



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ TŘÍDENÉHO ODPADU

GRATE RDF BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Krolák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Michal Krolák**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Roštový kotel na spalování tříděného odpadu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na výpočet a návrh kotle na spalování tříděného komunálního odpadu. Bude obsahovat zejména stechiometrický a tepelný výpočet dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle na spalování tříděného odpadu. Množství vzduchu a umístění sekundárního vzduchu ve spalovací komoře je dáno dodavatelem roštu.

Cíle diplomové práce:

- Provést stechiometrický a tepelný výpočet kotle.
- Provést základní rozměrový návrh kotle.
- Stanovit dosaženou účinnost kotle.
- Vypracovat základní schema kotle.

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. Učební texty vysokých škol. ISBN 978-80-214-4770-7.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet : Určeno pro posl. fak. strojní. 2., přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1979. Učební texty vysokých škol.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL, 1983, 858 s.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom parného kotla na spaľovanie triedeného odpadu o výkone 70 t/h. Zadanie práce obsahuje požadované výstupné parametre pary a zloženie paliva. Zo zadaných hodnôt zloženia paliva je vypočítaná stechiometria spaľovania, tepelné straty a účinnosť kotla. Nasleduje koncepčný návrh kotla s podrobným návrhom jednotlivých teplozmenných plôch.

KĽÚČOVÉ SLOVÁ

Kotol, spaľovanie, triedený odpad, teplo, para, prehrievač, výparník, ekonomizér

ABSTRACT

This master's thesis deals with design of steam grade boiler for burning refuse derived fuel with power output of 70 t/h. The assignment contain a requiered steam output parameters and composition of fuel. From this composition of fuel is calculated stoichiometric calculation, the heat loss and the efficiency of boiler. After that follows a design of the boiler with closer design of each of the heating surfaces.

KEY WORDS

Grade boiler, combustion, refuse derived fuel, heat, steam, superheater, evaporator, economizer

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

KROLÁK, M. *Roštový kotel na spalování tříděného odpadu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 121 s. Vedúci diplomovej práce Ing. Martin Lisý, Ph.D..

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som svoju diplomovú prácu na tému: *Roštový kotol na spalovanie trieděného odpadu* vypracoval samostatne. Všetky zdroje informácií, ktoré boli použité k vypracovaniu tejto práce sú uvedené v zozname použitých zdrojov.

V Brne dňa 22.5. 2018

.....

Bc. Michal Krolák

POĎAKOVANIE

Rád by som poďakoval vedúcemu mojej diplomovej práce Ing. Martinovi Lisýmu, Ph.D. za konzultácie, odbornú pomoc a ďalšie cenné rady pri vypracovaní tejto diplomovej práce.

Obsah

1	ÚVOD.....	11
1.1	Triedený odpad (RDF).....	11
2	STECHIOMETRICKÝ VÝPOČET	13
2.1	Minimálne objemy vzduchu a spalín.....	13
3	ENTALPIA VZDUCHU A PRODUKTOV SPAĽOVANIA	16
4	TEPELNÁ BILANCIA KOTLA	19
4.1	Teplo privedené do kotla	19
4.2	Tepelné straty a účinnosť kotla.....	19
4.2.1	Strata horľavinou v spaliniách (chemický nedopaľ).....	20
4.2.2	Strata horľavinou v tuhých zbytkoch (mechanický nedopaľ)	20
4.2.3	Strata fyzickým teplom tuhých zbytkov	21
4.2.4	Strata sálaním tepla do okolia.....	21
4.2.5	Strata citeľným teplom spalín (komínová strata)	22
4.2.6	Tepelná účinnosť kotla	22
4.3	Množstvo privedeného paliva	22
5	NÁVRH SPAĽOVACEJ KOMORY KOTLA	23
5.1	Návrh veľkosti ohniska.....	23
5.1.1	Výpočet strednej a adiabetickej teploty.....	24
5.2	Tepelný výpočet ohniska	25
5.2.1	Boltzmannovo číslo	26
5.2.2	Stupeň černosti ohniska	27
6	NÁVRH KONVEKČNÝCH PLÔCH	30
6.1	Tlakové straty vo výhrevných plochách	30
6.2	Tepelný výkon kotla podľa jednotlivých plôch	30
6.2.1	Prehrievač P3.....	30
6.2.2	Prehrievač P2.....	30
6.2.3	Prehrievač P1	32
6.2.4	Závesné rúrky	33
6.2.5	Výparník	33
6.2.6	Ekonomizér.....	33
6.3	Celkové potrebné teplo	34
7	NÁVRH II. ŤAHU	35
7.1	Určenie základných rozmerov II. ťahu	35
7.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou	36
7.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním	37
7.1.3	Súčiniteľ priestupu tepla.....	38
7.1.4	Teplota na výstupe z II. ťahu.....	38
7.1.5	Teplotný spád v II. ťahu	40
8	NÁVRH III. ŤAHU.....	41
8.1	Obratová komora	41
8.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou	42
8.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním	43
8.1.3	Súčiniteľ priestupu tepla.....	44
8.1.4	Teplota na výstupe z obratovej komory	44
8.1.5	Teplotný spád v obratovej komore	46
8.2	Oblasť 1	46
8.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou	47
8.2.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním	48
8.2.3	Súčiniteľ priestupu tepla.....	49

8.2.4	Teplota na výstupe z oblasti 1	49
8.2.5	Teplotný spád v oblasti 1	50
8.3	Oblasť 2	51
8.3.1	Membránová stena.....	51
8.3.2	Prehrievač P2.....	54
8.3.3	Závesné rúrky	59
8.3.4	Teplota na výstupe z oblasti 2	62
8.3.5	Teplotný spád v oblasti 2.....	63
8.4	Oblasť 3	63
8.4.1	Membránová stena.....	64
8.4.2	Prehrievač P3.....	66
8.4.3	Závesné rúrky	71
8.4.4	Teplota na výstupe z oblasti 3	75
8.4.5	Teplotný spád v oblasti 3.....	76
8.5	Oblasť 4	76
8.5.1	Membránová stena.....	77
8.5.2	Prehrievač P1	79
8.5.3	Závesné rúrky	85
8.5.4	Teplota na výstupe z oblasti 4	88
8.5.5	Teplotný spád v oblasti 4.....	89
8.6	Oblasť 5	89
8.6.1	Membránová stena.....	90
8.6.2	Závesné rúrky	92
8.6.3	Teplota na výstupe z oblasti 5	96
8.6.4	Teplotný spád v oblasti 5.....	97
8.7	Oblasť 6	97
8.7.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou	98
8.7.2	Súčiniteľ prestupu tepla šírením	99
8.7.3	Súčiniteľ prestupu tepla.....	100
8.7.4	Teplota na výstupe z oblasti 6	100
8.7.5	Teplotný spád v oblasti 6.....	101
9	NÁVRH IV. ŤAHU	102
9.1	Výpočet IV. ťahu	103
9.1.1	Ekonomizér.....	103
9.1.2	Kontrola teploty spalín na výstupe z ekonomizéra.....	106
9.1.3	Teplotný spád v oblasti ekonomizéra	107
10	KONTROLA TEPELNEJ BILANCIE KOTLA	108
11	NÁVRH ROZMEROV BUBNA	109
12	KONTROLA CHLÓROVEJ KORÓZIE	110
13	PILOVÝ DIAGRAM	112
14	ZÁVER.....	113
15	ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY	115
16	ZOZNAM SKRATIEK A SYMBOLOV	116
17	ZOZNAM PRÍLOH.....	121

1 ÚVOD

Roštový kotol na spaľovanie triedeného odpadu je koncipovaný ako bubnový parný kotol s prirodzenou cirkuláciou. Parný výkon kotla je podľa zadania určený na 70 t/h s výstupným tlakom pary 4,3 MPa a teplotou 430 °C. Návrhom kotla sa rozumie nájsť riešenie a vhodne nadimenzovať výhrevné plochy tak, aby boli splnené požiadavky zadania.

