13 \quad (6.37)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$\begin{aligned} a_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stěn} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,EKO4,stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,EKO4,stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,EKO4,stř}} \right)} \\ a_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,13 \cdot 736,9^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{497,59}{736,9} \right)^4}{1 - \left( \frac{467,59}{736,9} \right)} = 78,02 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (6.38)$$

Kde  $a_{stěn}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 78,02 + 60,89 = 138,91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.39)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \varepsilon \cdot a = 0,60 \cdot 138,91 = 83,35 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.40)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,7 \cdot 18 \cdot 24 = 37,13 \text{ m}^2 \quad (6.41)$$

Tab. 6.5 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 4

Parametr	Značení	Hodnota
Teplota napájecí vody na vstupu [°C]	$t_{NV,in}$	120,3
Teplota napájecí vody na výstupu [°C]	$t_{NV,out}$	169,8
Střední teplota napájecí vody [°C]	$t_{NV,stř}$	145,05
Průtok napájecí vody [kg/s]	$M_{V,EKO4}$	13,39

Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,III,out}^{skut} - t_{NV,out} = 576,5 - 169,8 = 406,7 \text{ °C} \quad (6.42)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,EKO4,stř} - t_{NV,in} = 463,75 - 120,3 = 230,7 \text{ °C} \quad (6.43)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{406,7 - 230,7}{\ln\left(\frac{406,7}{230,7}\right)} = 310,43 \text{ °C} \quad (6.44)$$

Teplo odebrané spalinám:

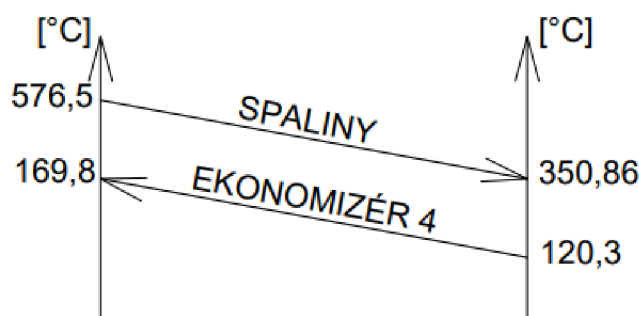
$$Q_{EKO4} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{83,35 \cdot 37,13 \cdot 310,43}{10^3} = 960,75 \text{ kW} \quad (6.45)$$

Pro určení teploty spalin na výstupu z ekonomizéru 4 bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$\begin{aligned} \dot{i}_{SP,EKO4,out} &= \frac{M_{pR} \cdot \dot{i}_{SP,III,out} - Q_{EKO4}}{M_{pR}} \\ \dot{i}_{SP,EKO4,out} &= \frac{0,36 \cdot 6409,33 - 960,75}{0,36} = 3767,72 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (6.46)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu z ekonomizéru 4  $t_{SP,EKO4,out}^{skut} = 350,86 \text{ °C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o 0,13 °C, tedy výpočet lze považovat za přesný. Průběh teplot spalin a napájecí vody je pro přehlednost zobrazen na obrázku 4.



Obrázek 4 Průběh teplot v oblasti ekonomizéru 4

#### 6.4 Návrh části III. tahu s Ekonomizérem 3

Průtok vody ekonomizérem 3 jak bylo zmíněno výše je 80 % celkového průtoku vody ze spalovací komory. Ekonomizér 3 byl situován ve 24 řadách a jako trojhad.

Tab. 6.6 Rozměry ekonomizéru 3

Rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky [mm]	$D_{tr}$	38
Tloušťka stěny [mm]	$t_{tr}$	4
Vnitřní průměr trubky [mm]	$d_{tr}$	30
Efektivní délka trubky [mm]	$l_e$	700
Příčná rozteč [mm]	$s_1$	100
Podélná rozteč [mm]	$s_2$	90
Počet trubek v řadě [-]	$n_{tr}$	36
Počet hadů [-]	$n_{had}$	3
Počet řad [-]	$n_{řad}$	24

##### 6.4.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 3

Na začátku výpočtu byla zvolena teplota spalin na konci ekonomizéru, která byla na konci iterací ověřena. Zvolená hodnota:  $t_{SP,EKO3,out} = 222 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,EKO3,stř} = \frac{t_{SP,EKO3,out} + t_{SP,EKO4,out}^{skut}}{2} = \frac{222 + 350,86}{2} = 286,43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{SP,EKO3,stř} = 286,43 + 273,15 = 559,58 \text{ K} \quad (6.47)$$

Tab. 6.7 Fyzikální charakteristiky spalin pro 286,43 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,048
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$0,44 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,662

Objemový průtok spalin:

$$M_{SP,EKO3} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,EKO3,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{286,43 + 273,15}{273,15} = 8,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.48)$$

Pro ekonomizér bylo nutné zvolit rychlost spalin při maximální hodnotě  $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Byla zvolena hodnota  $w_{sp,EKO3} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{SP,EKO3}}{w_{sp,EKO3}} \cdot \frac{T_{SP,EKO3,stř}}{273,15} = \frac{11,41 \cdot 8,5}{7} \cdot \frac{559,58}{273,15} = 13,86 \text{ m}^2 \quad (6.49)$$

Kde  $O_{SP}$  je skutečné množství spalin vypočítané z rovnice (2.14).

Při výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí lze u ekonomizéru zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel uspořádání svazku:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{90}{38} = 2,37 \quad (6.50)$$

Tedy součinitel uspořádání svazku  $C_s = 1$ , jelikož je splněna podmínka  $\sigma_2 > 2$ .

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění:

$$a_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{sp,EKO3} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33}$$

$$a_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,048}{0,038} \cdot \left( \frac{7 \cdot 0,038}{0,44 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,662^{0,33} = 63,20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.51)$$



Kde  $C_z$  je součinitel opravy na počet řad, hodnota byla zvolena dle [5], jelikož počet řad je větší než 10.

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038} - 1 \right) = 0,24 \text{ m} \quad (6.52)$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{3at} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP,EKO3,stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 0,24}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{559,58}{1000} \right) \cdot 0,19 = \\ k_{3at} \cdot r_{sp} &= 6,99 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \end{aligned} \quad (6.53)$$

Teplota povrchu nánosů:

$$\begin{aligned} t_z &= t_{NV,stř} + \varepsilon \cdot \frac{m_{pR} \cdot (I_{SP}^{350,86} - I_{SP}^{222})}{S} \\ t_z &= 121,95 + 0,0053 \cdot \frac{0,36 \cdot (3767,72 - 2351,34)}{74,26} = 171,75 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_z &= 171,75 + 273,15 = 444,9 \text{ K} \end{aligned} \quad (6.54)$$

kde:

- $t_{NV,stř}$  = střední teplota vody v trubkách z tabulky 6.8.
- $\varepsilon \left[ \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]$  = součinitel znečištění výhřevné plochy byl zvolen na základě konzultace.
- $S$  = celková teplosměnná plocha, vypočtená v rovnici (6.60).
- $I_{SP}^{350,86}$  a  $I_{SP}^{222}$  jsou hodnoty entalpií interpolované pro vstupní a výstupní teploty spalin z tabulky 2.3.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,99 \cdot 0,1 \cdot 0,24 = 0,17 \quad (6.55)$$

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálení popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,17} = 0,15 \quad (6.56)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$\begin{aligned} a_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stěn} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,EKO3,stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,EKO3,stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,EKO3,stř}} \right)} \\ a_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,15 \cdot 559,58^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{444,9}{559,58} \right)^4}{1 - \left( \frac{444,9}{559,58} \right)} = 10,62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (6.57)$$

Kde  $a_{stěn}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 10,62 + 63,20 = 73,82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.58)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \varepsilon \cdot a = 0,60 \cdot 73,82 = 44,29 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.59)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,7 \cdot 36 \cdot 24 = 74,26 m^2 \quad (6.60)$$

Tab. 6.8 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 3

Parametr	Značení	Hodnota
Teplota napájecí vody na vstupu [°C]	$t_{NV,in}$	120,3
Teplota napájecí vody na výstupu [°C]	$t_{NV,out}$	123,6
Střední teplota napájecí vody [°C]	$t_{NV,stř}$	121,95
Průtok napájecí vody [kg/s]	$M_{V,EKO4}$	53,56

Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,EKO4,out}^{skut} - t_{NV,out} = 350,86 - 123,6 = 227,26 \text{ °C} \quad (6.61)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,EKO3,stř} - t_{NV,in} = 222 - 120,3 = 101,7 \text{ °C} \quad (6.62)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{227,26 - 101,7}{\ln\left(\frac{227,26}{101,7}\right)} = 156,16 \text{ °C} \quad (6.63)$$

Teplo odebrané spalinám:

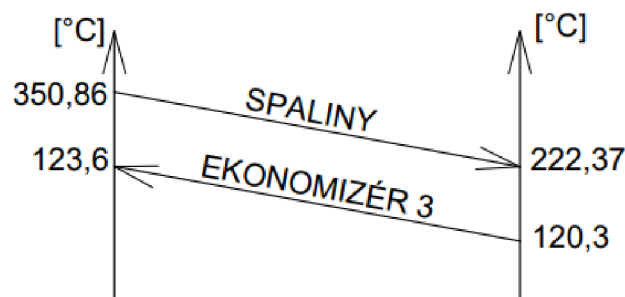
$$Q_{EKO3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{44,29 \cdot 74,26 \cdot 156,16}{10^3} = 513,65 \text{ kW} \quad (6.64)$$

Pro určení teploty spalin na výstupu z ekonomizéru 3 bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$i_{SP,EKO3,out} = \frac{M_{pR} \cdot i_{SP,III,out} - Q_{EKO3}}{M_{pR}} = \frac{0,36 \cdot 3767,72 - 513,65}{0,36} = 3767,72 \frac{kJ}{kg} \quad (6.65)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu z ekonomizéru 3  $t_{SP,EKO3,out}^{skut} = 222,37 \text{ °C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o 0,37 °C, tedy výpočet lze považovat za přesný. Průběh teplot spalin a napájecí vody je pro přehlednost zobrazen na obrázku 5.



Obrázek 5 Průběh teplot v oblasti ekonomizéru 3

## 7 Návrh IV. tahu

Čtvrtý, poslední, tah byl navržen s membránovou stěnou a dvěma ekonomizéry (EKO 2 a EKO 1). Oba ekonomizéry byly navrženy s uspořádáním trubek za sebou. Na rozdíl od třetího tahu ekonomizéry čtvrtého tahu jsou uspořádány sériově za sebou, tedy podle směru spalin EKO 2 a EKO 1. Obdobně jako třetí tah, tak i čtvrtý tah má stejnou šířku jako spalovací komora.

### 7.1 Návrh membránové stěny a geometrie IV. tahu

Na začátku byla zvolena rychlost spalin v rozmezí 6 až 8 m/s. Pro výpočet délky tahu byla odhadnuta teplota spalin v úseku ekonomizéru 2. Zvolené byly hodnoty  $w_{SP} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a  $t_{SP,EKO2,stř} = 194,81 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Minimální průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP,EKO2,stř} + 273,15}{273,15} = \frac{4,15 \cdot 194,81 + 273,15}{6 \cdot 273,15} = 1,24 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

Délka třetího tahu:

$$a_{IV} = \frac{F_{SP}}{b_{IV} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{1,24}{3,6 - 36 \cdot 0,038} = 0,43 \text{ m} \quad (7.2)$$

kde

- $n_{tr}$  = počet trubek ekonomizéru 2
- $D_{tr}$  = vnější průměr trubek ekonomizéru 2

Vypočítaná délka tahu se neshodovala s násobkem rozteče membránové stěny, proto musela být upravena na hodnotu  $a_{III} = 0,45 \text{ m}$ . Předpokládaná a na konci iteračně ověřená teplota spalin na konci tahu byla zvolena  $t_{SP,IV,out} = 208 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,III,stř} = \frac{t_{SP,IV,out} + t_{SP,III,out}^{skut}}{2} = \frac{222,37 + 208}{2} = 215,19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{SP,III,stř} = 215,19 + 273,15 = 488,34 \text{ K} \quad (7.3)$$

Kde  $t_{SP,IV,out}^{skut}$  je teplota na konci třetího tahu vypočítaná v předchozí kapitole.

Objemový průtok spalin pro střední teplotu spalin:

$$M_{SP,IV} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,IV,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{215,19 + 273,15}{273,15} = 7,42 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.4)$$

Skutečná rychlost spalin membránovou stěnou:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{M_{SP,IV}}{a_{IV} \cdot b_{IV}} = \frac{13,8}{0,45 \cdot 3,6} = 4,58 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7.5)$$

Střední rychlost spalin nedosahuje požadovaných  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro zvýšení její hodnoty by bylo možné zkrátit kanál. Ovšem tato možnost měla negativita, tedy zhoršení přenosu tepla. Proto po zvážení bylo rozhodnuto pro zanechání rychlostí spalin pod požadovanou hodnotou. Následoval výpočet rozměru místa mezi zadní stěnou a výsypkou, kde byla zvolena rychlost spalin  $w_{SP,výs} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Nejmenší průřez – rozměr místa mezi zadní stěnou a výsypkou:

$$d_{IV,min} = \frac{M_{SP,IV}}{w_{SP,výs} \cdot b_{IV}} = \frac{7,42}{8 \cdot 3,6} = 0,26 \text{ m} \quad (7.6)$$

Výška výstupního průřezu druhého tahu:

$$d_{IV} = \frac{d_{IV,min}}{\sin(45^\circ)} = \frac{0,26}{\sin(45^\circ)} = 0,36 \text{ m} \quad (7.7)$$

Tab. 7.1 Rozměry čtvrtého tahu

Rozměr	Značení	Hodnota [m]
Délka tahu	$a_{IV}$	0,45
Šířka tahu	$b_{IV}$	3,6
Nejmenší průřez – mezi zadní stěnou a výsypkou	$d_{IV,min}$	0,26
Výška výstupního průřezu	$d_{IV}$	0,36
Výška výstupního okna	$h_{okno}$	0,69
Výška třetího tahu bez výsyvky	$h_{IV}$	8,2
Výška výsyvky	$h_{vys}$	0,7

Nevypočítané hodnoty byly určeny dle výkresu.

Objem sálající vrstvy:

$$V = a_{IV} \cdot b_{IV} \cdot \left( h_{IV} + \frac{h_{vys}}{2} \right) = 0,45 \cdot 3,6 \cdot \left( 8,2 + \frac{0,7}{2} \right) = 13,85 \text{ m}^3 \quad (7.8)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = b_{IV} \cdot (a_{IV} + 2 \cdot h_{IV} + h_{vys}) = 3,6 \cdot (0,45 + 2 \cdot 8,2 + 0,7) = 63,18 \text{ m}^2 \quad (7.9)$$

Celková teplosměnná plocha

$$S = F_{st} - b_{IV} \cdot (h_{okno} + d_{IV}) = 63,18 - 3,6 \cdot (0,69 + 0,36) = 59,38 \text{ m}^2 \quad (7.10)$$

## 7.2 Tepelný výpočet membránové stěny IV. Tahu

Cílem tepelného výpočtu bylo ověření teploty spalin na konci membránové stěny a určení tepla odebraného spalinám. Pro další postup bylo nutné z tabulky 2.4 interpolovat fyzikální charakteristiky spalin pro střední teplotu spalin.

Tab. 7.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 215,19 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,042
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$0,35 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,677

Průtočný průřez kanálu:

$$F = b_{IV} \cdot a_{IV} = 3,6 \cdot 0,45 = 1,62 \text{ m}^2 \quad (7.11)$$

Obvod průřezu kanálu:

$$O = 2 \cdot (b_{IV} + a_{IV}) = 2 \cdot (3,6 + 0,45) = 8,1 \text{ m} \quad (7.12)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 1,62}{8,1} = 1,2 \text{ m} \quad (7.13)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

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

$$a_k = 0,023 \cdot \frac{0,042}{1,2} \cdot \left( \frac{4,58 \cdot 1,2}{0,35 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,667^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 10,74 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.14)$$

Kde  $c_t$ ,  $c_l$ ,  $c_m$  jsou opravné koeficienty určené dle [5].

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{13,85}{63,18} = 0,79 \text{ m} \quad (7.15)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$\begin{aligned} k_{3at} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP,IV,stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 0,79}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{488,34}{1000} \right) \cdot 0,19 = \\ k_{3at} \cdot r_{sp} &= 3,89 \frac{1}{m \cdot MPa} \end{aligned} \quad (7.16)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_m + \Delta t = 130 + 50 = 180 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.17)$$

kde:

- $t_m$  = střední teplota vody v trubkách.
- $\Delta t$  = přírůstek teploty nánosů v porovnání s teplotou média, hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 3,89 \cdot 0,1 \cdot 0,79 = 0,31 \quad (7.18)$$

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálání popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,31} = 0,27 \quad (7.19)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$\begin{aligned} a_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stěn} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,IV,stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,IV,stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,IV,stř}} \right)} \\ a_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,27 \cdot 488,34^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{180}{488,34} \right)^4}{1 - \left( \frac{180}{488,34} \right)} = 2,48 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (7.20)$$

Kde  $a_{stěn}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 2,48 + 10,74 = 13,22 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.21)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \frac{a}{1 + \varepsilon \cdot a} = \frac{13,22}{1 + 0,01 \cdot 13,22} = 11,68 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.22)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,III,out}^{skut} - t_m = 222,37 - 130 = 92,37 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.23)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,IV,out} - t_m = 215,19 - 130 = 78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.24)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{92,37 - 78}{\ln\left(\frac{92,37}{78}\right)} = 84,98 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.25)$$

Teplu odebrané spalinám:

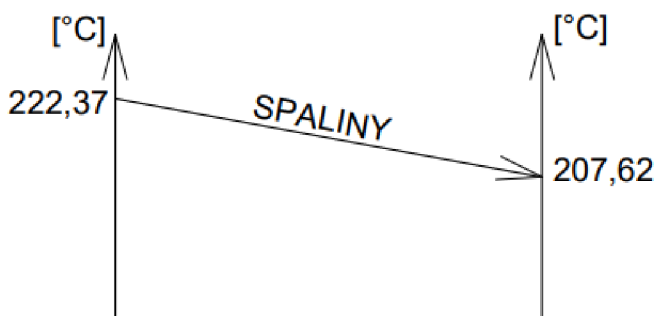
$$Q_{IV} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{11,68 \cdot 59,38 \cdot 84,98}{10^3} = 58,92 \text{ kW} \quad (7.26)$$

Pro určení teploty spalin na výstupu z třetího tahu bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$\begin{aligned} i_{SP,IV,out} &= \frac{M_{pR} \cdot i_{SP,EKO3,out} - Q_{IV}}{M_{pR}} \\ i_{SP,IV,out} &= \frac{0,36 \cdot 2355,43 - 58,92}{0,36} = 2193,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (7.27)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu ze čtvrtého tahu  $t_{SP,IV,out}^{skut} = 207,62 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o  $0,38 \text{ } ^\circ\text{C}$ , tedy výsledek lze považovat za dostatečně přesný. Průběh teploty spalin je pro přehlednost zobrazen na obrázku 6.



Obrázek 6 Průběh teplot membránovou stěnou ve čtvrtém tahu

### 7.3 Návrh části IV. Tahu s ekonomizérem 2

Spaliny z membránové stěny vstupují do části s ekonomizérem 2. Svazek je konstruován v 36 řadách jako trojhad.

Tab. 7.3 Rozměry ekonomizéru 2

Rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky [mm]	$D_{tr}$	38
Tloušťka stěny [mm]	$t_{tr}$	4
Vnitřní průměr trubky [mm]	$d_{tr}$	30
Efektivní délka trubky [mm]	$l_e$	430
Příčná rozteč [mm]	$s_1$	90
Podélná rozteč [mm]	$s_2$	80
Počet trubek v řadě [-]	$n_{tr}$	36
Počet hadů [-]	$n_{had}$	3
Počet řad [-]	$n_{řad}$	24

#### 7.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 2

Na začátku výpočtu byla zvolena teplota spalin na konci ekonomizéru, která byla na konci iterací ověřena. Zvolená hodnota:  $t_{SP,EKO2,out} = 182 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,EKO2,stř} = \frac{t_{SP,EKO2,out} + t_{SP,IV,out}^{skut}}{2} = \frac{182 + 207,62}{2} = 194,81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{SP,EKO2,stř} = 194,81 + 273,15 = 467,96 \text{ K} \quad (7.28)$$

Tab. 7.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 194,81 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,0401
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$0,32 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,681

Objemový průtok spalin:

$$M_{SP,EKO2} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,EKO2,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{194,81 + 273,15}{273,15} = 7,11 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.29)$$

Pro ekonomizér bylo nutné zvolit rychlost spalin při maximální hodnotě  $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Byla zvolena hodnota  $w_{sp,EKO2} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{SP,EKO2}}{w_{sp,EKO2}} \cdot \frac{T_{SP,EKO2,stř}}{273,15} = \frac{11,41 \cdot 7,11}{7} \cdot \frac{467,96}{273,15} = 11,59 \text{ m}^2 \quad (7.30)$$

Kde  $O_{SP}$  je skutečné množství spalin vypočítané z rovnice (2.14).

Při výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí lze u ekonomizéru zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel uspořádání svazku:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{38} = 2,11 \quad (7.31)$$

Tedy součinitel uspořádání svazku  $C_s = 1$ , jelikož je splněna podmínka  $\sigma_2 > 2$ .

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění:

$$a_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{sp,EKO2} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33}$$

$$a_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0401}{0,038} \cdot \left( \frac{7 \cdot 0,038}{0,32 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,681^{0,33} = 65,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (7.32)$$

Kde  $C_z$  je součinitel opravy na počet řad, hodnota byla zvolena dle [5], jelikož počet řad je větší než 10.

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,038} - 1 \right) = 0,18 \text{ m} \quad (7.33)$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$k_{3at} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP,EKO2,stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} =$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 0,18}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{467,96}{1000} \right) \cdot 0,19 =$$

$$k_{3at} \cdot r_{sp} = 8,32 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (7.34)$$

Teplota povrchu nánosů:

$$t_z = t_{NV,stř} + \varepsilon \cdot \frac{m_{pR} \cdot (I_{SP}^{207,62} - I_{SP}^{182})}{S}$$

$$t_z = 142,15 + 0,0053 \cdot \frac{0,36 \cdot (2193,42 - 1911,92)}{46,42} = 161,22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 161,22 + 273,15 = 434,37 \text{ K}$$
(7.35)

kde:

- $t_{NV, st\check{r}}$  = střední teplota vody v trubkách z tabulky 7.5.
- $\varepsilon \left[ \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]$  = součinitel znečištění výhřevné plochy byl zvolen na základě konzultace.
- $S$  = celková teplosměnná plocha, vypočtená v rovnici (7.41).
- $I_{SP}^{207,62}$  a  $I_{SP}^{182}$  jsou hodnoty entalpií interpolované pro vstupní a výstupní teploty spalin z tabulky 2.3.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 8,32 \cdot 0,1 \cdot 0,18 = 0,15$$
(7.36)

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálání popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,15} = 0,14$$
(7.37)

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st\check{e}n} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP, EKO2, st\check{r}})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP, EKO2, st\check{r}}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP, EKO2, st\check{r}}} \right)}$$

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,14 \cdot 467,96^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{434,37}{467,96} \right)^4}{1 - \left( \frac{434,37}{467,96} \right)} = 3,87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$
(7.38)

Kde  $a_{st\check{e}n}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestup tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 3,87 + 65,57 = 69,43 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$
(7.39)

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \varepsilon \cdot a = 0,60 \cdot 69,43 = 41,66 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$
(7.40)

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{\check{r}ad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,43 \cdot 36 \cdot 24 = 46,42 \text{ m}^2$$
(7.41)

Tab. 7.5 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 2

Parametr	Značení	Hodnota
Teplota napájecí vody na vstupu [°C]	$t_{NV, in}$	139
Teplota napájecí vody na výstupu [°C]	$t_{NV, out}$	145,3
Střední teplota napájecí vody [°C]	$t_{NV, st\check{r}}$	142,15
Průtok napájecí vody [kg/s]	$M_{V, EKO4}$	66,95



Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,IV,out}^{skut} - t_{NV,out} = 207,62 - 145,3 = 62,32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.42)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,EKO2,stř} - t_{NV,in} = 182 - 139 = 43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.43)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{62,32 - 43}{\ln\left(\frac{62,32}{43}\right)} = 52,07 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.44)$$

Teplu odebrané spalinám:

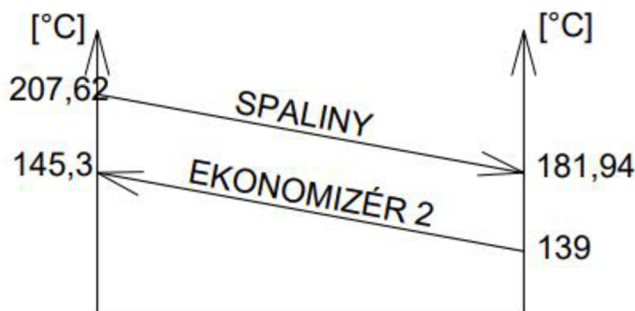
$$Q_{EKO2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{41,66 \cdot 46,42 \cdot 52,07}{10^3} = 100,68 \text{ kW} \quad (7.45)$$

Pro určení teploty spalin na výstupu z ekonomizéru 2 bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$\begin{aligned} i_{SP,EKO2,out} &= \frac{M_{pR} \cdot i_{SP,IV,out} - Q_{EKO2}}{M_{pR}} \\ i_{SP,EKO2,out} &= \frac{0,36 \cdot 2193,42 - 100,68}{0,36} = 1916,60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (7.46)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu z ekonomizéru 2  $t_{SP,EKO2,out}^{skut} = 181,94 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o  $0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$ , tedy výpočet lze považovat za přesný. Průběh teplot spalin a napájecí vody je pro přehlednost zobrazen na obrázku 7.



Obrázek 7 Průběh teplot v oblasti s ekonomizérem 2

#### 7.4 Návrh části IV. Tahu s ekonomizérem 1

Přímo po ekonomizéru 2 spaliny putují do ekonomizéru 1. Svazek je konstruován jako

Tab. 7.6 Rozměry ekonomizéru 4

Rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky [mm]	$D_{tr}$	38
Tloušťka stěny [mm]	$t_{tr}$	4
Vnitřní průměr trubky [mm]	$d_{tr}$	30
Efektivní délka trubky [mm]	$l_e$	430
Příčná rozteč [mm]	$s_1$	90
Podélná rozteč [mm]	$s_2$	80
Počet trubek v řadě [-]	$n_{tr}$	36
Počet hadů [-]	$n_{had}$	3
Počet řad [-]	$n_{řad}$	42

Z důvodu snížení teploty spalin na výstupu byl počet řad oproti předchozím ekonomizérům navýšen na 42.

#### 7.4.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 1

Na začátku výpočtu byla zvolena teplota spalin na konci ekonomizéru, která byla na konci iterací ověřena. Zvolená hodnota:  $t_{SP,EKO1,out} = 351 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,EKO1,stř} = \frac{t_{SP,EKO1,out} + t_{SP,EKO2,out}^{skut}}{2} = \frac{161,7 + 181,94}{2} = 171,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{SP,EKO1,stř} = 171,82 + 273,15 = 444,97 \text{ K} \quad (7.47)$$

Tab. 7.7 Fyzikální charakteristiky spalin pro 171,72 °C

Fyzikální charakteristika	Značení	Hodnota
Tepelná vodivost [W/m·K]	$\lambda$	0,038
Kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s]	$\nu$	$0,30 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo [-]	$Pr$	0,688

Objemový průtok spalin:

$$M_{SP,EKO1} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,EKO1,stř} + 273,15}{273,15} = 4,15 \cdot \frac{171,82 + 273,15}{273,15} = 6,76 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.48)$$

Pro ekonomizér bylo nutné zvolit rychlost spalin při maximální hodnotě  $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Byla zvolena hodnota  $w_{sp,EKO4} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{O_{SP} \cdot M_{SP,EKO1}}{w_{sp,EKO}} \cdot \frac{T_{SP,EKO1,stř}}{273,15} = \frac{11,41 \cdot 6,76}{7} \cdot \frac{444,97}{273,15} = 11,02 \text{ m}^2 \quad (7.49)$$

Kde  $O_{SP}$  je skutečné množství spalin vypočítané z rovnice (2.14).