Diplomovú prácu je možné rozdeliť na 3 hlavné časti. Prvá časť práce sa zaoberá stechiometrickým výpočtom, entalpiou vzduchu a spalín a tepelnou bilanciou kotla, v ktorej sú vypočítané tepelné straty a účinnosť kotla. Druhá časť práce je venovaná dizajnu všetkých častí kotla. Výpočtom sú určené rozmery jednotlivých ťahov kotla a teplozmenných plôch v nich umiestnených. Posledná, tretia časť diplomovej práce obsahuje kontrolu tepelnej bilancie kotla, kde sa overí správnosť výpočtu predchádzajúcich častí.

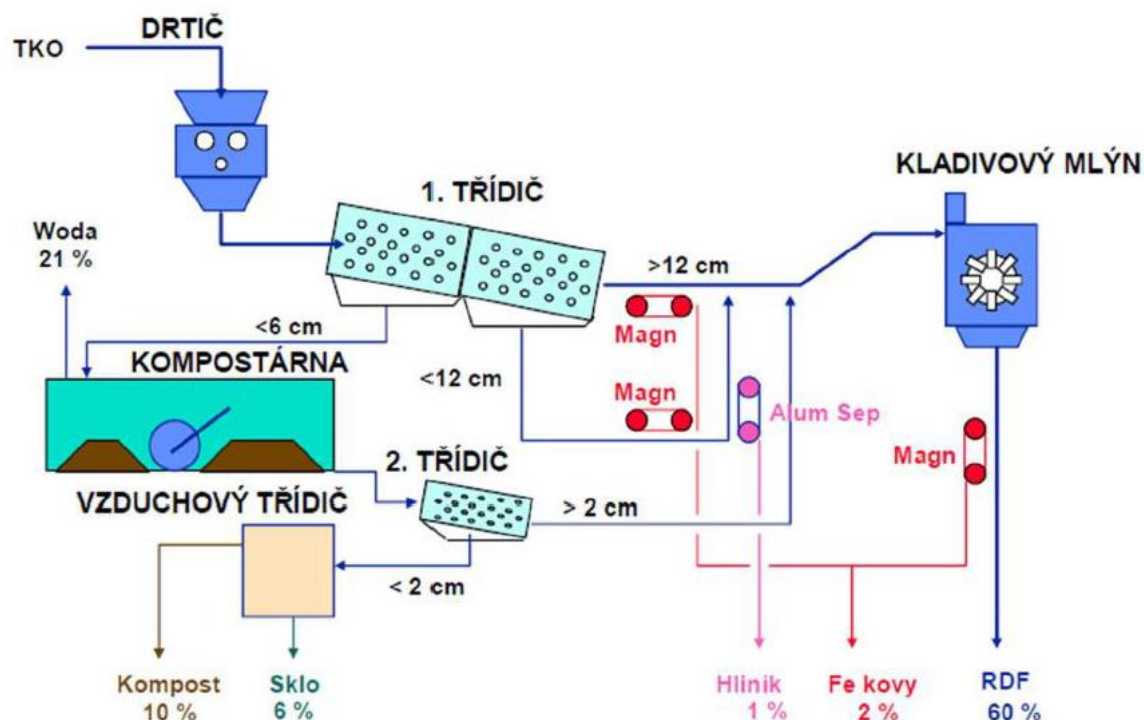
Roštový kotol je navrhnutý ako 4 ťahový. V prvom ťahu kotla sa nachádza spaľovacia komora. Steny prvého ťahu sú tvorené membránovou stenou výparníka. Druhý ťah kotla je z dôvodu vysokej teploty spalín prázdny, eliminuje sa tým nalepovanie popolčeka na povrchu prehrievačov. Steny druhého ťahu sú opäť tvorené membránovou stenou výparníka. Tretí ťah kotla obsahuje samostatný rúrkový výparník V1, prehrievače P2, P3 a P1 a závesné rúrky, na ktorých prehrievače visia. Na konci tretieho ťahu je umiestnený ďalší rúrkový výparník V2. Steny tretieho ťahu tvorí membránová stena výparníka. Štvrtý ťah kotla je plechový kanál, v ktorom je umiestnený na nechladených závesoch ekonomizér.

1.1 Triedený odpad (RDF)

Pod pojmom triedený odpad ako palivo (v angličtine Refuse derived fuel) rozumieme materiál, ktorý je určený na energetické zhodnotenie v spaľovni odpadu. Triedený odpad RDF sa získava z komunálneho odpadu. Triedením sa odstráni nespáliteľný materiál (kovy, nehorľavé materiály,...), následne sa rozdrví na menšiu frakciu. Rozdiel oproti komunálnemu odpadu je ten, že RDF sa vyznačuje vyššou výhrevnosťou, nižšou popolnatosťou a vlhkosťou, je homogénne a neobsahuje nevhodné prímеси. Tým pádom je to vhodnejšie palivo ako netriedený komunálny odpad. [2]

Parameter/Palivo	Komunálny odpad	RDF
Výhrevnosť [MJ/kg]	7-15	13-19
Vlhkosť [%]	15-40	7-
Popolnatosť [%]	20-35	5-
Obsah síry [%]	0,1-0,5	0,1-0,5
Obsah chlóru [%]	0,1-1	0,1

Tab. 1 Porovnanie vlastností komunálneho odpadu a RDF [4,5]



Obr.1 Příklad úpravy RDF [7]



Obr. 2 Výsledný produkt, palivo RDF [6]

Pre spaľovanie RDF sa väčšinou používa protibežný pásový rošt s pohadzovaním, ktorý bol pre tento kotol taktiež zvolený. Hlavná výhoda tohto roštu je jeho vyššie tepelné zaťaženie. Pri používaní tohto roštu s pohadzovaním väčšina paliva zhorí už pred dopadnutím na rošt. To má výhodu v tom, že niektoré materiály obsiahnuté v palive rýchlo zhoria a na rošte potom dohorievajú už len väčšie kusy paliva. Cez rošt prúdi primárny vzduch, ktorý ho chladí. [2]

2 STECHIOMETRICKÝ VÝPOČET

Súhrn zadaných parametrov:

Parametre kotla: výkon kotla 70t/h
tlak prehriatej pary 4,3 MPa
teplota prehriatej pary 430 °C
teplota napájacej vody 120 °C

Zloženie paliva: $Q_i^r = 12,45$ MJ/kg
 $C^{daf} = 61,82$ %
 $N^{daf} = 1,19$ %
 $S^{daf} = 0,29$ %
 $A^d = 14,29$ %
 $H^{daf} = 8,1$ %
 $O^{daf} = 27,4$ %
 $W^r = 20$ %
 $Cl^{daf} = 1,2$ %

Prepočet paliva na pôvodný stav sa využíva k získaniu vhodného vyjadrenia zloženia a energetického obsahu pre nasledujúci výpočet. Zadané hodnoty zloženia paliva sú uvedené pre stav bez obsahu vody a popola. Z hľadiska spaľovania je dôležitejší pôvodný stav paliva, pretože odpovedá stavu paliva pred prípravou na spaľovanie.

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0,1429 \cdot (1 - 0,20) = 0,1143 = 11,43\% \quad (2.1)$$

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,6182 \cdot (1 - 0,1143 - 0,20) = 0,4239 = 42,39\% \quad (2.2)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0119 \cdot (1 - 0,1143 - 0,20) = 0,0082 = 0,82\% \quad (2.3)$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0029 \cdot (1 - 0,1143 - 0,20) = 0,002 = 0,2\% \quad (2.4)$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,081 \cdot (1 - 0,1143 - 0,20) = 0,0555 = 5,55\% \quad (2.5)$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,274 \cdot (1 - 0,1143 - 0,20) = 0,1879 = 18,79\% \quad (2.6)$$

$$Cl^r = Cl^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,012 \cdot (1 - 0,1143 - 0,20) = 0,0082 = 0,82\% \quad (2.7)$$

2.1 Minimálne objemy vzduchu a spalín

Minimálny objem kyslíka potrebného k dokonalému spáleniu 1kg paliva:

$$O_{o_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (2.8)$$

$$O_{o_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,4239}{12,01} + \frac{0,0555}{4,032} + \frac{0,002}{32,06} - \frac{0,1879}{32} \right) = 0,96860 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimálne množstvo suchého vzduchu pre dokonalé spálenie 1kg paliva:

$$O_{vsmin} = \frac{O_{o_2min}}{0,21} \quad (2.9)$$

$$O_{VSmin} = \frac{0,96860}{0,21} = 4,61237 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Podiel vodnej pary pripadajúcej na 1 m³ suchého vzduchu:

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} \quad (2.10)$$

$$\chi_v = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0023}{0,101325 - \frac{70}{100} \cdot 0,0023} = 1,01625$$

Kde: φ – relatívna vlhkosť vzduchu

p'' – absolútny tlak vodnej pary na medzi sýtosti pri danej teplote vzduchu

p_c – celkový absolútny tlak vlhkého vzduchu

Minimálny objem vlhkého vzduchu potrebný pre dokonalé spálenie 1 kg paliva:

$$O_{VVmin} = \chi_v \cdot O_{VSmin} \quad (2.11)$$

$$O_{VVmin} = 1,01625 \cdot 4,61237 = 4,68684 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkého vzduchu potrebnom pre dokonalé spálenie 1kg paliva:

$$O_{H_2O}^V = O_{VVmin} - O_{VSmin} \quad (2.12)$$

$$O_{H_2O}^V = 4,68684 - 4,61237 = 0,07447 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Skutočný objem vlhkého vzduchu potrebného pre dokonalé spálenie 1 kg paliva:

- súčiniteľ prebytku vzduchu $\alpha = 1,4$

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VVmin} \quad (2.13)$$

$$O_{VV} = 1,4 \cdot 4,68684 = 6,56157 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemy jednotlivých zložiek spalín:

Objem CO₂ v spalinách:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VSmin} \quad (2.14)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4239 + 0,0003 \cdot 4,61237 = 0,78704 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objem SO₂ v spalinách:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r \quad (2.15)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,002 = 0,00136 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objem N₂ v spalinách:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VSmin} \quad (2.16)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0082 + 0,7805 \cdot 4,61237 = 3,60648 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objem Ar v spalínách:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VSmin} \quad (2.17)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 4,61237 = 0,04243 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimální objem suchých spalín:

Minimální objem suchých spalín vznikne dokonalým spálením paliva bez prebytku vzduchu ($\alpha = 1$).

$$O_{SSmin} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (2.18)$$

$$O_{SSmin} = 0,78704 + 0,00136 + 3,60648 + 0,04243 = 4,43731 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkých spalín:

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V \quad (2.19)$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0555 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,2 + 0,07447 = 0,94025 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimální objem vlhkých spalín:

$$O_{SVmin} = O_{SSmin} + O_{H_2O}^S \quad (2.20)$$

$$O_{SVmin} = 4,43731 + 0,94025 = 5,37756 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objem spalín z 1 kg paliva při spalování s prebytkom vzduchu α :

$$O_{SP} = O_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin} \quad (2.21)$$

$$O_{SP} = 5,37756 + (1,4 - 1) \cdot 4,68684 = 7,25229 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemové časti trojatómových plynov:

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VSmin} \quad (2.22)$$

$$O_{H_2O} = 0,94025 + (1,01625 - 1) \cdot (1,4 - 1) \cdot 4,61237 = 0,97004 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} \quad (2.23)$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,00136 + 0,78704}{7,25229} = 0,10871$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} \quad (2.24)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,97004}{7,25229} = 0,13376$$

Súčet objemových častí trojatómových plynov:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (2.25)$$

$$r_{SP} = 0,10871 + 0,13376 = 0,24247$$

Koncentrácia popolčka v spalínach:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_p}{100} \quad (2.26)$$

$$\mu = \frac{10 \cdot 11,43}{7,25229} \cdot \frac{10}{100} = 1,57633 \text{ g/m}^3$$

Kde: A^r - percento popoloviny v pôvodnom stave paliva

X_p – percento popola v úlete

3 ENTALPIA VZDUCHU A PRODUKTOV SPAĽOVANIA

Pre vyjadrenie tepla, ktoré je odobraté spalínám sa využíva entalpia vzduchu a spalín. K výpočtu sú potrebné hodnoty merných entalpií jednotlivých zložiek z nasledujúcej tabuľky.

Teplota [°C]	Merné entalpie zložiek spalín i^t [kJ/m³]					
t	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	suchý vzduch
0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065
2500	6205	6205	3778	2321	5132	3909

Tab. 2 Merná entalpia jednotlivých zložiek spalín a suchého vzduchu v závislosti na teplote [1]

Vzorový výpočet je uvedený pre teplotu 600°C a prebytok vzduchu $\alpha = 1,4$. Výpočet bol urobený v súlade s tabuľkou merných entalpií zložiek spalín a suchého vzduchu (tab. 2). Ostatné vypočítané hodnoty veličín sú uvedené v tabuľke 3.

Entalpia stechiometrických spalín:

Entalpia stechiometrických spalín je bez prebytku vzduchu, tzn. $\alpha = 1$.

$$I_{Smin}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O}^S \cdot i_{H_2O}^t \quad (3.1)$$

$$I_{Smin}^t = 0,78704 \cdot 1225 + 0,00136 \cdot 1310 + 3,60648 \cdot 804,3 + 0,04243 \cdot 557,3 \\ + 0,94025 \cdot 968,8 = 4801,2 \text{ kJ/kg}$$

Entalpia minimálneho objemu vzduchu pri stechiometrickom spaľovaní:

$$I_{Vmin}^t = O_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (3.2)$$

$$I_{Vmin}^t = 4,612376 \cdot 829,6 + 0,07447 \cdot 968,8 = 3898,6 \text{ kJ/m}^3$$

Entalpia spalín vzniknutých po spálení 1 kg paliva s prebytkom vzduchu α :

$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t \quad (3.3)$$

$$I_S^{t,\alpha} = 4801,2 + (1,4 - 1) \cdot 3898,6 = 6360,6 \text{ kJ/m}^3$$

Teplota [°C]	I_S^t [kJ/kg]	I_{Vmin}^t [kJ/kg]	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
			1	1,3	1,4	1,5	1,6
t			$I_S^{t,\alpha}$ [kJ/kg]				
0	0	0	0	0	0	0	0
25,0	187,9	153,1	187,9	233,8	249,1	264,5	279,8
100,0	746,6	621,4	746,6	933,1	995,2	1057,4	1119,5
200,0	1513,4	1250,5	1513,4	1888,6	2013,6	2138,7	2263,7
300,0	2301,7	1890,9	2301,7	2869,0	3058,1	3247,2	3436,3
400,0	3112,5	2545,1	3112,5	3876,0	4130,5	4385,0	4639,5
500,0	3945,5	3214,5	3945,5	4909,9	5231,3	5552,8	5874,2
600,0	4801,2	3898,6	4801,2	5970,7	6360,6	6750,4	7140,3
700,0	5677,1	4596,9	5677,1	7056,2	7515,9	7975,6	8435,3
800,0	6573,0	5306,8	6573,0	8165,0	8695,7	9226,4	9757,1
900,0	7485,0	6031,3	7485,0	9294,4	9897,5	10500,7	11103,8
1000,0	8416,6	6765,5	8416,6	10446,3	11122,8	11799,4	12475,9
1100,0	9359,7	7509,3	9359,7	11612,4	12363,4	13114,3	13865,2
1200,0	10317,1	8258,1	10317,1	12794,5	13620,3	14446,1	15271,9
1300,0	11284,4	9011,9	11284,4	13987,9	14889,1	15790,3	16691,5
1400,0	12260,4	9770,5	12260,4	15191,5	16168,6	17145,6	18122,7
1500,0	13245,6	10538,7	13245,6	16407,2	17461,0	18514,9	19568,8
1600,0	14246,2	11307,1	14246,2	17638,3	18769,0	19899,7	21030,4
1800,0	16251,4	12858,5	16251,4	20108,9	21394,8	22680,6	23966,5
2000,0	18281,5	14429,2	18281,5	22610,3	24053,2	25496,1	26939,1
2500,0	23441,1	18411,9	23441,1	28964,7	30805,9	32647,1	34488,3

Tab. 3 Hodnoty merných entalpií spalín a vzduchu v závislosti na teplotě

4 TEPELNÁ BILANCIA KOTLA

Tepelná bilancia kotla slúži k určení účinnosti kotla, tepelných strát a spotreby paliva, ktoré je potrebné k dosiahnutiu požadovaného výkonu kotla.