Při výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí lze u ekonomizéru zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel uspořádání svazku:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{38} = 2,11 \quad (7.50)$$

Tedy součinitel uspořádání svazku  $C_s = 1$ , jelikož je splněna podmínka  $\sigma_2 > 2$ .

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění:

$$a_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{sp,EKO4} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33}$$

$$a_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,038}{0,038} \cdot \left( \frac{7 \cdot 0,038}{0,30 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,688^{0,33} = 65,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (7.51)$$

Kde  $C_z$  je součinitel opravy na počet řad, hodnota byla zvolena dle [5], jelikož počet řad je větší než 10.

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,038} - 1 \right) = 0,18 \text{ m} \quad (7.52)$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$k_{3at} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP,EKO1,stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} =$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,09}{3,16 \cdot \sqrt{0,019 \cdot 0,18}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{444,97}{1000} \right) \cdot 0,19 =$$

$$k_{3at} \cdot r_{sp} = 8,41 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (7.53)$$

Teplota povrchu nánosů:

$$t_z = t_{NV, stř} + \varepsilon \cdot \frac{m_{pR} \cdot (I_{SP}^{181,94} - I_{SP}^{161,7})}{S}$$

$$t_z = 147,65 + 0,0053 \cdot \frac{0,36 \cdot (1911,23 - 1700,27)}{81,23} = 155,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 155,2 + 273,15 = 428,35 \text{ K} \quad (7.54)$$

kde:

- $t_{NV, stř}$  = střední teplota vody v trubkách z tabulky 7.5.
- $\varepsilon \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$  = součinitel znečištění výhřevné plochy byl zvolen na základě konzultace.
- $S$  = celková teplosměnná plocha, vypočtená v rovnici (7.60).
- $I_{SP}^{181,94}$  a  $I_{SP}^{161,7}$  jsou hodnoty entalpií interpolované pro vstupní a výstupní teploty spalin z tabulky 2.3.

Optická hustota spalin:

$$kps = (k_{3at} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 8,41 \cdot 0,1 \cdot 0,18 = 0,16 \quad (7.55)$$

kde:

- $p$  = parciální tlak tříatomových plynů, hodnota dle [5].
- Součinitel zeslabení sálání popílkem  $k_p \cdot \mu$  se u roštových ohnišť neuvažuje.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,16} = 0,14 \quad (7.56)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv:

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{stěn} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP, EKO4, stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP, EKO4, stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP, EKO4, stř}} \right)}$$

$$a_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,14 \cdot 444,97^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{428,35}{444,97} \right)^4}{1 - \left( \frac{428,35}{444,97} \right)} = 2,90 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.57)$$

Kde  $a_{stěn}$  je stupeň černosti povrchu stěn, hodnota uvažována dle [5].

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$a = a_s + a_k = 2,90 + 65,84 = 68,74 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.58)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \varepsilon \cdot a = 0,60 \cdot 68,74 = 41,25 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.59)$$

Kde  $\varepsilon$  [-] je součinitel zanesení výhřevné plochy, jehož hodnota byla zvolena dle odborné konzultace.

Celková teplosměnná plocha:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,43 \cdot 36 \cdot 24 = 81,23 \text{ m}^2 \quad (7.60)$$

Tab. 7.8 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 1

Parametr	Značení	Hodnota
Teplota napájecí vody na vstupu [°C]	$t_{NV,in}$	145,3
Teplota napájecí vody na výstupu [°C]	$t_{NV,out}$	150
Střední teplota napájecí vody [°C]	$t_{NV,stř}$	147,65
Průtok napájecí vody [kg/s]	$M_{V,EKO4}$	66,95

Rozdíly teplot pro stanovení středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = t_{SP,EKO2,out}^{skut} - t_{NV,out} = 181,94 - 150 = 31,94 \text{ °C} \quad (7.61)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,EKO1,stř} - t_{NV,in} = 161,7 - 145,3 = 16,4 \text{ °C} \quad (7.62)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{31,94 - 16,4}{\ln\left(\frac{31,94}{16,4}\right)} = 23,31 \text{ °C} \quad (7.63)$$

Teplu odebrané spalinám:

$$Q_{EKO1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{41,25 \cdot 81,23 \cdot 23,31}{10^3} = 78,10 \text{ kW} \quad (7.64)$$

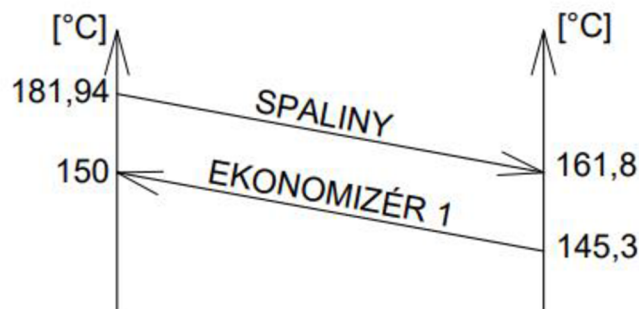
Pro určení teploty spalin na výstupu z ekonomizéru 1 bylo nutné určit:

Entalpii spalin na výstupu:

$$i_{SP,EKO1,out} = \frac{M_{pR} \cdot i_{SP,EKO2,out} - Q_{EKO1}}{M_{pR}}$$

$$i_{SP,EKO1,out} = \frac{0,36 \cdot 1916,6 - 78,10}{0,36} = 1701,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.65)$$

Dané entalpii byla z tabulky 2.3 pomocí interpolace odečtena teplota spalin na výstupu z ekonomizéru 1  $t_{SP,EKO1,out}^{skut} = 161,8 \text{ °C}$ . Tato hodnota se od původní zvolené teploty liší o 0,14 °C, tedy výpočet lze považovat za přesný. Výsledkem je hodnota odpovídající zadání, kde bylo dáno, že teplota spalin na výstupu z posledního ekonomizéru bude 160 °C. Od hodnoty ze zadání se vypočtená hodnota liší o 1,8 °C, což lze považovat za přesný výpočet. Průběh teplot spalin a napájecí vody je pro přehlednost zobrazen na obrázku 8.



Obrázek 8 Průběh teplot v oblasti ekonomizéru 1

## 8 Parametry napájecí vody a kontrola tepelné bilance

Prvním krokem bylo uplatnění korekce pro jednotlivé tepelné výkony.

Součinitel korekce:

$$kor = \varphi - z_s = 0,98 - 0,015 = 0,965 \quad (8.1)$$

kde:

- $z_s$  = ztráta sdílením tepla do okolí vypočítaná v rovnici (3.12).
- $\varphi$  = součinitel uchování tepla vypočítaný v rovnici (4.13).

Následně byl součinitel korekce aplikován na jednotlivé tepelné výkony, jak lze vidět v tabulce níže.

Tab. 8.1 Vypočítané výkony a výkony po korekci

Parametr	Značení	Hodnota před korekcí	Hodnota po korekci
Tepelný výkon spalovací komory [kW]	$Q_{SK}$	7453,55	7192,68
Tepelný výkon MS II. tahu [kW]	$Q_{II}$	816,02	787,46
Tepelný výkon MS III. tahu [kW]	$Q_{III}$	527,99	509,51
Tepelný výkon EKO 4 [kW]	$Q_{EKO4}$	960,75	927,12
Tepelný výkon EKO 3 [kW]	$Q_{EKO3}$	513,65	495,68
Tepelný výkon MS IV. tahu [kW]	$Q_{IV}$	58,92	56,86
Tepelný výkon EKO 2 [kW]	$Q_{EKO2}$	100,68	97,16
Tepelný výkon EKO 1 [kW]	$Q_{EKO1}$	78,10	75,37

Výpočet byl zobrazen vzorově pro tepelný výkon spalovací komory:

$$Q_{SK} = Q_{SK} \cdot kor = 7453,55 \cdot 0,965 = 7192,68 \text{ kW} \quad (8.2)$$

Následující výpočty byly provedeny s hodnotami tepelných výkonů po korekci

### 8.1 Parametry napájecí vody

Na začátku výpočtů parametrů napájecí vody bylo potřeba zjistit o kolik stupňů se ohřeje napájecí voda v membránové stěně.

Celkový výkon membránové stěny:

$$\sum Q_{MS} = Q_{II} + Q_{III} + Q_{IV} = 787,46 + 509,51 + 56,86 = 1353,83 \text{ KW} \quad (8.3)$$

Nárůst teploty vody v membránové stěně:

$$\Delta t = \frac{\sum Q_{MS}}{M_V \cdot c_p} = \frac{1353,83}{66,95 \cdot 4,2} = 4,81 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.4)$$

kde:

- $M_V$  = je množství vody spočítané v rovnici (3.14).
- $c_p$  je koeficient, jehož hodnota byla zvolena na základě odborné konzultace.

Teplota napájecí vody při vstupu do EKO 4:

$$t_{NV,EKO4,in} = t_{NV,in} + \Delta t = 115 + 4,81 = 119,81 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.5)$$

Kde  $t_{NV,in}$  je teplota napájecí vody vstupující do kotle, jehož hodnota byla dána zadáním.

Teplota napájecí vody při výstupu z EKO 4:

$$t_{NV,EKO4,out} = t_{NV,EKO4,in} + \frac{Q_{EKO4}}{M_{V,EKO4} \cdot 0,2} \cdot c_p$$

$$t_{NV,EKO4,out} = 119,81 + \frac{927,12}{13,39 \cdot 0,2} \cdot 4,2 = 169,27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.6)$$

Kde  $M_{V,EKO4}$  je průtok napájecí vody ekonomizérem 4. Hodnota byla iteračně ověřena pro správný výsledek teploty napájecí vody při výstupu z kotle.

Jelikož EKO 4 a EKO 3 si mezi sebe rozdělují průtok napájecí vody, tak teplota napájecí vody při vstupu do EKO se rovná teplotě napájecí vody při vstupu do EKO 4.

Teplota napájecí vody při výstupu z EKO 3:

$$t_{NV,EKO3,out} = t_{NV,EKO3,in} + \frac{Q_{EKO3}}{M_{V,EKO3} \cdot 0,8} \cdot c_P$$

$$t_{NV,EKO3,out} = 119,81 + \frac{495,68}{53,56 \cdot 0,2} \cdot 4,2 = 123,12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.7)$$

Kde  $M_{V,EKO3}$  je průtok napájecí vody ekonomizérem 4. Hodnota byla iteračně ověřena pro správný výsledek teploty napájecí vody při výstupu z kotle.

Teplota napájecí vody při vstupu do EKO 2:

$$t_{NV,EKO2,in} = \frac{1}{5} \cdot t_{NV,EKO4,out} + \frac{4}{5} \cdot t_{NV,EKO3,out}$$

$$t_{NV,EKO2,in} = \frac{1}{5} \cdot 169,27 + \frac{4}{5} \cdot 123,12 = 138,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.8)$$

Teplota napájecí vody při výstupu z EKO 2:

$$t_{NV,EKO2,out} = t_{NV,EKO2,in} + \frac{Q_{EKO2}}{M_{V,EKO2}} \cdot c_P = 138,5 + \frac{97,16}{66,95} \cdot 4,2 = 144,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.9)$$

Teplota napájecí vody při vstupu do EKO 1 se rovná teplotě napájecí vody při výstupu z EKO 2, jelikož byly tyto dva ekonomizéry navrženy za sebou.

Teplota napájecí vody při výstupu z EKO 1:

$$t_{NV,EKO1,out} = t_{NV,EKO1,in} + \frac{Q_{EKO1}}{M_{V,EKO1}} \cdot c_P = 144,6 + \frac{75,37}{66,95} \cdot 4,2 = 149,94 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.10)$$

Teplota napájecí vody při výstupu z EKO 1 se rovná teplotě napájecí vody při výstupu z kotle, tedy můžeme vidět, že se tato hodnota od hodnoty v zadání téměř neliší, a proto bylo možné pokládat výpočet za přesný.

## 8.2 Kontrola tepelné bilance

Součet tepelných výkonů:

$$\sum Q = Q_{SK} + Q_{II} + Q_{III} + Q_{EKO4} + Q_{EKO3} + Q_{IV} + Q_{EKO2} + Q_{EKO1}$$

$$\sum Q = 7192,68 + 787,46 + 509,51 + 960,75 + 513,65 + 56,86$$

$$+ 100,68 + 78,10 = 10141,83 \text{ KW} \quad (8.11)$$

Tepelná bilance:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q}{M_{pR}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} = 29429 \cdot 92 \cdot \frac{10141,83}{0,36} \cdot \frac{100 - 1,92}{100}$$

$$\Delta Q = -274,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (8.12)$$

kde:

- $Q_p^p$  je teplo přivedené do kotle z rovnice (3.1).
- $\eta_k$  je účinnost kotle z rovnice (3.13).
- $M_{pR}$  je skutečné množství paliva z rovnice (3.16).
- $z_c$  je ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích z rovnice (3.6).

Odchylka je dána vztahem:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-274,15}{29429} \cdot 100 = -0,93 \% \quad (8.13)$$

Výpočet lze na základě odborné konzultace považovat za přesný, pokud odchylka nepřesáhne hodnotu 1 %. Proto lze návrh kotle považovat za dokončený.

## 9 Aerodynamický výpočet kotle

Aerodynamickým výpočtem kotle byly určeny tlakové ztráty na straně spalovacího vzduchu a spalin skrze jednotlivé části kotle. Určení těchto ztrát bylo nutné pro následnou volbu vzduchových a sacích ventilátorů. Výpočtem dílčích ztrát v jednotlivých tazích a jejich následným součtem byla dána celková tlaková ztráta spalin. Pro výpočty v této kapitole byly použity vzorce ze [6], pokud nebylo stanoveno jinak.

Na začátku byla stanovena hustota spalin a koncentrace popílku ve spalinách, což jsou hodnoty vstupující do mnoha vzorců v této kapitole.