4.1 Teplo privedené do kotla

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \quad (4.1)$$

Kde: Q_i^r – výhrevnosť [kJ/kg]
 i_p – fyzické teplo paliva [kJ/kg]

Fyzické teplo paliva sa uvažuje vtedy, ak je palivo predhrievané mimo kotla alebo sušené v mlecom okruhu. V iných prípadoch sa uvažuje fyzické teplo paliva len ak platí nerovnosť:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{15000 \cdot 4,19} \quad (4.2)$$

$$0,2 \geq \frac{12450}{15000 \cdot 4,19}$$

$$0,2 \geq 0,1981$$

Podmienka je splnená, tým pádom sa fyzické teplo paliva uvažuje do výpočtu. Teplota paliva $t_p = 20^\circ\text{C}$, podľa [1].

Fyzické teplo paliva:

$$i_p = c_p \cdot t_p \quad (4.3)$$

$$i_p = 1,878 \cdot 20 = 37,56 \text{ kJ/kg}$$

Kde: c_p – merná tepelná kapacita paliva [kJ/kg.K]
 t_p – teplota paliva [$^\circ\text{C}$]

Merná tepelná kapacita paliva:

$$c_p = c_w \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) \quad (4.4)$$

$$c_p = 4,19 \cdot 0,2 + 1,3 \cdot (1 - 0,2) = 1,878 \text{ kJ/kgK}$$

Kde: c_w – merná tepelná kapacita vody [kJ/kg.K]
 c_{su} – merná tepelná kapacita sušiny paliva [kJ/kg.K]

Teplo privedené do kotla:

Teplo privedené do kotla je teda súčet výhrevnosti paliva a fyzického tepla paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \quad (4.5)$$

$$Q_p^p = 12450 + 37,56 = 12487,56 \text{ kJ/kg}$$

4.2 Tepelné straty a účinnosť kotla

K stanoveniu účinnosti kotla volím nepriamu metódu určenia účinnosti kotla. Táto metóda zohľadňuje 5 typov strát a to:

- strata horľavinou v spaliniach (chemický nedopal')
- strata horľavinou v tuhých zbytkoch (mechanický nedopal')
- strata fyzickým teplom tuhých zbytkov
- strata sálaním tepla do okolia
- strata citelným teplom spalín (komínová strata)

Kotol je rozdelený do celkov, pre ktoré budú vypočítané jednotlivé straty. Celky sú uvedené v tabuľke, v ktorej hodnoty sú stanovené na základe odbornej konzultácie.

	X_i [%]	C_i [%]	c_i [kJ/kg K]	X_i [°C]
Rošt	70	3	0,9039	400
Výsypka	20	30	0,823	160
Úlet	10	25	0,823	160

Tab. 4 Bilancia popola v častiach kotla

4.2.1 Strata horľavinou v spaliniach (chemický nedopal')

Strata horľavinou v spaliniach vyjadruje teplo stratené v dôsledku nespálených plynov v spaliniach. Jedná sa hlavne o uhl'ovodíky (C_xH_y) a oxid uhoľnatý (CO).

Podľa odporúčenia konzultanta volím túto stratu: $Z_{CN} = 0,05 \%$

4.2.2 Strata horľavinou v tuhých zbytkoch (mechanický nedopal')

Strata horľavinou v tuhých zbytkoch je spôsobená zostatkovým obsahom tuhého uhlíka vo všetkých formách tuhých zbytkov ako napr. škvara, úlet či prepád.

Strata v tuhých zbytkoch zachytených v ohnisku na rošte:

$$Z_{MNR} = \frac{C_r}{100 - C_r} \cdot \frac{X_r}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cr} \quad (4.6)$$

$$Z_{MNR} = \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{70}{100} \cdot \frac{11,43}{12487,56} \cdot 32600 = 0,646 \%$$

Strata v tuhých zbytkoch zachytených na výsypke:

$$Z_{MNV} = \frac{C_v}{100 - C_v} \cdot \frac{X_v}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cv} \quad (4.7)$$

$$Z_{MNV} = \frac{30}{100 - 30} \cdot \frac{20}{100} \cdot \frac{11,43}{12487,56} \cdot 32600 = 2,558 \%$$

Strata v tuhých zbytkoch odchádzajúcich z kotla úletom:

$$Z_{MN\dot{u}} = \frac{C_{\dot{u}}}{100 - C_{\dot{u}}} \cdot \frac{X_{\dot{u}}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{c\dot{u}} \quad (4.8)$$

$$Z_{MN\dot{u}} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{11,43}{12487,56} \cdot 32600 = 0,995 \%$$

Kde: C_i – percento horľaviny v uvažovanom type tuhých zbytkov
 X_i – percento popola v uvažovanom type tuhých zbytkov

Q_p^p – teplo privedené do kotla v 1 kg paliva [kJ/kg]

Q_{ci} – výhrevnosť horľaviny uvažovaného typu tuhých zbytkov [kJ/kg]

Celková strata mechanickým nedopaľom:

$$Z_{MN} = Z_{MNr} + Z_{MNu} + Z_{MNv} \quad (4.9)$$

$$Z_{MN} = 0,646 + 0,995 + 2,558 = 4,198 \%$$

4.2.3 Strata fyzickým teplom tuhých zbytkov

Strata fyzickým teplom tuhých zbytkov je spôsobená nedostatočným vychladením zbytkov, ktoré odchádzajú z kotla v podobe škvary či úletu.

Strata fyzickým teplom v škvare na rošte:

$$Z_{fr} = \frac{X_r}{100 - C_r} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_r \cdot t_r \quad (4.10)$$

$$Z_{fr} = \frac{70}{100 - 3} \cdot \frac{11,43}{12487,56} \cdot 0,9039 \cdot 400 = 0,239 \%$$

Strata fyzickým teplom v škvare na výsypkke:

$$Z_{fv} = \frac{X_v}{100 - C_v} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_v \cdot t_v \quad (4.11)$$

$$Z_{fv} = \frac{20}{100 - 30} \cdot \frac{11,43}{12487,56} \cdot 0,823 \cdot 160 = 0,034 \%$$

Strata fyzickým teplom v úlete:

$$Z_{fú} = \frac{X_u}{100 - C_u} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_u \cdot t_u \quad (4.12)$$

$$Z_{fú} = \frac{10}{100 - 25} \cdot \frac{11,43}{12487,56} \cdot 0,823 \cdot 160 = 0,016 \%$$

Kde: c_i – merné teplo tuhých zbytkov
 t_i – teplota uvažovaného typu tuhých zbytkov

Celková strata fyzickým teplom tuhých zbytkov:

$$Z_f = Z_{fr} + Z_{fv} + Z_{fú} \quad (4.13)$$

$$Z_f = 0,239 + 0,034 + 0,016 = 0,289 \%$$

4.2.4 Strata sálaním tepla do okolia

Strata sálaním tepla do okolia je daná veľkosťou kotla a typom spaľovaného paliva. Pri určovaní tejto straty je možné využiť jej závislosť na tepelnom výkone kotla Q_v a stratovom teple Q_{RC} .