Hustota spalin:

$$\rho_{SP} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{VZ,min}^V}$$

$$\rho_{SP} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar}}{O_{VZ,min}^V}$$

$$\rho_{SP} = \frac{1,14 \cdot 1,98 + 0,001 \cdot 2,93 + 5,32 \cdot 1,25 + 1,01 \cdot 0,81 + 0,06 \cdot 1,78}{6,93}$$

$$\rho_{SP} = 1,42 \frac{kg}{m^3} \quad (9.1)$$

kde:

- $O_i [m^3 \cdot kg^{-1}]$  jsou objemy jednotlivých složek ve spalinách vypočteny v podkapitole 2.3.
- $\rho_i [kg \cdot m^{-3}]$  jsou hustoty jednotlivých složek určeny na základě [4].
- $O_{VZ,min}^V [m^3 \cdot kg^{-1}]$  je minimální množství vlhkého vzduchu vypočítané v rovnici (2.5).

Koncentrace popílku:

$$C = \frac{\mu \cdot O_{sp}}{1000} = \frac{0,91 \cdot 11,41}{1000} = 0,01 kg \cdot kg_{SP}^{-1} \quad (9.2)$$

kde:

- $\mu [g \cdot m^{-3}]$  je koncentrace popílku ve spalinách vypočítaná v rovnici (2.19).
- $O_{sp} [m^3 \cdot kg^{-1}]$  je množství spalin při přebytku vzduchu  $\alpha = 1,4$  vypočítané v rovnici (2.14).

### 9.1 Tlakové ztráty I. tahu

Celkové tlakové ztráty jsou tvořeny dílčími ztrátami, tedy ztrátou třením, místními ztrátami a tlakovou ztrátou vzniklou vztlakem.

#### 9.1.1 Ztráta třením I. tahu

Na začátku bylo určeno Reynoldsovo číslo, na kterém závisí součinitel tření, díky čemuž bylo možné určení tlakové ztráty třením.

Ekvivalentní průměr kanálu:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{oh} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{oh} + b_{oh})} = \frac{4 \cdot (1,67 \cdot 3,6)}{2 \cdot (1,67 + 3,6)} = 2,28 m \quad (9.3)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4 \cdot 2,28}{25,27 \cdot 10^{-5}} = 36079,62 \quad (9.4)$$



kde:

- $w_{SP}^{stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve spalovací komoře:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{a_{oh} \cdot b_{oh}} = \frac{24,04}{1,68 \cdot 3,6} = 3,98 \doteq 4 \frac{m}{s} \quad (9.5)$$

Hodnota rychlosti byla pro výpočet spalovací komory v kapitole 4 zvolena, tento výpočet by bylo možné považovat za její ověření.

Následně byl vybrán vzorec pro součinitel tření dle

- Pro laminární proudění  $Re < 2300$  platí vztah:  $\lambda_{tr} = 64 \cdot Re^{-1}$ .
- Pro  $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$  platí vztah Blasiusův:  $\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ .
- Pro  $Re > 10^5$  platí vztah Jakimonův:  $\lambda_{tr} = 0,857 \cdot \log(Re)^{-2,4}$ .

Byl tedy vybrán výpočet pro součinitel tření:

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25} = 0,316 \cdot 36079,62^{-0,25} = 0,023 \quad (9.6)$$

Hustota spalin pro střední teplotu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} = 1,42 \cdot \frac{273,15}{1308,8 + 273,15} = 0,25 \frac{kg}{m^3} \quad (9.7)$$

kde:

- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}C$ ] je střední teplota spalin ve spalovací komoře vypočítaná v rovnici (4.8).

Tlaková ztráta třením:

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} \\ \Delta p_t &= 0,023 \cdot \frac{13,5}{2,28} \cdot 0,25 \cdot \frac{4^2}{2} \cdot \left( \frac{1308,8 + 273,15}{180 + 273,15} \right) = 0,55 Pa \end{aligned} \quad (9.8)$$

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu – zde výška spalovací komory.
- $t_{tr}$  [ $^{\circ}C$ ] je teplota povrchu trubek.

### 9.1.2 Místní ztráty I. tahu

Celková místní ztráta byla vypočtena součtem jednotlivých ztrát:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mz} &= \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = \xi_1 \cdot \frac{w_{SP,SK}^{stř2}}{2} \cdot \rho_{SP,SK} + (\xi_2 + \xi_3 + \xi_4) \cdot \frac{w_{SP,ok}^2}{2} \cdot \rho_{SP,ok} \\ \Delta p_{mz} &= 0,05 \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 0,25 + (0,29 + 0,05 + 1,8) \cdot \frac{7^2}{2} \cdot 0,40 = 21,17 Pa \end{aligned} \quad (9.9)$$

kde:

- $w_{SP,SK}^{stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve spalovací komoře, tedy stejná jako v rovnici (9.7).
- $w_{SP,ok}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost ve výstupním okně, jejíž hodnota byla zvolena v kapitole 4.
- $\rho_{SP,SK}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin ve spalovací komoře – v tomto případě byla hodnota vypočtena v rovnici (9.7).
- $\rho_{SP,ok}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin ve výstupním okně, jejíž hodnota byla vypočtena obdobně jako v rovnici (9.7).

- $\xi_1 [-]$  je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti přívodu sekundárního vzduchu
- $\xi_2 [-]$  je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z I. tahu do okna
- $\xi_3 [-]$  je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti vstupu do II. tahu z okna
- $\xi_4 [-]$  je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z I. do II. tahu:

$$\xi_4 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 \quad (9.10)$$

- $x_2 [-]$  je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o  $180^\circ$ .

### 9.1.3 Vztlaková ztráta I. tahu

Tato ztráta vzniká tehdy, pokud působí proti směru proudění spalín.

Vztlaková ztráta:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g$$

$$\Delta p_{vz} = 13,5 \cdot \left( 1,19 - 1,42 \cdot \frac{273,15}{1308,8 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = 125,11 \text{ Pa} \quad (9.11)$$

kde:

- $z [m]$  je rozdíl vertikální vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – pro tuto rovnici se rovná výšce spalovací komory.
- $\rho_{vz} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20^\circ C$ .
- $\rho_{SP} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota spalín vypočítaná v rovnici (9.1).
- $t_{SP}^{stř} [^\circ C]$  je střední teplota spalín ve spalovací komoře vypočítaná v rovnici (4.8).
- $g [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení

### 9.1.4 Celková tlaková ztráta I. tahu

Celková ztráta je dána součtem dílčích ztrát. Ovšem vypočtená hodnota byla uvažována pro čisté prostředí. U spalín obsahujících popílek o koncentraci  $C$  se tlaková ztráta pro čisté prostředí přepočítává na skutečnou.

Celková tlaková ztráta pro čisté prostředí:

$$\Delta p_I = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_{vz} = 0,55 + 21,17 + 125,11 = 146,83 \text{ Pa} \quad (9.12)$$

Skutečná tlaková ztráta:

$$\Delta p_{I,skut} = \Delta p_I \cdot (1 + C) = 146,83 \cdot (1 + 0,01) = 148,37 \text{ Pa} \quad (9.13)$$

## 9.2 Tlakové ztráty II. tahu

Celková tlaková ztráta II. tahu byla vypočtena součtem dílčích ztrát, tedy třecími ztrátami, místními ztrátami a tlakovou ztrátou vzniklou vztlakem.

### 9.2.1 Ztráta třením ve II. tahu

Tato ztráta byla určena stejným principem jako v předchozím tahu.

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{6,21 \cdot 1,2}{13,1 \cdot 10^{-5}} = 56922,51 \quad (9.14)$$

kde:

- $d_e [m]$  je ekvivalentní průměr kanálu vypočítaný v rovnici (5.12).
- $w_{SP}^{stř} [m \cdot s^{-1}]$  je střední rychlost spalín ve II. tahu vypočítaná v rovnici (5.4).

Následně byl vybrán vzorec pro součinitel tření dle

- Pro laminární proudění  $Re < 2300$  platí vztah:  $\lambda_{tr} = 64 \cdot Re^{-1}$ .
- Pro  $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$  platí vztah Blasiusův:  $\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ .
- Pro  $Re > 10^5$  platí vztah Jakimonův:  $\lambda_{tr} = 0,857 \cdot \log(Re)^{-2,4}$ .

Byl tedy vybrán výpočet pro součinitel tření:

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25} = 0,316 \cdot 56922,51^{-0,25} = 0,02 \quad (9.15)$$

Hustota spalin pro střední teplotu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} = 1,42 \cdot \frac{273,15}{786,8 + 273,15} = 0,37 \frac{kg}{m^3} \quad (9.16)$$

kde:

- $t_{SP}^{stř}$  [°C] je střední teplota spalin ve II. tahu vypočítaná v rovnici (5.1).

Tlaková ztráta třením:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p_t = 0,02 \cdot \frac{8,2}{1,2} \cdot 0,37 \cdot \frac{6,21^2}{2} \cdot \left( \frac{786,8 + 273,15}{180 + 273,15} \right) = 1,62 Pa \quad (9.17)$$

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu – shodná s výškou II. tahu.
- $t_{tr}$  [°C] je teplota povrchu trubek – stejná jako při výpočtu v rovnici (9.8).

### 9.2.2 Místní ztráta II. tahu

Celková místní ztráta byla vypočtena součtem jednotlivých ztrát:

$$\Delta p_{mz} = \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{w_{SP,ok}^2}{2} \cdot \rho_{SP,II,out}$$

$$\Delta p_{mz} = (0,05 + 1,8) \cdot \frac{8^2}{2} \cdot 0,43 = 25,58 Pa \quad (9.18)$$

kde:

- $w_{SP,ok}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost ve výstupním okně z II.tahu, jejíž hodnota byla zvolena v kapitole 5.
- $\rho_{SP,II,out}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin ve II.tahu určena pro teplotu spalin na konci tohoto tahu podle rovnice (9.7).
- $\xi_1$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti z výstupu z II. tahu do obratové komory
- $\xi_2$  [–] je ztrátový součinitel změny směru proudění v obratové komoře mezi II. a III. tahem:

$$\xi_2 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 \quad (9.19)$$

- $x_2$  [–] je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o 180 °.

### 9.2.3 Vztlaková ztráta II. tahu

Vztlaková ztráta:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g$$

$$\Delta p_{vz} = -8,2 \cdot \left( 1,19 - 1,42 \cdot \frac{273,15}{786,8 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = -66,27 \text{ Pa} \quad (9.20)$$

kde:

- $z$  [m] je rozdíl vertikální vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – pro tuto rovnici se rovná výšce II. tahu.
- $\rho_{vz}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20$  °C.
- $\rho_{SP}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin vypočítaná v rovnici (9.1).
- $t_{SP}^{stř}$  [°C] je střední teplota spalin ve II. tahu vypočítaná v rovnici (5.1).
- $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] je tíhové zrychlení

### 9.2.4 Celková tlaková ztráta II. tahu

Celková tlaková ztráta byla určena součtem dílčích ztrát a poté upravena na hodnotu skutečnou pro prostředí obsahující popílek o koncentraci  $C$ .

Celková tlaková ztráta pro čisté prostředí:

$$\Delta p_{II} = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_{vz} = 1,62 + 25,58 - 66,27 = -39,08 \text{ Pa} \quad (9.21)$$

Skutečná tlaková ztráta:

$$\Delta p_{II,skut} = \Delta p_{II} \cdot (1 + C) = -39,08 \cdot (1 + 0,01) = -39,49 \text{ Pa} \quad (9.22)$$

## 9.3 Tlakové ztráty III. tahu

Postup výpočtu dílčích ztrát III. tahu byl stejný, s výjimkou přidání výpočtu ztráty způsobené prouděním spalin okolo svazků ekonomizérů 4 a 3.

### 9.3.1 Ztráta třením III.tahu

Tato ztráta byla určena stejným principem jako v předchozím tahu.

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{5,33 \cdot 1,2}{6,53 \cdot 10^{-5}} = 97829,08 \quad (9.23)$$

kde:

- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu vypočítaný v rovnici (6.13).
- $w_{SP}^{stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve III. tahu vypočítaná v rovnici (6.5).

Následně byl vybrán vzorec pro součinitel tření dle

- Pro laminární proudění  $Re < 2300$  platí vztah:  $\lambda_{tr} = 64 \cdot Re^{-1}$ .
- Pro  $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$  platí vztah Blasiusův:  $\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ .
- Pro  $Re > 10^5$  platí vztah Jakimonův:  $\lambda_{tr} = 0,857 \cdot \log(Re)^{-2,4}$ .

Byl tedy vybrán výpočet pro součinitel tření:

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25} = 0,316 \cdot 97829,08^{-0,25} = 0,018 \quad (9.24)$$

Hustota spalin pro střední teplotu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} = 1,42 \cdot \frac{273,15}{635,37 + 273,15} = 0,43 \frac{kg}{m^3} \quad (9.25)$$

kde:

- $t_{SP}^{stř}$  [°C] je střední teplota spalin ve III. tahu vypočítaná v rovnici (6.3).

Tlaková ztráta třením:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p_t = 0,018 \cdot \frac{8,2}{1,2} \cdot 0,43 \cdot \frac{5,33^2}{2} \cdot \left( \frac{635,37 + 273,15}{180 + 273,15} \right) = 1,11 \text{ Pa} \quad (9.26)$$

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu – shodná s výškou III. tahu.
- $t_{tr}$  [°C] je teplota povrchu trubek – stejná jako při výpočtu v rovnici (9.8).

### 9.3.2 Místní ztráty III. tahu

Hustota spalin na konci III. tahu:

$$\rho_{SP,III,out} = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,III,out} + 273,15} = 1,42 \cdot \frac{273,15}{576,5 + 273,15} = 0,46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (9.27)$$

kde:

- $t_{SP,III,out}$  [°C] je teplota spalin na konci III. tahu.

Rychlost spalin na konci III. tahu:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP,III,out} + 273,15}{273,15} \right)}{a_{stř} \cdot b_{stř}} = \frac{4,15 \cdot \left( \frac{576,5 + 273,15}{273,15} \right)}{0,63 \cdot 3,2} = 6,40 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9.28)$$

kde:

- $M_{SP}$  [m<sup>3</sup> · s<sup>-1</sup>] je objemový průtok spalin vypočítaný v rovnici (4.7).
- Rozměry  $a_{stř}$ ,  $b_{stř}$  [m] jsou střední rozměry v oblasti přechodového kanálu mezi třetím a čtvrtým tahem.