Tepelný výkon kotla:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (4.14)$$

$$Q_v = \frac{(70 \cdot 1000)}{3600} \cdot (3280,1 - 507,4) = 53913 \text{ kW}$$

Kde: M_{pp} – výkon kotla [kg/s]

i_{pp} – entalpia prehriatej pary na výstupe z kotla [kJ/kg.K]

i_{nv} – entalpia napájacej vody na vstupe do kotla [kJ/kg.K]

Stratové teplo kotla:

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot \left(\frac{Q_v}{1000} \right)^{0,7} \quad (4.15)$$

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot \left(\frac{53913}{1000} \right)^{0,7} = 0,5135 \text{ MW}$$

Strata sálaním tepla do okolia:

$$Z_{SO} = \frac{Q_{RC}}{Q_v} \quad (4.16)$$

$$Z_{SO} = \frac{0,5135}{\left(\frac{53913}{1000} \right)} = 0,00952 = 0,952\%$$

4.2.5 Strata citeľným teplom spalín (komínová strata)

Jedná sa o nevyužitú energiu v podobe tepla, ktorú odnášajú spaliny do komína. Ide o najvýznamnejšiu stratu a výrazne ovplyvňuje výslednú účinnosť kotla. Komínová strata závisí na teplote spalín na konci kotla a na prebytku vzduchu v spalinách. Nie je jednoduché ju určiť a žiadnym výpočtom nezískame presnú hodnotu. Pre približný výpočet uvažujeme entalpiu spalín na výstupe z kotla (pre teplotu 160 °C) a entalpiu vzduchu (pre teplotu 20 °C). Tieto entalpie sú určené lineárnou interpoláciou z tabuľky 3, pre hodnotu prebytku vzduchu $\alpha = 1,4$.

$$Z_k = (1 - Z_{MN}) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^p} \quad (4.17)$$

$$Z_k = (1 - 0,04198) \cdot \frac{1606,3 - 199,3}{12487,56} = 0,10794 = 10,794\%$$

4.2.6 Tepelná účinnosť kotla

Tepelnú účinnosť kotla určíme podľa:

$$\eta_k = 100 - (Z_{CN} + Z_{MN} + Z_f + Z_{SO} + Z_k) \quad (4.18)$$

$$\eta_k = 100 - (0,05 + 4,198 + 0,289 + 0,952 + 10,794) = 83,716\%$$

4.3 Množstvo privedeného paliva

Skutočné množstvo paliva:

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (4.19)$$

$$M_{pal} = \frac{53913}{12487,56 \cdot \frac{83,716}{100}} = 5,157 \text{ kg/s}$$

Výpočtové množstvo reálne spáleného paliva:

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot \left(1 - \frac{Z_{MN}}{100}\right) \quad (4.20)$$

$$M_{pv} = 5,157 \cdot \left(1 - \frac{4,198}{100}\right) = 4,94 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

5 NÁVRH SPAĽOVACEJ KOMORY KOTLA

Cieľom tohto výpočtu je geometrický návrh spaľovacej komory, zistenie adiabatickej teploty a teploty na konci spaľovacej komory.

5.1 Návrh veľkosti ohniska

Veľkosť a rozmery ohniska sú odvodené z plošného tepelného zaťaženia roštu, ktoré bolo zvolené podľa odporúčenia konzultanta $q_s = 1800 \text{ kW/m}^2$.

$$q_s = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{S_{ro}} \quad (5.1)$$

Z rovnice (5.1) je možné určiť plochu roštu.

Plocha roštu:

$$S_{ro} = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_s} \quad (5.2)$$

$$S_{ro} = \frac{5,157 \cdot 12450}{1800} = 35,67 \text{ m}^2$$

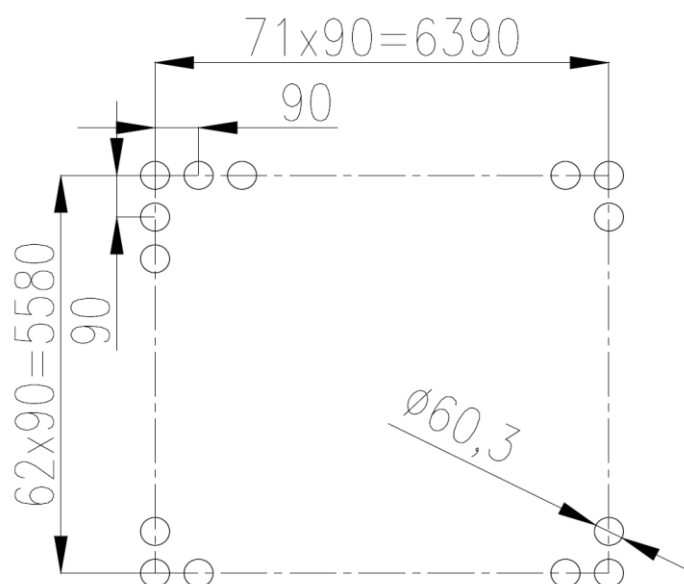
Šírku roštu volím: $\check{s}_{ro} = 5,58 \text{ m}$

Dĺžka roštu sa vypočíta ako:

$$l_{ro} = \frac{S_{ro}}{\check{s}_{ro}} \quad (5.3)$$

$$l_{ro} = \frac{35,67}{5,58} = 6,39 \text{ m}$$

Následne je nutné zvoliť výšku spaľovacej komory a teplotu na jej konci. Z prevádzkových podmienok spaľovní odpadu vyplýva, že spaľovacia komora musí byť dostatočne vysoká, aby spaliny v nej zotrvali nad teplotou 850°C minimálne po dobu 2 sekúnd. Volím výšku spaľovacej komory kotla $h = 20 \text{ m}$ a teplotu $t_{ok} = 853^\circ\text{C}$.



Obr. 3 Rozměry spalovací komory

5.1.1 Výpočet střední a adiabatické teploty

Pro výpočet střední teploty v ohnisku je potřebné najsôr určit adiabatickú teplotu t_{ad} .

$$t_{str} = \frac{t_{ad} + t_{ok}}{2} \quad (5.4)$$

$$t_{str} = \frac{1120,2 + 853}{2} = 986,6^{\circ}\text{C}$$

Užitočné teplo uvoľnené v ohnisku:

Adiabatická teplota sa určí pomocou užitočného tepla uvoľneného v ohnisku

$$I_u = Q_p \cdot \frac{100 - z_{mn} - z_{cn} - z_f}{100 - z_{mn}} + Q_{VZ} \quad (5.5)$$

V rovnici (5.5) je neznáma Q_{VZ} , jedná sa o teplo privedené do kotla spolu so vzduchom.

Teplo privedené do kotla so vzduchom:

$$Q_{VZ} = Q_{VVmin} \cdot \alpha \cdot t_{VZ20^{\circ}\text{C}} \cdot c_{VZ20^{\circ}\text{C}}^V \quad (5.6)$$

$$Q_{VZ} = 4,68684 \cdot 1,4 \cdot 20 \cdot 1,322 = 173,5 \text{ kJ/kg}$$

K určení tepla privedeného do kotla so vzduchom je nutné zvolit teplotu dodávaného vzduchu. Volím teplotu $t_{VZ} = 20^{\circ}\text{C}$. Merné teplo vlhkého vzduchu pre túto teplotu získam interpoláciou z nasledujúcej tabuľky. Po interpolácii je hodnota $c_{VZ}^V = 1,322 \text{ kJ/m}^3\text{K}$.

Teplota	c_{SV}	c_{H2O}	c_{VZ}^V
[°C]	[kJ/m³K]	[kJ/m³K]	[kJ/m³K]
0	1,297	1,493	1,321
100	1,3	1,506	1,324
200	1,307	1,523	1,331
300	1,317	1,543	1,342
400	1,329	1,565	1,354
500	1,343	1,589	1,368

Tab. 5 Merná teplota jednotlivých zložiek vzduchu

Dopočítanie užitočného tepla uvoľneného v ohnisku:

$$I_u = 12487,56 \cdot \frac{100 - 4,1983 - 0,05 - 0,2893}{100 - 4,1983} + 173,5 = 12616,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.7)$$

Toto teplo je možné považovať za entalpiu spalín pri adiabatickej teplote. Následnou interpoláciou z tabuľky 3 určíam adiabatickú teplotu a dopočítam strednú teplotu t_{str} (5.4).

$$I_u = 12616,8 \text{ kJ/kg} \rightarrow t_{ad} = 1120,2^\circ\text{C}$$

Rýchlosť spalín za ohniskom:

$$w_{sp} = \frac{O_{SP} \cdot \frac{t_{str} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv}}{\dot{q}_{ro} \cdot l_{ro}} \quad (5.8)$$

$$w_{sp} = \frac{7,25229 \cdot \frac{985,1 + 273,15}{273,15} \cdot 4,94}{5,58 \cdot 6,39} = 4,63 \text{ m/s}$$

Doba zotrvania spalín na určitej teplote:

Spaľovanie odpadu vyžaduje, aby spaliny strávili v priestore spaľovacej komory minimálnu dobu 2 sekundy. S ohľadom na výšku spaľovacej komory $h = 20 \text{ m}$ je doba vypočítaná podľa nasledujúcej rovnice vyhovujúca [1].

$$t_{sp} = \frac{h}{w_{sp}} = \frac{20}{4,63} = 4,32 \text{ s} \quad (5.9)$$

5.2 Tepelný výpočet ohniska

Pre tepelný výpočet ohniska je potrebné vypočítať skutočnú teplotu na konci ohniska t_{oksk} [°C]. Tento výpočet prebieha iteračne, na úvod je treba zvoliť teplotu na konci ohniska $t_{ok} = 853^\circ\text{C}$. V závislosti na teplote na konci ohniska určíam veličiny potrebné pre výpočet skutočnej teploty na konci ohniska. Dôležité je zohľadniť podmienku $t_{oksk} = t_{ok} \pm 20^\circ\text{C}$. Ak by táto podmienka nebola splnená, je potrebné výpočet opakovať pre inú teplotu t_{ok} .