Celková místní ztráta:

$$\Delta p_{mz} = \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP,III,out}$$

$$\Delta p_{mz} = (0,1 + 0,7 + 1,8) \cdot \frac{6,40^2}{2} \cdot 0,46 = 24,35 \text{ Pa} \quad (9.29)$$

kde:

- $\xi_1$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti z výstupu z III. tahu do převáděcího kanálu
- $\xi_2$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z převáděcího kanálu do IV. tahu
- $\xi_3$  [–] je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z III. do IV. tahu:

$$\xi_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 \quad (9.30)$$

○  $x_2$  [–] je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o 180 °.

### 9.3.3 Místní ztráty obtékáním svazku EKO 4

$$\Delta p = \frac{w_{SP,EKO4}^2}{2} \cdot \rho_{SP,EKO4} \cdot \left( \frac{t_{SP,EKO4,stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{7^2}{2} \cdot 0,53 \cdot \left( \frac{463,75 + 273,15}{180 + 273,15} \right)^{0,583} = 17,13 \text{ Pa} \quad (9.31)$$

kde:

- $\rho_{SP,EKO4} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP,EKO4,stř}$ , jejíž hodnota byla vypočtena obdobně jako v rovnici (9.27).
- $w_{SP,EKO4} [m \cdot s^{-1}]$  je střední rychlost spalin v oblasti ekonomizéru 4.

Místní ztráta obtékáním svazku EKO 4:

$$\Delta p_{EKO4} = \Delta p \cdot x \cdot n_{řad} = 17,13 \cdot 0,6 \cdot 24 = 246,68 \text{ Pa} \quad (9.32)$$

kde:

- $x [-]$  respektuje vliv uspořádání trubek a Reynoldsovo číslo, tato hodnota byla odečtena z grafu [6].
- $n_{řad} [-]$  je počet řad z tabulky 6.3.

### 9.3.4 Místní ztráty obtékáním svazku EKO 3

$$\Delta p = \frac{w_{SP,EKO3}^2}{2} \cdot \rho_{SP,EKO3} \cdot \left( \frac{t_{SP,EKO3,stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{7^2}{2} \cdot 0,69 \cdot \left( \frac{286,43 + 273,15}{180 + 273,15} \right)^{0,583} = 19,21 \text{ Pa} \quad (9.31)$$

kde:

- $\rho_{SP,EKO3} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP,EKO3,stř}$ , jejíž hodnota byla vypočtena obdobně jako v rovnici (9.27).
- $w_{SP,EKO3} [m \cdot s^{-1}]$  je střední rychlost spalin v oblasti ekonomizéru 3.

Místní ztráta obtékáním svazku EKO 3:

$$\Delta p_{EKO3} = \Delta p \cdot x \cdot n_{řad} = 19,21 \cdot 0,5 \cdot 24 = 230,57 \text{ Pa} \quad (9.32)$$

kde:

- $x [-]$  respektuje vliv uspořádání trubek a Reynoldsovo číslo, tato hodnota byla odečtena z grafu [6].
- $n_{řad} [-]$  je počet řad z tabulky 6.6.

### 9.3.5 Vztlaková ztráta III. tahu

Vztlaková ztráta:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g$$

$$\Delta p_{vz} = -8,2 \cdot \left( 1,19 - 1,42 \cdot \frac{273,15}{576,5 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = -61,37 \text{ Pa} \quad (9.33)$$

kde:

- $z [m]$  je rozdíl vertikální vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – pro tuto rovnici se rovná výšce III. tahu.
- $\rho_{vz} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- $\rho_{SP} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota spalin vypočítaná v rovnici (9.1).
- $t_{SP}^{stř} [^\circ\text{C}]$  je střední teplota spalin ve III. tahu vypočítaná v rovnici (6.3).
- $g [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení

### 9.3.6 Celková ztráta spalin ve III. tahu

Celková tlaková ztráta byla určena součtem dílčích ztrát a poté upravena na hodnotu skutečnou pro prostředí obsahující popílek o koncentraci C.

Celková tlaková ztráta pro čisté prostředí:

$$\begin{aligned}\Delta p_{III} &= \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_{vz} + \Delta p_{EKO4} + \Delta p_{EKO3} \\ \Delta p_{III} &= 1,11 + 24,35 - 61,37 + 246,68 + 230,57 = 441,34 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (9.34)$$

Skutečná tlaková ztráta:

$$\Delta p_{III,skut} = \Delta p_{III} \cdot (1 + C) = 441,34 \cdot (1 + 0,01) = 445,95 \text{ Pa}\quad (9.35)$$

### 9.4 Tlakové ztráty IV. tahu

Celková tlaková ztráta IV. tahu byla vypočtena součtem dílčích ztrát, tedy třecími ztrátami, místními ztrátami a tlakovou ztrátou vzniklou vztlakem. Dále zde vznikli ztráty prouděním spalin okolo svazků ekonomizérů 2 a 1.

#### 9.4.1 Ztráta třením IV. tahu

Tato ztráta byla určena stejným principem jako v předchozím tahu.

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4,58 \cdot 0,8}{4,40 \cdot 10^{-5}} = 83238,05\quad (9.36)$$

kde:

- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu vypočítaný v rovnici (7.13).
- $w_{SP}^{stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve IV. tahu vypočítaná v rovnici (7.5).

Následně byl vybrán vzorec pro součinitel tření dle

- Pro laminární proudění  $Re < 2300$  platí vztah:  $\lambda_{tr} = 64 \cdot Re^{-1}$ .
- Pro  $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$  platí vztah Blasiovův:  $\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ .
- Pro  $Re > 10^5$  platí vztah Jakimonův:  $\lambda_{tr} = 0,857 \cdot \log(Re)^{-2,4}$ .

Byl tedy vybrán výpočet pro součinitel tření:

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot Re^{-0,25} = 0,316 \cdot 83238,05^{-0,25} = 0,019\quad (9.37)$$

Hustota spalin pro střední teplotu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} = 1,42 \cdot \frac{273,15}{215,19 + 273,15} = 0,79 \frac{kg}{m^3}\quad (9.38)$$

kde:

- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}C$ ] je střední teplota spalin ve IV. tahu vypočítaná v rovnici (7.3).

Tlaková ztráta třením:

$$\begin{aligned}\Delta p_t &= \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} \\ \Delta p_t &= 0,019 \cdot \frac{8,2}{1,2} \cdot 0,79 \cdot \frac{4,58^2}{2} \cdot \left( \frac{215,19 + 273,15}{180 + 273,15} \right) = 1,66 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (9.39)$$

kde:

- L [m] je délka kanálu – shodná s výškou IV. tahu.
- $t_{tr}$  [ $^{\circ}C$ ] je teplota povrchu trubek – stejná jako při výpočtu v rovnici (9.8).

#### 9.4.2 Místní ztráty IV. tahu

Hustota spalin na konci IV. tahu:

$$\rho_{SP,IV,out} = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,IV,out} + 273,15} = 1,42 \cdot \frac{273,15}{207,62 + 273,15} = 0,81 \frac{kg}{m^3} \quad (9.40)$$

kde:

- $t_{SP,IV,out}$  [°C] je teplota spalin na konci IV. tahu.

Rychlost spalin na konci IV. tahu:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP,IV,out} + 273,15}{273,15} \right)}{a_{IV} \cdot b_{IV}} = \frac{4,15 \cdot \left( \frac{207,62 + 273,15}{273,15} \right)}{0,45 \cdot 3,6} = 4,51 \frac{m}{s} \quad (9.41)$$

kde:

- $M_{SP}$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] je objemový průtok spalin vypočítaný v rovnici (4.7).
- Rozměry  $a_{IV}$ ,  $b_{IV}$  [m] jsou rozměry IV. tahu.

Celková místní ztráta:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mz} &= \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP,IV,out} \\ \Delta p_{mz} &= (0,25 + 0,6) \cdot \frac{4,51^2}{2} \cdot 0,81 = 6,97 Pa \end{aligned} \quad (9.42)$$

kde:

- $\xi_1$  [-] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti z výstupu z IV. tahu do výstupu kotle
- $\xi_2$  [-] je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z IV. tahu do výstupu kotle:

$$\xi_2 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,5 = 0,6 \quad (9.43)$$

- $x_2$  [-] je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o 90 °.

#### 9.4.3 Místní ztráty obtékáním svazku EKO 2

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{w_{SP,EKO2}^2}{2} \cdot \rho_{SP,EKO2} \cdot \left( \frac{t_{SP,EKO2,stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} \\ \Delta p &= \frac{7^2}{2} \cdot 0,83 \cdot \left( \frac{194,81 + 273,15}{180 + 273,15} \right)^{0,583} = 20,70 Pa \end{aligned} \quad (9.44)$$

kde:

- $\rho_{SP,EKO2}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP,EKO2,stř}$ , jejíž hodnota byla vypočtena obdobně jako v rovnici (9.27).
- $w_{SP,EKO2}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin v oblasti ekonomizéru 2.

Místní ztráta obtékáním svazku EKO 2:

$$\Delta p_{EKO2} = \Delta p \cdot x \cdot n_{řad} = 20,70 \cdot 0,5 \cdot 24 = 248,42 Pa \quad (9.45)$$

kde:

- $x$  [-] respektuje vliv uspořádání trubek a Reynoldsovo číslo, tato hodnota byla odečtena z grafu [6].
- $n_{řad}$  [-] je počet řad z tabulky 7.3.



#### 9.4.4 Místní ztráty obtékáním svazku EKO 1

$$\Delta p = \frac{w_{SP,EKO1}^2}{2} \cdot \rho_{SP,EKO1} \cdot \left( \frac{t_{SP,EKO1,stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{7^2}{2} \cdot 0,87 \cdot \left( \frac{171,82 + 273,15}{180 + 273,15} \right)^{0,583} = 21,14 \text{ Pa} \quad (9.46)$$

kde:

- $\rho_{SP,EKO1} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP,EKO1,stř}$ , jejíž hodnota byla vypočtena obdobně jako v rovnici (9.27).
- $w_{SP,EKO1} [m \cdot s^{-1}]$  je střední rychlost spalin v oblasti ekonomizéru 1.

Místní ztráta obtékáním svazku EKO 1:

$$\Delta p_{EKO1} = \Delta p \cdot x \cdot n_{řad} = 21,14 \cdot 0,4 \cdot 42 = 355,17 \text{ Pa} \quad (9.47)$$

kde:

- $x [-]$  respektuje vliv uspořádání trubek a Reynoldsovo číslo, tato hodnota byla odečtena z grafu [6].
- $n_{řad} [-]$  je počet řad z tabulky 7.6.

#### 9.4.5 Vztlaková ztráta IV. tahu

Vztlaková ztráta:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g$$

$$\Delta p_{vz} = -8,2 \cdot \left( 1,19 - 1,42 \cdot \frac{273,15}{215,19 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = -31,80 \text{ Pa} \quad (9.48)$$

kde:

- $z [m]$  je rozdíl vertikální vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – pro tuto rovnici se rovná výšce IV. tahu.
- $\rho_{vz} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- $\rho_{SP} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota spalin vypočítaná v rovnici (9.1).
- $t_{SP}^{stř} [^\circ\text{C}]$  je střední teplota spalin ve IV. tahu vypočítaná v rovnici (7.3).
- $g [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení

#### 9.4.6 Celková ztráta spalin ve IV. tahu

Celková tlaková ztráta byla určena součtem dílčích ztrát a poté upravena na hodnotu skutečnou pro prostředí obsahující popílek o koncentraci C.

Celková tlaková ztráta pro čisté prostředí:

$$\Delta p_{IV} = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_{vz} + \Delta p_{EKO2} + \Delta p_{EKO1}$$

$$\Delta p_{IV} = 1,66 + 6,97 - 31,80 + 248,42 + 355,17 = 580,43 \text{ Pa} \quad (9.49)$$

Skutečná tlaková ztráta:

$$\Delta p_{IV,skut} = \Delta p_{IV} \cdot (1 + C) = 580,43 \cdot (1 + 0,01) = 586,48 \text{ Pa} \quad (9.50)$$

#### 9.5 Celkové ztráty na straně spalin

Pro přehlednost byly hodnoty zobrazeny v tabulce 9.1.

Tab. 9.1 Tlakové ztráty na straně spalin

Parametr	Hodnota [Pa]
Tlaková ztráta na straně spalin I. tahu	148,37
Tlaková ztráta na straně spalin I. tahu	-39,47
Tlaková ztráta na straně spalin I. tahu	445,95
Tlaková ztráta na straně spalin I. tahu	586,48
<b>Celková tlaková ztráta kotle na straně spalin</b>	<b>1141,31</b>

## 10 Hydraulický výpočet kotle

V rámci této kapitoly byly vypočítány tlakové ztráty na straně vody. V celém výpočtu byly používány střední vlastnosti vody stanovené pomocí programu EES. Stanovení jednotlivých ztrát bylo na základě [6]. Použité délkové rozměry byly určeny z výkresu.

### 10.1 Hydraulický výpočet membránové stěny

Výpočet hydraulických ztrát na straně vody bylo nutné z důvodu nesymetrie kotle rozdělit na dvě části – čelní a boční strana kotle. Pomocné parametry k výpočtům byly zobrazeny v tabulce 10.1 níže.

Tab. 10.1 Vlastnosti vody v membránové stěně

Parametr	Hodnota
Délka potrubí v čelní straně – $L_{\check{c}}$ [m]	27
Délka potrubí v boční straně – $L_b$ [m]	29,64
Rychlost vody v čelní straně – $w_{v,\check{c}}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,29
Rychlost vody v boční straně – $w_{v,b}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,74
Rychlost vody v převáděcím potrubí – $w_{v, sběr}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,89
Hustota vody – $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	970
Součinitel kinematické viskozity – $\nu$ [ $m^2 \cdot s$ ]	$0,34 \cdot 10^{-6}$
Vnitřní průměr trubek – $d$ [m]	0,0523

#### 10.1.1 Čelní strana membránové stěny kotle

Celková ztráta čelní strany membránové stěny kotle byla vypočtena součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy ztráty délkové, ztráty místní a ztráty dynamickým tlakem.

První dílčí ztrátou byla ztráta délková. Nejprve bylo nutné znát Reynoldsovo číslo, pomocí kterého a průměru trubky byl následně určen součinitel tření  $\lambda$  [–] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{v,\check{c}} \cdot d}{\nu} = \frac{1,29 \cdot 0,0523}{0,34 \cdot 10^{-6}} = 198546,18 \quad (10.1)$$

Délková ztráta:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{L_{\check{c}}}{d} \cdot \frac{w_{v,\check{c}}^2}{2} \cdot \rho = 0,019 \cdot \frac{27}{0,0523} \cdot \frac{1,29^2}{2} \cdot 970 = 7912,03 \text{ Pa} \quad (10.2)$$

Další vypočtená dílčí ztráta byla ztráta místní, která záleží na součiniteli místního odporu  $\xi$  [–], který byl uvažován na vstupu, pro trubky mezi vstupem a výstupem a na výstupu. Hodnota součinitele místního odporu na vstupu se volí dle [6] rovna 4, na výstupu rovna 0,7 a pro trubky mezi nimi se odhadne interpolací.

Místní ztráta:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \frac{w_{v,\check{c}}^2}{2} \cdot \rho = 7 \cdot \frac{1,29^2}{2} \cdot 970 = 5649,62 \text{ Pa} \quad (10.3)$$

Poslední dílčí ztrátou byla ztráta dynamickým tlakem, který záleží na náhlé změně rychlosti. Což nastává změnou průřezu trubek. V tomto případě byly průřezy voleny, aby vyvolali co nejmenší změnu rychlosti. Jedná se o napojení na převáděcí potrubí, které bylo zvoleno o průměru 0,273 m, kde se rychlost vody rovná  $w_{v, sběr} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\Delta p_d = \frac{w_{v, sběr}^2 - w_{v,\check{c}}^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,89^2 - 1,29^2}{2} \cdot 970 = 925,38 \text{ Pa} \quad (10.4)$$

Tedy celková tlaková ztráta čelní stěny kotle:

$$\Delta p_{\check{c}} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi} + \Delta p_d = 7319,03 + 5649,62 + 925,38 = 14487,02 \text{ Pa} \quad (10.5)$$

**10.1.2 Boční strana membránové stěny kotle**

Celková ztráta boční strany membránové stěny kotle byla vypočtena součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy ztráty délkové, ztráty místní a ztráty dynamickým tlakem.

První dílčí ztrátou byla ztráta délková. Nejprve bylo nutné znát Reynoldsovo číslo, pomocí kterého a průměru trubky byl následně určen součinitel tření  $\lambda$  [-] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{v,b} \cdot d}{\nu} = \frac{1,74 \cdot 0,0523}{0,34 \cdot 10^{-6}} = 267806,47 \quad (10.6)$$

Délková ztráta:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{L_b}{d} \cdot \frac{w_{v,b}^2}{2} \cdot \rho = 0,019 \cdot \frac{29,64}{0,0523} \cdot \frac{1,74^2}{2} \cdot 970 = 15802,34 \text{ Pa} \quad (10.7)$$

Další vypočtená dílčí ztráta byla ztráta místní, která záleží na součiniteli místního odporu  $\xi$  [-], který byl uvažován na vstupu, pro trubky mezi vstupem a výstupem a na výstupu. Hodnota součinitele místního odporu na vstupu se volí dle [6] rovna 4, na výstupu rovna 0,7 a pro trubky mezi nimi se odhadne interpolací.

Místní ztráta:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \frac{w_{v,b}^2}{2} \cdot \rho = 7,1 \cdot \frac{1,74^2}{2} \cdot 970 = 10425,54 \text{ Pa} \quad (10.8)$$

Poslední dílčí ztrátou byla ztráta dynamickým tlakem, který záleží na náhlé změně rychlosti. Což nastává změnou průřezu trubek. V tomto případě byly průřezy voleny, aby vyvolali co nejmenší změnu rychlosti. Jedná se o napojení na převáděcí potrubí, které bylo zvoleno o průměru 0,273 m, kde se rychlost vody rovná  $w_{v, sběr} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\Delta p_d = \frac{w_{v, sběr}^2 - w_{v,b}^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,89^2 - 1,74^2}{2} \cdot 970 = 264,10 \text{ Pa} \quad (10.9)$$

Tedy celková tlaková ztráta boční stěny kotle:

$$\Delta p_b = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi} + \Delta p_d = 15802,34 + 10425,54 + 264,10 = 26491,96 \text{ Pa} \quad (10.10)$$

**10.1.3 Celková ztráta membránové stěny**

Poslední dílčí ztrátou byla ztráta zdvihovou prací, která byla počítaná pro membránovou stěnu celkově. Jedná se o rozdíl potenciálních energií.

Ztráta zdvihovou prací:

$$\Delta p_h = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g = 14 \cdot 970 \cdot 9,81 = 133219,8 \text{ Pa} \quad (10.11)$$

kde:

- $h_2 - h_1$  [m] je rozdíl počáteční a koncové výšky trubky.
- $g$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ] je gravitační konstanta.

Tedy celková ztráta membránové stěny:

$$\Delta p_{MS} = \Delta p_{\xi} + \Delta p_b + \Delta p_h$$

$$\Delta p_{MS} = 14487,02 + 26491,96 + 133219,8 = 174198,79 \text{ Pa} \quad (10.12)$$

## 10.2 Hydraulický výpočet ekonomizéru 4

Pomocné parametry k výpočtům byly zobrazeny v tabulce 10.2. I pro zjištění celkové tlakové ztráty ekonomizéru 4 byly nejprve vypočteny jednotlivé dílčí ztráty, tedy ztráta délková, ztráta místní, ztráta dynamickým tlakem a ztráta zdvihovou prací.

Tab. 10.2 Vlastnosti vody v ekonomizéru 4

Parametr	Hodnota
Délka potrubí – $L$ [m]	64,8
Rychlost vody – $w_v$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,3
Rychlost vody v převáděcím potrubí – $w_{v, sběr}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,89
Výška ekonomizéru – $h$ [m]	2
Hustota vody – $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	944
Součinitel kinematické viskozity – $\nu$ [ $m^2 \cdot s$ ]	$0,247 \cdot 10^{-6}$
Vnitřní průměr trubek – $d$ [m]	0,03

### 10.2.1 Délková ztráta

Nejprve bylo vypočteno Reynoldsovo číslo, na základě kterého a průměru trubky byl určen součinitel tření  $\lambda$  [–] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,03}{0,247 \cdot 10^{-6}} = 157894,74 \quad (10.13)$$

Délková ztráta:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 0,022 \cdot \frac{64,8}{0,03} \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 944 = 37\,905,75 \text{ Pa} \quad (10.14)$$

### 10.2.2 Místní ztráta

Místní ztráty ekonomizéru záleží na místních odporech, které byly uvažovány dle [6]. Hodnota místního odporu na vstupu se rovná 4, na výstupu 0,7 a pro trubky mezi nimi byla hodnota odhadnuta metodou interpolace.

Místní ztráta:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 6,7 \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 944 = 5344,46 \text{ Pa} \quad (10.15)$$

### 10.2.3 Ztráta dynamickým tlakem

Ztráta dynamickým tlakem, který záleží na náhlé změně rychlosti. Což nastává změnou průřezu trubek. V tomto případě byly průřezy opět voleny, aby vyvolali co nejmenší změnu rychlosti. Jedná se o napojení na převáděcí potrubí, které bylo zvoleno o průměru 0,273 m, kde se rychlost vody rovná  $w_{v, sběr} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\Delta p_d = \frac{w_{v, sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,89^2 - 1,3^2}{2} \cdot 944 = 888,35 \text{ Pa} \quad (10.16)$$

### 10.2.4 Ztráta zdvihovou prací

Voda v tomto ekonomizéru teče směrem nahoru, proto tato ztráta bude navyšovat celkovou tlakovou ztrátu na straně vody.

Ztráta zdvihovou prací:

$$\Delta p_h = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g = 2 \cdot 944 \cdot 9,81 = 18521,28 \text{ Pa} \quad (10.17)$$

kde:

- $h_2 - h_1$  [m] je výška ekonomizéru
- $g$  [ $m^2 \cdot s$ ] je gravitační konstanta.

### 10.2.5 Celková tlaková ztráta ekonomizéru 4

Celková tlaková ztráta ekonomizéru je dána součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy:

$$\begin{aligned} \Delta p_{EKO4} &= \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi + \Delta p_d + \Delta p_h \\ \Delta p_{EKO4} &= 37905,75 + 5344,46 + 888,35 + 18521,28 = 44138,56 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (10.18)$$

### 10.3 Hydraulický výpočet ekonomizéru 3

Pomocné parametry k výpočtům byly zobrazeny v tabulce 10.3. I pro zjištění celkové tlakové ztráty ekonomizéru 3 byly nejprve vypočteny jednotlivé dílčí ztráty, tedy ztráta délková, ztráta místní, ztráta dynamickým tlakem a ztráta zdvihovou prací.

Tab. 10.3 Vlastnosti vody v ekonomizéru 3

Parametr	Hodnota
Délka potrubí – $L$ [m]	129,6
Rychlost vody – $w_v$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,3
Rychlost vody v převáděcím potrubí – $w_{v, sběr}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,89
Výška ekonomizéru – $h$ [m]	2
Hustota vody – $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	951
Součinitel kinematické viskozity – $\nu$ [ $m^2 \cdot s$ ]	$0,273 \cdot 10^{-6}$
Vnitřní průměr trubek – $d$ [m]	0,03

#### 10.3.1 Délková ztráta

Nejprve bylo vypočteno Reynoldsovo číslo, na základě kterého a průměru trubky byl určen součinitel tření  $\lambda$  [–] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,03}{0,273 \cdot 10^{-6}} = 142857,14 \quad (10.19)$$

Délková ztráta:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 0,022 \cdot \frac{129,6}{0,03} \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 951 = 76373,67 \text{ Pa} \quad (10.20)$$

#### 10.3.2 Místní ztráta

Místní ztráty ekonomizéru záleží na místních odporech, které byly uvažovány dle [6]. Hodnota místního odporu na vstupu se rovná 4, na výstupu 0,7 a pro trubky mezi nimi byla hodnota odhadnuta metodou interpolace.

Místní ztráta:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 7,1 \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 951 = 5705,52 \text{ Pa} \quad (10.21)$$

#### 10.3.3 Ztráta dynamickým tlakem

I v tomto případě byl zvolen průměr převáděcího potrubí 0,273 m, kde bude rychlost dosahovat hodnoty  $w_{v, sběr} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\Delta p_d = \frac{w_{v, sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,89^2 - 1,3^2}{2} \cdot 951 = 894,94 \text{ Pa} \quad (10.22)$$

### 10.3.4 Ztráta zdvihovou prací

Voda v tomto ekonomizéru teče směrem nahoru, proto tato ztráta bude navyšovat celkovou tlakovou ztrátu na straně vody.

Ztráta zdvihovou prací:

$$\Delta p_h = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g = 2 \cdot 951 \cdot 9,81 = 18658,62 \text{ Pa} \quad (10.23)$$

kde:

- $h_2 - h_1$  [m] je výška ekonomizéru
- $g$  [ $m^2 \cdot s$ ] je gravitační konstanta.

### 10.3.5 Celková tlaková ztráta ekonomizéru 3

Celková tlaková ztráta ekonomizéru je dána součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy:

$$\begin{aligned} \Delta p_{EK03} &= \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi + \Delta p_d + \Delta p_h \\ \Delta p_{EK03} &= 76373,67 + 5705,52 + 894,94 + 18658,62 = 82974,13 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (10.24)$$

## 10.4 Hydraulický výpočet ekonomizéru 2

Pomocné parametry k výpočtům byly zobrazeny v tabulce 10.4. I pro zjištění celkové tlakové ztráty ekonomizéru 2 byly nejprve vypočteny jednotlivé dílčí ztráty, tedy ztráta délková, ztráta místní, ztráta dynamickým tlakem a ztráta zdvihovou prací.

Tab. 10.4 Vlastnosti vody v ekonomizéru 2

Parametr	Hodnota
Délka potrubí – $L$ [m]	129,6
Rychlost vody – $w_v$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,3
Rychlost vody v převáděcím potrubí – $w_{v, sběr}$ [ $m \cdot s^{-1}$ ]	1,89
Výška ekonomizéru – $h$ [m]	2
Hustota vody – $\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]	956,7
Součinitel kinematické viskozity – $\nu$ [ $m^2 \cdot s$ ]	$0,29 \cdot 10^{-6}$
Vnitřní průměr trubek – $d$ [m]	0,03

### 10.4.1 Délková ztráta

Nejprve bylo vypočteno Reynoldsovo číslo, na základě kterého a průměru trubky byl určen součinitel tření  $\lambda$  [–] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,03}{0,29 \cdot 10^{-6}} = 134482,76 \quad (10.25)$$

Délková ztráta:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 0,021 \cdot \frac{129,6}{0,03} \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 956,7 = 73339,09 \text{ Pa} \quad (10.26)$$

### 10.4.2 Místní ztráta

Místní ztráty ekonomizéru záleží na místních odporech, které byly uvažovány dle [6]. Hodnota místního odporu na vstupu se rovná 4, na výstupu 0,7 a pro trubky mezi nimi byla hodnota odhadnuta metodou interpolace.

Místní ztráta:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 6,9 \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 956,7 = 5578,04 \text{ Pa} \quad (10.27)$$

**10.4.3 Ztráta dynamickým tlakem**

Opět byl zvolen průměr převáděcího potrubí 0,273 m, kde bude rychlost dosahovat hodnoty  $w_{v, sběr} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\Delta p_d = \frac{w_{v, sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,89^2 - 1,3^2}{2} \cdot 956,7 = 900,30 \text{ Pa} \quad (10.28)$$

**10.4.4 Ztráta zdvihovou prací**

Voda v tomto ekonomizéru teče směrem dolů, proto tato ztráta bude přínosem, tedy bude snižovat celkovou tlakovou ztrátu na straně vody.

Ztráta zdvihovou prací:

$$\Delta p_h = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g = (-2) \cdot 956,7 \cdot 9,81 = -18770,45 \text{ Pa} \quad (10.29)$$

kde:

- $h_2 - h_1$  [m] je výška ekonomizéru
- $g$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ] je gravitační konstanta.