Pri prvom výpočte skutočnej teploty na konci ohniska teplota vychádzala 790°C . Táto teplota nespĺňala prevádzkové podmienky spaľovni (minimálne 850°C), preto sa pokrylo 45% výšky spaľovacej komory šamotovou výmurovkou.

Skutočná teplota na konci ohniska závisí na:

- adiabatickej teplote
- súčiniteli M
- Boltzmannovom čísle Bo
- stupni černosti ohniska a_o

$$t_{oksk} = \frac{t_{ad} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (5.10)$$

$$t_{oksk} = \frac{1120,2 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,8377}{3,948}\right)^{0,6}} - 273,15 = 853,3^\circ\text{C}$$

Súčiniteľ M

Určí sa v závislosti na pomernej výške maximálnej hodnoty teploty plameňa x_o . Pre roštové ohniská s tenkou vrstvou je $x_o = 0$. [1]

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o \quad (5.11)$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59$$

5.2.1 Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{SP}} \cdot \bar{c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_{ad}^3} \quad (5.12)$$

$$Bo = \frac{0,9888 \cdot 4,94 \cdot 12,293}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,2019 \cdot 422 \cdot (1393,35)^3} = 3,907$$

Kde:

- φ – je súčiniteľ uchovania tepla
- M_{pv} – je množstvo reálne spáleného paliva [kg/s]
- $\overline{O_{SP}} \cdot \bar{c}$ – je stredné celkové merné teplo spalín
- $\bar{\psi}$ – je stredná hodnota súčiniteľa tepelnej efektívnosti stien ohniska
- F_{st} – je celkový povrch stien ohniska [m²]
- T_{ad} – je adiabatická teplota [K]
- $5,7 \cdot 10^{-11}$ – je Boltzmannova konštanta sálania absolútne čierneho telesa [kW/m²K⁴]

Súčiniteľ uchovania tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} \quad (5.13)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,9523}{83,716 + 0,9523} = 0,9888$$

Kde:

- Z_{SO} – je strata sálaním tepla do okolia (4.2.4-3)
- η_k – je tepelná účinnosť kotla (4.2.6-1)

Stredné celkové merné teplo spalín:

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_u - I_{ok}}{t_{ad} - t_{ok}} \quad (5.14)$$

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{12616,8 - 9332,7}{1120,2 - 853} = 12,293 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Kde: I_u – je teplo uvoľnené v spaľovacej komore [kJ/kgK]
 I_{ok} – je entalpia spalín na výstupe z ohniska [kJ/kgK]
 t_{ad} – je adiabatická teplota plameňa [°C]
 t_{ok} – je teplota spalín na výstupe z ohniska [°C]

Súčiniteľ tepelnej efektívnosti stien ohniska:

$$\psi = x \cdot \xi = 0,85 \cdot (0,45 \cdot 0,1 + 0,55 \cdot 0,35) = 0,2019 \quad (5.15)$$

Kde: x – je uhlový súčiniteľ podľa [1]
 ξ – je súčiniteľ zanášania stien ohniska, pre šamotové tehly je 0,1; pre varné rúrky je 0,35;

Celkový povrch stien ohniska:

$$F_{st} = 2 \cdot l_{oh} \cdot h + s_{oh} \cdot h + s_{oh} \cdot (h - h_{otvor}) + l_{oh} \cdot s_{oh} \quad (5.16)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 6,39 \cdot 20 + 5,58 \cdot 20 + 5,58 \cdot (20 - 3,7) + 6,39 \cdot 5,58 = 493,8 \text{ m}^2$$

Kde: s_{oh} – je šírka ohniska [m]
 l_{oh} – je dĺžka ohniska [m]
 h – je výška ohniska [m]
 h_{otvor} – je výška okna na konci spaľovacej komory (otvor medzi spaľovacou komorou a druhým ťahom). S ohľadom na rýchlosť spalín v tomto mieste, ktorá by mala dosahovať 7 m/s, volím výšku okna 3,7 m

5.2.2 Stupeň černosti ohniska

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (5.17)$$

$$a_o = \frac{0,505 + (1 - 0,505) \cdot \frac{35,66}{493,8}}{1 - (1 - 0,505) \cdot (1 - 0,2019) \cdot \left(1 - \frac{35,66}{493,8}\right)} = 0,8538$$

Kde: a_{pl} – je stupeň černosti plameňa
 R – je plocha horiacej vrstvy paliva na rošte [m²]

Stupeň černosti plameňa:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (5.18)$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-1,34 \cdot 0,101 \cdot 5,2} = 0,505$$

Kde: k – je súčiniteľ zoslabenia sálajúcej vrstvy
 p – je tlak v ohnisku, volím 0,101 MPa
 s – je účinná hrúbka sálajúcej vrstvy [m]

Aktívny objem ohniska:

$$V_o = s_{oh} \cdot l_{oh} \cdot h \quad (5.19)$$

$$V_o = 5,58 \cdot 6,39 \cdot 20 = 713,1 \text{ m}^3$$

Účinná hrúbka sálajúcej vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} \quad (5.20)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{713,1}{493,8} = 5,2 \text{ m}$$

Súčiniteľ zoslabenia sálajúcej vrstvy:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (5.21)$$

$$k = 1,1105 + 0,085 + 0,15 = 1,34 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Kde: $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – je súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómových prvkov
 $k_p \cdot \mu$ – je súčiniteľ zoslabenia sálania popolčekom
 $10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$ – je súčiniteľ zoslabenia sálania koksovými časticami

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómových prvkov:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ok}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.22)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 5,2}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1126,15}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,1105 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Kde: r_{H_2O} – je objemový podiel vody v spalínach (2.24)
 T_{ok} – je teplota spalín na výstupe z ohniska [K]
 p_{sp} – je parciálny tlak trojatómových plynov v spalínach
 r_{sp} – je súčet objemových častí trojatómových plynov v spalínach (2.25)

Parciálny tlak trojatómových plynov v spalínach:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,242 = 0,024 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania popolčeka:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_{ok}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (5.24)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1126,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,576 = 0,085$$

Kde: d – je stredný efektívny priemer častíc popolčeka [μm]
 μ – je koncentrácia popolčeka v spalinách (2.1-19)

Súčiniteľ zoslabenia sálania koksovými časticami:

$$10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 0,15 \quad (5.25)$$

Plocha horiacej vrstvy paliva na rošte:

$$R = s_{oh} \cdot l_{oh} = 5,58 \cdot 6,39 = 35,66 \text{ m}^2 \quad (5.26)$$

Množstvo tepla odovzdaného v ohnisku do stien:

$$Q_I = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_{ok}) \quad (5.27)$$

$$Q_I = 4,942 \cdot 0,989 \cdot (12616,8 - 9296,6) = 16043,1 \text{ kW}$$

6 NÁVRH KONVEKČNÝCH PLÔCH

6.1 Tlakové straty vo výhrevných plochách

Tlakové straty v jednotlivých výhrevných plochách sú určené na odporúčanie konzultanta.