**10.4.5 Celková tlaková ztráta ekonomizéru 2**

Celková tlaková ztráta ekonomizéru je dána součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy:

$$\begin{aligned} \Delta p_{EKO2} &= \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi + \Delta p_d + \Delta p_h \\ \Delta p_{EKO2} &= 73339,09 + 5578,04 + 900,30 - 18770,45 = 61046,98 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (10.30)$$

**10.5 Hydraulický výpočet ekonomizéru 1**

Pomocné parametry k výpočtům byly zobrazeny v tabulce 10.5. I pro zjištění celkové tlakové ztráty ekonomizéru 1 byly nejprve vypočteny jednotlivé dílčí ztráty, tedy ztráta délková, ztráta místní, ztráta dynamickým tlakem a ztráta zdvihovou prací.

Tab. 10.5 Vlastnosti vody v ekonomizéru 1

Parametr	Hodnota
Délka potrubí – $L$ [m]	129,6
Rychlost vody – $w_v$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	1,3
Rychlost vody v převáděcím potrubí – $w_{v, sběr}$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	1,89
Výška ekonomizéru – $h$ [m]	2
Hustota vody – $\rho$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	958
Součinitel kinematické viskozity – $\nu$ [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ]	$0,294 \cdot 10^{-6}$
Vnitřní průměr trubek – $d$ [m]	0,03

**10.5.1 Délková ztráta**

Nejprve bylo vypočteno Reynoldsovo číslo, na základě kterého a průměru trubky byl určen součinitel tření  $\lambda$  [–] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,03}{0,294 \cdot 10^{-6}} = 132653,06 \quad (10.31)$$

Délková ztráta:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 0,021 \cdot \frac{129,6}{0,03} \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 958 = 73438,75 \text{ Pa} \quad (10.32)$$

### 10.5.2 Místní ztráta

Místní ztráty ekonomizéru záleží na místních odporech, které byly uvažovány dle [6]. Hodnota místního odporu na vstupu se rovná 4, na výstupu 0,7 a pro trubky mezi nimi byla hodnota odhadnuta metodou interpolace.

Místní ztráta:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 6,8 \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 958 = 5504,67 \text{ Pa} \quad (10.33)$$

### 10.5.3 Ztráta dynamickým tlakem

Opět byl zvolen průměr převáděcího potrubí 0,273 m, kde bude rychlost dosahovat hodnoty  $w_{v, \text{sběr}} = 1,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$\Delta p_d = \frac{w_{v, \text{sběr}}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,89^2 - 1,3^2}{2} \cdot 958 = 901,53 \text{ Pa} \quad (10.34)$$

### 10.5.4 Ztráta zdvihovou prací

Stejně jako u ekonomizéru 2 i zde voda teče směrem dolů, proto tato ztráta bude přínosem, tedy bude snižovat celkovou tlakovou ztrátu na straně vody.

Ztráta zdvihovou prací:

$$\Delta p_h = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g = (-2) \cdot 958 \cdot 9,81 = -18795,96 \text{ Pa} \quad (10.35)$$

kde:

- $h_2 - h_1$  [m] je výška ekonomizéru
- $g$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ] je gravitační konstanta.

### 10.5.5 Celková tlaková ztráta ekonomizéru 1

Celková tlaková ztráta ekonomizéru je dána součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy:

$$\begin{aligned} \Delta p_{EKO1} &= \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi} + \Delta p_d + \Delta p_h \\ \Delta p_{EKO1} &= 73484,75 + 5504,67 + 901,53 - 18795,96 = 61048,98 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (10.36)$$

## 10.6 Hydraulický výpočet pro převáděcí potrubí

Pomocné parametry k výpočtům byly zobrazeny v tabulce 10.6. Tyto parametry byly zvoleny na základě odborné konzultace. I pro zjištění celkové tlakové ztráty převáděcím potrubím byly nejprve vypočteny jednotlivé dílčí ztráty, tedy ztráta délková, ztráta místní, ztráta dynamickým tlakem a ztráta zdvihovou prací.

Tab. 10.6 Vlastnosti vody v převáděcím potrubí

Parametr	Hodnota
Délka potrubí – $L$ [m]	35,8
Rychlost vody v převáděcím potrubí – $w_v$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	1,89
Hustota vody – $\rho$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	953
Součinitel kinematické viskozity – $\nu$ [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}$ ]	$0,27 \cdot 10^{-6}$
Vnitřní průměr trubek – $d$ [m]	0,261

### 10.6.1 Délková ztráta

Nejprve bylo vypočteno Reynoldsovo číslo, na základě kterého a průměru trubky byl určen součinitel tření  $\lambda$  [–] pomocí lineární interpolace z [6].

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,89 \cdot 0,261}{0,27 \cdot 10^{-6}} = 1827000 \quad (10.37)$$



Délková ztráta:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 0,013 \cdot \frac{35,8}{0,03} \cdot \frac{1,89^2}{2} \cdot 953 = 3035,10 \text{ Pa} \quad (10.38)$$

### 10.6.2 Místní ztráta

I místní ztráty převáděcím potrubím záleží na místních odporech, které byly uvažovány dle [6]. Hodnota místního odporu na vstupu se rovná 4, na výstupu 0,7 a pro trubky mezi nimi byla hodnota odhadnuta metodou interpolace.

Místní ztráta:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 7 \cdot \frac{1,89^2}{2} \cdot 953 = 11,914,74 \text{ Pa} \quad (10.39)$$

### 10.6.3 Ztráta dynamickým tlakem

Tato ztráta se pro převáděcí potrubí zanedbává.

### 10.6.4 Ztráta zdvihovou prací

Jedná se o převody mezi jednotlivými ohříváky. Bylo tedy nutné pomocí výkresu sečíst jednotlivé vzdálenosti. Tato vzdálenost vyšla záporná, tudíž lze říci, že ztráta zdvihovou prací bude přínosem, tedy bude snižovat celkovou tlakovou ztrátu na straně vody.

Ztráta zdvihovou prací:

$$\Delta p_h = (h_2 - h_1) \cdot \rho \cdot g = (-0,8) \cdot 953 \cdot 9,81 = -7479,14 \text{ Pa} \quad (10.40)$$

kde:

- $h_2 - h_1$  [m] je finální součet vzdáleností
- $g$  [ $m^2 \cdot s$ ] je gravitační konstanta.

### 10.6.5 Celková tlaková ztráta převáděcím potrubím

Celková tlaková ztráta převáděcím potrubím je dána součtem jednotlivých dílčích ztrát, tedy:

$$\begin{aligned} \Delta p_{tr} &= \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi} + \Delta p_d + \Delta p_h \\ \Delta p_{tr} &= 73484,75 + 5504,67 + 901,53 - 18795,96 = 61048,98 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (10.41)$$

## 10.7 Celková hydraulická ztráta kotle

Celková hydraulická ztráta kotle je dána součtem všech předchozích ztrát, tedy:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \Delta p_{MS} + \Delta p_{EKO4} + \Delta p_{EKO3} + \Delta p_{EKO2} + \Delta p_{EKO1} + \Delta p_{tr} \\ \Delta p &= 174198,79 + 62659,84 + 101632,75 + 61046,98 + 61048,98 \\ &\quad + 7470,69 = 460\,587,34 \text{ Pa} = 460,59 \text{ kPa} = 4,61 \text{ bar} \end{aligned} \quad (10.42)$$

Finální výsledek tlakové ztráty na straně vody byl převeden na bary. Ze zadání víme, že tlak na výstupu je roven 16 barům, tedy pokud k počátečnímu tlaku přičteme vypočítanou hodnotu tlakové ztráty vyjde nám tlak na vstupu roven 20,61 bar.

## ZÁVĚR

Cílem práce byl návrh horkovodního kotle určeného pro spalování RDF, tedy tuhého alternativního paliva. Palivo bylo vybráno dle specifikací odborných konzultací. Požadované parametry byly 150 °C výstupní teplota napájecí vody, 160 °C výstupní teplota spalin a tlak 1,6 MPa.

V úvodních kapitolách byl uveden popis koncepce kotle a byly provedeny přípravné stechiometrické výpočty, dle kterého bylo určeno množství spalin při zvoleném přebytku 1.4. Následně byla stanovena účinnost kotle 92,00 % pomocí nepřímé metody, která je založena na stanovení ztrát v kotli. Dalším krokem byl výpočet množství paliva vstupující do kotle pro dosažení požadovaného výkonu. Následně byla ověřena nízkoteplotní koroze na straně spalin pomocí teploty rosného bodu. Tato teplota vyšla dostatečně pod teplotou odchozích spalin a tudíž lze bezpečně říct, že k nízkoteplotní korozi na straně spalin docházet nebude.

Hlavní náplní práce bylo provedení detailní tepelné bilance kotle spojené s rozměrovým návrhem kotle a jednotlivých teplosměnných ploch.

Prvním krokem byl návrh spalovací komory, kde bylo nutné uvažovat technické podmínky dané vyhláškou č.415/2012 Sb. [7] Jedná se o vyhlášku nařizující proudění spalin spalovací komorou po dobu nejméně dvou sekund, a to při teplotě vyšší než 850 °C. Pro dosažení tohoto požadavku bylo nutné pokrýt spodních 6,5 metrů vyzdívkou, která pomáhá udržet dostatečnou teplotu spalin a chrání membránovou stěnu před chlorovou korozi. Samotná výška spalovací komory byla vypočtena na 13,5 m. Pro ochranu i zbývajících povrchu membránové stěny v ohništi bylo navrženo použití pokovení korozivzdorným materiálem.

Z důvodu příliš vysoké teploty spalin na výstupu ze spalovací komory byl zvolen druhý tah prázdný. Principem prázdného tahu je tedy vychlazení spalin před jejich vstupem do ekonomizéru a zabránění tak nalepování částic popílku ze spalin na teplosměnné plochy. V dolní části druhého tahu se nachází výsypka, kde dochází k odloučení částí úletu a jeho zavedení zpět do ohniště. Třetí tah je poté tvořen svazky dvou paralelně navržených ekonomizérů, mezi které je průtok rozdělen 1:4. Následně se ohřátá voda od obou ekonomizérů spojí a proudí do čtvrtého tahu. Výstupní teplota napájecí vody tohoto tahu je 138,5 °C. Čtvrtý tah obsahuje svazky zbylých dvou ekonomizérů, které již byly navrženy sériově za sebou. Mezi svazky ekonomizérů obou tahu bylo navrženo parní ofukovací zařízení, které zajišťuje čištění nánosů na trubkách.

Po provedení kontroly tepelné bilance, kde byla stanovena odchylka 0,93 % od zadané hodnoty výkonu, byl tepelný výpočet uzavřen a považován za správný a dostatečně přesný.

V posledních kapitolách práce byl proveden aerodynamický a hydraulický výpočet. Cílem aerodynamického výpočtu bylo stanovení tlakových ztrát na straně spalin. Výsledná hodnota 1141,31 Pa značí, že spalinový ventilátor musí být dimenzován tak, aby překonal tuto ztrátu, aby docházelo ke spalování podtlakovému a nehrozil únik spalin mimo kotel. Na druhou stranu cílem hydraulického výpočtu bylo stanovení tlakových ztrát na straně vody. Výsledná hodnota 4,6 bar znamená, že pro splnění požadavku zadání na výstupní tlak 16 bar, musí být vstupní tlak vyvolaný čerpadlem hnacím vodu do kotle 20,6 bar

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] AZAM, Mudassar, Saman Setoodeh JAHROMY, Waseem RAZA, Christian JORDAN, Michael HARASEK a Franz WINTER. Comparison of the combustion characteristics and kinetic study of coal, municipal solid waste, and refuse-derived fuel: Model-fitting methods. *Wiley Online Library* [online]. 22 August 2019 [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: [https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/ese3.450?fbclid=IwAR0499OkZ2RO5Z6O\\_sERZyv3KG7fUn1bs7kiZRnl61ejOsjrC7k4UpJhoTY#:~:text=It%20was%20found%20that%20the,close%20to%20that%20of%20coal](https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/ese3.450?fbclid=IwAR0499OkZ2RO5Z6O_sERZyv3KG7fUn1bs7kiZRnl61ejOsjrC7k4UpJhoTY#:~:text=It%20was%20found%20that%20the,close%20to%20that%20of%20coal)
- [2] Zákon č. 541/2020 o odpadech. *ZEVO Opatovice* [online]. [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.zevo-opatovice.cz/vice-informaci/legislativa/#zoo>
- [3] ZEVO. ČEZ [online]. [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/zevo/co-je-zevo>
- [4] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [5] BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0426-4.
- [6] ČERNÝ, Václav, Luděk HRDLIČKA, Břetislav JANEBA, Jan KARTÁK a Miroslav PIKMAN. Parní kotle a spalovací zařízení. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1975, 526 stran
- [7] Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečištění a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. *Zákony pro lidi* [online]. [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415#cast5>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$A^d$	Obsah popelu v bezvodém vzorku	%
$A^r$	Obsah popelu v původním vzorku	%
$a_{II}$	Délka druhého tahu	m
$a_{III}$	Délka třetího tahu	m
$a_{IV}$	Délka čtvrtého tahu	m
$a_k$	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$a_o$	Stupeň černosti plamene	—
$a_{pl}$	Efektivní stupeň černosti plamene	—
$a_r$	Délka roštu	m
$a_s$	Součinitel přestupu tepla sáláním	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$a_{sk}$	Délka spalovací komory	m
$a_{vys}$	Délka výsyvky	m
$a$	Stupeň černosti proudu spalin	-
$a$	Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$b_{II}$	Šířka druhého tahu	m
$b_{III}$	Šířka třetího tahu	m
$b_{IV}$	Šířka čtvrtého tahu	m
$b_r$	Šířka roštu	m
$b_{sk}$	Šířka spalovací komory	m
$C_S$	Součinitel uspořádání svazku	—
$C_Z$	Součinitel opravy na počet řad	—
$C^{daf}$	Obsah uhlíku v bezvodém vzorku	%
$C_i$	Procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků	%
$Cl^{daf}$	Obsah chloru v bezvodém vzorku	%
$Cl^r$	Obsah chloru v původním vzorku	%
$C^r$	Obsah uhlíku v původním vzorku	%
$c_i$	Měrná tepelná kapacita tuhých zbytků popela	kJ/kg · C
$c_t \cdot c_l \cdot c_m$	Opravné koeficienty	—
$C$	Koncentrace popílku	kg/kg <sub>SP</sub>
$D_{tr}$	Vnější průměr trubek ekonomizéru	m
$D_{zav}$	Průměr zavodňovací trubky	m
$d_{II,III,IV}$	Výška výstupního průřezu jednotlivých tahů	m
$d_e$	Ekvivalentní průměr	m
$d_{min}$	Nejmenšího průtočný průřez jednotlivých tahů	m
$d_{tr}$	Vnitřní průměr trubek ekonomizéru	m
$F_{OH}$	Celkový povrch stěn ohniště	m <sup>2</sup>
$F_{SP}$	Minimální průtočný průřez spalin	m <sup>2</sup>

$F_{memb}$	Povrch membránové stěny	$m^2$
$F_{st}$	Celkový povrch stěn sálající vrstvy	$m^2$
$F_{vyz}$	Povrch vyzdívký	$m^2$
$F$	Průtočný průřez kanálu	$m^2$
$f$	Součinitel pro zohlednění objemu vodní páry na $1m^3$	—
$g$	Tíhové zrychlení	$m/s^2$
$H^{daf}$	Obsah vodíku v bezvodém vzorku	%
$H^r$	Obsah vodíku v původním vzorku	%
$h_{II}$	Výška poslední trysky sekundárního vzduchu	$m$
$h_{II}$	Výška druhého tahu	$m$
$h_{III}$	Výška třetího tahu	$m$
$h_{IV}$	Výška čtvrtého tahu	$m$
$h_{okno}$	Výška okna	$m$
$h_{pal}$	Výška přivodu paliva	$m$
$h_{rez}$	Výška rezervy nad palivem	$m$
$h_{sk}$	Výška spalovací komory	$m$
$h_v$	Výška vyzdívký	$m$
$h_{vys}$	Výška výsyvky	$m$
$h_{zú,před}$	Výška zúžení přední strana	$m$
$h_{zú,zad}$	Výška zúžení zadní strana	$m$
$I_{SP,min}^{t,\alpha}$	Entalpie spalin pro vzorovou tepotu a přebytek vzduchu $\alpha$	$kJ/kg$
$I_{SP,min}^t$	Entalpie spalin při minimálním množství vzduchu	$kJ/kg$
$I_{VZ,min}^t$	Entalpie minimálního množství vzduchu pro vzorovou teplotu	$kJ/kg$
$i_{NV}$	Entalpie napájecí vody	$kJ/kg$
$i_{OV}$	Entalpie ohřáté vody na výstupu z kotle	$kJ/kg$
$i_p$	Fyzické teplo paliva	$kJ/kg$
$i_{SP}$	Entalpie spalin	$kJ/kg$
$i_{u,oh}$	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	$kJ/kg$
$k_{3at} \cdot r_{sp}$	Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny	$1/(m \cdot MPa)$
$k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$	Součinitel zeslabení koksovými částicemi	$1/(m \cdot MPa)$
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkem	$1/(m \cdot MPa)$
$k$	Součinitel zeslabení sálání	$1/(m \cdot MPa)$
$k$	Součinitel prostupu tepla ze strany spalin	$W/(m^2 \cdot K)$
$kor$	Součinitel korekce	—
$L_i$	Délka potrubí	$m$
$L$	Délka šikmé stěny nad roštem	$m$
$L$	Délka kanálu	$m$
$l_{SP}$	Minimální potřebná dráha spalin	$m$
$l_e$	Efektivní délka trubky	$m$

$M_{SP}$	Objemový průtok spalin za normálních podmínek	$m^3/s$
$M_{SP}^{skut}$	Skutečný objemový průtok spalin	$m^3/s$
$M_V$	Množství vody přivedené do kotle	$kg/s$
$M_p$	Množství paliva přivedeného do kotle	$kg/s$
$M_{pR}$	Skutečné množství paliva přivedeného do kotle	$kg/s$
$N^{daf}$	Obsah dusíku v bezvodém vzorku	%
$N^r$	Obsah dusíku v původním vzorku	%
$n_{had}$	Počet hadů ekonomizéru	—
$n_{řad}$	Počet řad ekonomizéru	—
$n_{tr}$	Počet trubek ekonomizéru	—
$O_{CO_2}$	Objem $CO_2$ ve spalinách při spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{H_2O,min}$	Objem vodní páry pro minimální množství vlhkých spalin	$m^3/kg$
$O_{H_2O}$	Objem vodní páry	$m^3/kg$
$O_{H_2O}^V$	Objem páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu	$m^3/kg$
$O_{N_2}$	Objem $N_2$ ve spalinách při spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{SO_2}$	Objem $SO_2$ ve spalinách při spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{Ar}$	Objem Ar ve spalinách při spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{O_2,min}$	Minimální množství kyslíku ke spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{SP,min}^S$	Minimální množství suchých spalin	$m^3/kg$
$O_{SP,min}^V$	Minimální množství vlhkých spalin	$m^3/kg$
$O_{SP}$	Skutečné množství spalin	$m^3/kg$
$O_{VZ,min}^S$	Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{VZ,min}^V$	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1kg paliva	$m^3/kg$
$O_{VZ}$	Skutečné množství přivedeného vzduchu	$m^3/kg$
$O^{daf}$	Obsah kyslíku v bezvodém vzorku	%
$O^r$	Obsah kyslíku v původním vzorku	%
O	Obvod průřezu kanálu	m
p	Tlak v ohništi	MPa
Pr	Prandtlovo číslo	—
psp	Parciální tlak ve spalinách	MPa
Q	Teplo odebrané spalinám	kW
$Q_K$	Zadaný výkon	MW
$Q_N$	Maximální využitelný tepelný výkon	MW
$Q_{RC}$	Ztrátový výkon	MW
$Q_{SK}$	Tepelný výkon spalovací komory	MW
$Q_{VZ}$	Teplo přivedené do ohniště vzduchem s přebytkem $\alpha$	$kJ/kg$
$Q_{ci}$	Hořlavina v tuhých zbytcích	$kJ/kg$
$Q_i^r$	Výhřevnost zvoleného paliva	$kJ/kg$
$Q_{oh}$	Teplo odevzdané do stěn ohniště	$kJ/kg$

$Q_p^p$	Celkové teplo přivedené do kotle	$\text{kJ/kg}$
$q_r^{náv}$	Tepelné zatížení roštu	$\text{MW/m}^2$
R	Zaoblení zúžení	$m$
Re	Reynoldsovo číslo	—
$r_{H_2O}$	Objemový podíl páry ve spalínách	—
$r_{RO_2}$	Objemové části tříatomových plynů	—
$r_{SP}$	Objemová část tříatomových plynů	—
$S^{daf}$	Obsah síry v bezvodém vzorku	%
$S^r$	Obsah síry v původním vzorku	%
$S_r$	Plocha roštu	$m^2$
S	Celková teplosměnná plocha	$m^2$
s	Účinná tloušťka sálové vrstvy	$m$
$s_1$	Příčná rozteč	$m$
$s_2$	Podélná rozteč	$m$
$T_z$	Teplota zaprášeného povrchu stěn	$^{\circ}\text{C}$
$t_{NV}$	Teplota napájecí vody	$^{\circ}\text{C}$
$t_{SP}^{stř}$	Střední teplota spalin	$^{\circ}\text{C}$
$t_i$	Teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků	$^{\circ}\text{C}$
$t_m$	Střední teplota vody v trubkách	$^{\circ}\text{C}$
$t_r$	Teplota rosného bodu	$^{\circ}\text{C}$
$t_{tēs}$	Tloušťka těsnění	$m$
$t_{tr}$	Tloušťka stěny trubky ekonomizéru	$m$
$t_{tr}$	Teplota povrchu trubek	$^{\circ}\text{C}$
$V_O$	Aktivní objem ohniště	$m^3$
V	Objem sálající vrstvy	$m^3$
$W^r$	Obsah vody v původním vzorku	%
$w_{SP,okno}$	Rychlost spalin v okně	$m/s$
$w_{SP}$	Rychlost spalin	$m/s$
$w_{vi}$	Rychlost vody	$m/s$
$X_i$	Procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků vztaheno k hmotě popela v palivu	%
$x_{H_2O}$	Obsah vodní páry ve spalínách	—
$x_p$	Procento popela v úletu	%
$x_2$	Součinitel pro ostré koleno pro změnu směru	—
$Z_c$	Ztráta mechanickým nedopalem	%
$Z_{ci}$	Ztráta mechanickým nedopalem pro uvažovaný druh tuhých zbytků	%
$Z_{cn}$	Ztráta hořlavinou ve spalínách	%
$Z_f$	Ztráta citelným teplem tuhých	%

$z_{fi}$	Ztráta citelným teplem tuhých zbytků pro uvažovaný druh tuhých zbytků	%
$z_k$	Ztráta citelným teplem spalin	%
$z_s$	Ztráta sdílením tepla do okolí	%
$z$	Šikmá délka zúžení	m
$z$	Rozdíl vertikální vzdálenosti středů počátečního a konečného průřezu	m
$\overline{O_{SP} \cdot c}$	Střední tepelná jímavost spalin	kJ/(kg·K)
$h_2 - h_1$	Rozdíl počáteční a koncové výšky trubky	m
$\lambda_{tr}$	Součinitel tření	-
$\eta_k$	Tepelná účinnost kotle	%
$\xi_i$	Ztrátový součinitel místního odporu	-
$\sigma_2$	Součinitel uspořádání svazku	-
$\omega_{H_2O}$	Objemový obsah $H_2O$ ve spalinách	%
$\omega_{SO_2}$	Objemový obsah $SO_2$ ve spalinách	%
$\omega_{SO_3}$	Objemový obsah $SO_3$ ve spalinách	%
$\alpha$	Přebytek vzduchu	-
$\Delta$	Odchylka od tepelné bilance	%
$\Delta p_{\xi}$	Celková tlaková ztráta čelní stěny kotle	Pa
$\Delta p_h$	Ztráta zdvihovou prací	Pa
$\Delta p_{EKoi}$	Celková tlaková ztráta jednotlivých ekonomizérů	Pa
$\Delta p_{MS}$	Celková ztráta membránové stěny	Pa
$\Delta p_b$	Celková tlaková ztráta boční stěny kotle	Pa
$\Delta p_d$	Ztráta dynamickým tlakem	Pa
$\Delta p_{mz}$	Místní ztráty	Pa
$\Delta p_t$	Tlaková ztráta třením	Pa
$\Delta p_{tr}$	Celková tlaková ztráta převáděcím potrubím	Pa
$\Delta p_{vz}$	Vztlaková ztráta	Pa
$\Delta p_{\lambda}$	Délková ztráta	Pa
$\Delta p_{\xi}$	Místní ztráta	Pa
$\Delta t_m$	Střední logaritmický spád	°C
$\Delta p$	Celková tlaková ztráta	Pa
$\Delta p$	Celková hydraulická ztráta kotle	Pa
$\Delta Q$	Tepelná bilance	kJ/kg
$\Delta t$	Přírůstek teploty nánosů	°C
$\varepsilon$	Součinitel zanesení výhřevné plochy	-
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	W/(m·K)
$\lambda$	Součinitel tření	-
$\mu$	Koncentrace popílku ve spalinách	g/m <sup>3</sup>
$\nu$	Součinitel kinematické viskozity	m <sup>2</sup> /s



$\rho$	Hustota	$\text{kg/m}^3$
$\varphi$	Součinitel uchování tepla	-
$\psi$	Střední součinitel tepelné efektivity stěn	-

## **SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obrázek 1 Hierarchie odpadového hospodářství [2] .....	12
Obrázek 2 Průběh teplot membránovou stěnou v druhém tahu.....	32
Obrázek 3 Průběh teplot membránovou stěnou ve třetím tahu .....	36
Obrázek 4 Průběh teplot v oblasti ekonomizéru 4.....	39
Obrázek 5 Průběh teplot v oblasti ekonomizéru 3 .....	42
Obrázek 6 Průběh teplot membránovou stěnou ve čtvrtém tahu.....	46
Obrázek 7 Průběh teplot v oblasti s ekonomizérem 2 .....	49
Obrázek 8 Průběh teplot v oblasti ekonomizéru 1 .....	52

## SEZNAM TABULEK

- Tab. 1.1 Prvkové složení zvoleného paliva RDF. [1]
- Tab. 2.1 Původní stav paliva
- Tab. 2.2 Měrná entalpie některých složek spalin v závislosti na teplotě
- Tab. 2.3 Entalpie spalin a vzduchu
- Tab. 2.4 Fyzikální charakteristiky spalin
- Tab. 3.1 Rozložení popela v kotli
- Tab. 4.1 Rozměry spalovací komory
- Tab. 5.1 Rozměry druhého tahu
- Tab. 5.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 786,8 °C
- Tab. 6.1 Rozměry třetího tahu
- Tab. 6.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 635,37 °C
- Tab. 6.3 Rozměry ekonomizéru 4
- Tab. 6.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 463,75 °C
- Tab. 6.5 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 4
- Tab. 6.6 Rozměry ekonomizéru 3
- Tab. 6.7 Fyzikální charakteristiky spalin pro 286,43 °C
- Tab. 6.8 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 3
- Tab. 7.1 Rozměry čtvrtého tahu
- Tab. 7.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 215,19 °C
- Tab. 7.3 Rozměry ekonomizéru 2
- Tab. 7.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 194,81 °C
- Tab. 7.5 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 2
- Tab. 7.6 Rozměry ekonomizéru 4
- Tab. 7.7 Fyzikální charakteristiky spalin pro 171,72 °C
- Tab. 7.8 Teploty napájecí vody pro ekonomizér 1
- Tab. 8.1 Vypočítané výkony a výkony po korekci
- Tab. 9.1 Tlakové ztráty na straně spalin
- Tab. 10.1 Vlastnosti vody v membránové stěně
- Tab. 10.2 Vlastnosti vody v ekonomizéru 4
- Tab. 10.3 Vlastnosti vody v ekonomizéru 3
- Tab. 10.4 Vlastnosti vody v ekonomizéru 2
- Tab. 10.5 Vlastnosti vody v ekonomizéru 1
- Tab. 10.6 Vlastnosti vody v převáděcím potrubí

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Schéma horkovodního kotle