Tlaková strata v prehrievači P3:	$\Delta p_{p3} = 0,15 \text{ MPa}$
Tlaková strata v prehrievači P2:	$\Delta p_{p2} = 0,15 \text{ MPa}$
Tlaková strata v prehrievači P1:	$\Delta p_{p1} = 0,15 \text{ MPa}$
Tlaková strata vo výparníku:	$\Delta p_{vyp} = 0 \text{ MPa}$
Tlaková strata v závesných rúrkach:	$\Delta p_{zr} = 0,05 \text{ MPa}$
Tlaková strata v ekonomizéri:	$\Delta p_{eko} = 0,6 \text{ MPa}$
Tlak prehriatej pary:	$p_{pp} = 4,3 \text{ MPa}$

Tlak napájacej vody:

$$P_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zr} + \Delta p_{eko} \quad (6.1)$$

$$P_{nv} = 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0 + 0,05 + 0,6 = 5,4 \text{ MPa}$$

6.2 Tepelný výkon kotla podľa jednotlivých plôch

Na výpočet nasledujúcich veličín používam software termodynamických parných tabuliek XSteam [3].

6.2.1 Prehrievač P3

Parametre prehrievača P3 na výstupe:

Tlak pary na výstupe:	$p_{P3.out} = 4,3 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupe:	$t_{P3.out} = 430 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Entalpia pary na výstupe:	$i_{P3.out} = f(p_{P3.out}; t_{P3.out}) = 3280 \text{ kJ/kg}$

Parametre prehrievača P3 na vstupe:

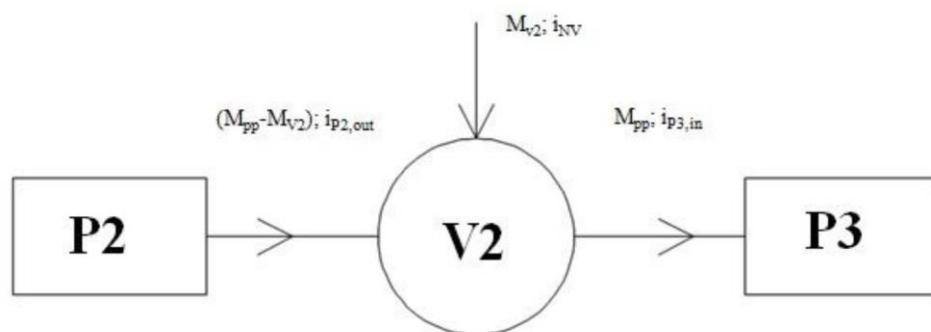
Tlak pary na vstupe:	$p_{P3.in} = p_{P3.out} + \Delta p_{p3} = 4,3 + 0,15 = 4,45 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupe:	$t_{P3.in} = f(p_{P3.in}; i_{P3.in}) = 356,8^{\circ}\text{C}$
Entalpia pary na vstupe:	$i_{P3.in} = i_{P3.out} - \Delta i_{P3} = 3280 - 180 = 3100 \text{ kJ/kg}$
Entalpický spád:	$\Delta i_{P3} = 180 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon prehrievača P3:

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{P3} = 19,44 \cdot 180 = 3500 \text{ kW} \quad (6.2)$$

6.2.2 Prehrievač P2

Medzi prehrievačmi P2 a P3 je umiestnený vstreok napájacej vody, ktorý zaisťuje reguláciu teploty pary. Po konzultácii bolo množstvo vstreku zvolené na 3% z celkového množstva prehriatej pary. Schéma vstreku je na nasledujúcom obrázku.



Obr. 4 Schéma regulačního vstřeku napájecí vody V2

Regulační vstřek napájecí vody:

$$M_{V2} = 0,03 \cdot M_{pp} = 0,03 \cdot 19,44 = 0,583 \text{ kg/s} \quad (6.3)$$

Bilanční rovnice:

Výpočet entalpie na výstupu z prehřeváče P2:

$$(M_{pp} - M_{V2}) \cdot i_{P2.out} + M_{V2} \cdot i_{NV} = M_{pp} \cdot i_{P3.in} \quad (6.4)$$

$$i_{P2.out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{P3.in} - M_{V2} \cdot i_{NV}}{(M_{pp} - M_{V2})}$$

$$i_{P2.out} = \frac{19,44 \cdot 3100 - 0,583 \cdot 507}{(19,44 - 0,583)} = 3180 \text{ kJ/kg}$$

Parametre prehřeváče P2 na výstupu:

Tlak pary na výstupu:	$p_{P2.out} = p_{P3.out} + \Delta p_{p3} = 4,3 + 0,15 = 4,45 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupu:	$t_{P2.out} = f(p_{P2.out}; i_{P2.out}) = 389^\circ\text{C}$
Entalpia pary na výstupu:	$i_{P2.out} = 3180 \text{ kJ/kg}$

Parametre prehřeváče P2 na vstupu:

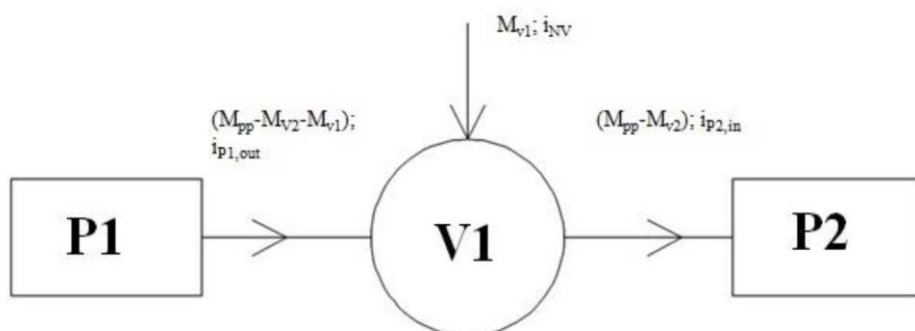
Tlak pary na vstupu:	$p_{P2.in} = p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2}$
	$p_{P2.in} = 4,3 + 0,15 + 0,15 = 4,6 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupu:	$t_{P2.in} = f(p_{P2.in}; i_{P2.in}) = 306^\circ\text{C}$
Entalpia pary na vstupu:	$i_{P2.in} = i_{P2.out} - \Delta i_{P2} = 3180 - 220 = 2960 \text{ kJ/kg}$
Entalpický spád:	$\Delta i_{P2} = 220 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon prehřeváče P2:

$$Q_{P3} = (M_{pp} - M_{V2}) \cdot \Delta i_{P2} = (19,44 - 0,583) \cdot 220 = 4149,4 \text{ kW} \quad (6.5)$$

6.2.3 Prehrievač P1

Medzi prehrievačmi P1 a P2 je umiestnený regulačný vstreky napájajúcej vody s hodnotou vstreku 4% z celkového množstva prehriatej pary.



Obr. 5 Schéma regulačného vstreku napájajúcej vody V1

Regulačný vstreky napájajúcej vody:

$$M_{V1} = 0,04 \cdot M_{pp} = 0,04 \cdot 19,44 = 0,778 \text{ kg/s} \quad (6.6)$$

Bilančná rovnica:

Výpočet entalpie na výstupe z prehrievača P1:

$$(M_{pp} - M_{V2} - M_{V1}) \cdot i_{P1.out} + M_{V1} \cdot i_{NV} = (M_{pp} - M_{V2}) \cdot i_{P2.in} \quad (6.7)$$

$$i_{P1.out} = \frac{(M_{pp} - M_{V2}) \cdot i_{P2.in} - M_{V1} \cdot i_{NV}}{(M_{pp} - M_{V2} - M_{V1})}$$

$$i_{P1.out} = \frac{(19,44 - 0,583) \cdot 2960,3 - 0,778 \cdot 507}{(19,44 - 0,583 - 0,778)} = 3065,8 \text{ kJ/kg}$$

Parametre prehrievača P1 na výstupe:

Tlak pary na výstupe:

$$p_{P1.out} = p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2}$$

$$p_{P1.out} = 4,3 + 0,15 + 0,15 = 4,6 \text{ MPa}$$

Teplota pary na výstupe:

$$t_{P1.out} = f(p_{P1.out}; i_{P1.out}) = 345 \text{ °C}$$

Entalpia pary na výstupe:

$$i_{P1.out} = 3065,8 \text{ kJ/kg}$$

Parametre prehrievača P1 na vstupe:

Tlak pary na vstupe:

$$p_{P1.in} = p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1}$$

$$p_{P1.in} = 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 4,75 \text{ MPa}$$

Teplota pary na vstupe:

$$t_{P1.in} = 266 \text{ °C}$$

Entalpia pary na vstupe:

$$i_{P1.in} = 2819,6 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád:

$$\Delta i_{P1} = 246,2 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný výkon prehrievača P1:

$$Q_{P1} = (M_{pp} - M_{V2} - M_{V1}) \cdot \Delta i_{P1} \quad (6.8)$$

$$Q_{P1} = (19,44 - 0,583 - 0,778) \cdot 246,2 = 4451,8 \text{ kW}$$

6.2.4 Závesné rúrky

Parametre závesných rúrok na výstupe:

$$\begin{aligned}
 \text{Tlak pary na výstupe:} \quad p_{zr.out} &= p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} \\
 p_{zr.out} &= 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 = 4,75 \text{ MPa} \\
 \text{Teplota pary na výstupe:} \quad t_{zr.out} &= 266 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 \text{Entalpia pary na výstupe:} \quad i_{zr.out} &= 2819,6 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Parametre závesných rúrok na vstupe:

$$\begin{aligned}
 \text{Tlak pary na vstupe:} \quad p_{zr.in} &= p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{zr} \\
 p_{zr.in} &= 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 = 4,8 \text{ MPa} \\
 \text{Teplota pary na vstupe:} \quad t_{zr.in} &= 261 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 \text{Entalpia pary na vstupe:} \quad i_{zr.in} &= 2796 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Tepelný výkon závesných rúrok:

$$Q_{P3} = (M_{pp} - M_{V2} - M_{V1}) \cdot (i_{zr.out} - i_{zr.in}) \quad (6.9)$$

$$Q_{P3} = (19,44 - 0,583 - 0,778) \cdot (2819 - 2796) = 430 \text{ kW}$$

6.2.5 Výparník

$$\begin{aligned}
 \text{Tlak vo výparníku:} \quad p_{vyp} &= p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{zr} \\
 p_{vyp} &= 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,05 = 4,8 \text{ MPa} \\
 \text{Teplota pary na výstupe:} \quad t_{vyp.out} &= 261 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Parametre výparníku na výstupe:

$$\text{Entalpia na výstupe:} \quad i_{vyp.out} = 2796 \text{ kJ/kg}$$

Parametre výparníku na vstupe:

$$\text{Entalpia pary na vstupe:} \quad i_{vyp.in} = 1141,8 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_{vyp} = (M_{pp} - M_{V2} - M_{V1}) \cdot (i_{vyp.out} - i_{vyp.in}) \quad (6.10)$$

$$Q_{vyp} = (19,44 - 0,583 - 0,778) \cdot (2796 - 1141,8) = 30801,5 \text{ kW}$$

6.2.6 Ekonomizér

Parametre ekonomizéra na výstupe:

$$\begin{aligned}
 \text{Tlak pary na výstupe:} \quad p_{eko.out} &= p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zr} \\
 p_{eko.out} &= 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0 + 0,05 \\
 p_{eko.out} &= 4,8 \text{ MPa} \\
 \text{Teplota pary na výstupe:} \quad t_{eko.out} &= 251 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 \text{Entalpia pary na výstupe:} \quad i_{eko.out} &= 1141,8 \text{ kJ/kg} \\
 \text{Teplota nedohrevu:} \quad \Delta t_{nedohrev} &= t_{vyp.out} - t_{eko.out} = 261 - 251 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Parametre ekonomizéra na vstupu:

Tlak pary na vstupu: $p_{eko.in} = p_{PP} + \Delta p_{p3} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zr} + \Delta p_{eko}$
 $p_{eko.in} = 4,3 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0 + 0,05 + 0,6 = 5,4 \text{ MPa}$

Teplota pary na vstupu: $t_{eko.in} = 120^\circ\text{C}$

Entalpia pary na vstupu: $i_{eko.in} = 507 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon ekonomizéra:

$$Q_{eko} = (M_{pp} - M_{V2} - M_{V1}) \cdot (i_{eko.out} - i_{eko.in}) \quad (6.11)$$

$$Q_{eko} = (19,44 - 0,583 - 0,778) \cdot (1141,8 - 507) = 10580,1 \text{ kW}$$

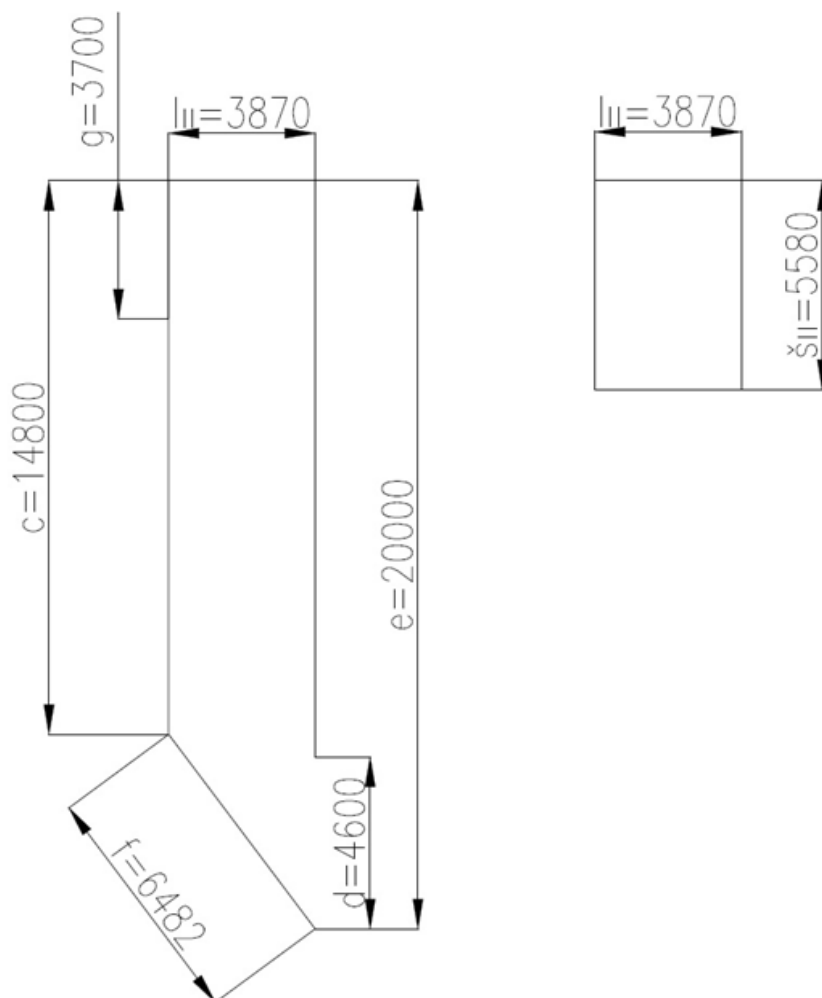
6.3 Celkové potřebné teplo

$$Q_{celk} = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{zr} + Q_{vyp} + Q_{eko} \quad (6.12)$$

$$Q_{celk} = 3500 + 4149,4 + 4451,8 + 430 + 30801,5 + 10580,1 = 53913 \text{ kW}$$

7 NÁVRH II. ŤAHU

Z dôvodu vysokých teplôt na konci spaľovacej komory, je II. ťah kotla tvorený len membránovou stenou výparníku. Ak by v tejto oblasti boli umiestnené akékoľvek teplozmenné plochy, mohlo by dochádzať k nalepovaniu častíc popolčeka zo spalín, to by viedlo k zníženiu prestupu tepla a následnej nižšej účinnosti kotla.



Obr. 6 Rozmery II. ťahu kotla

7.1 Určenie základných rozmerov II. ťahu

II. ťah kotla je počítaný pre rýchlosť spalín $w_{sp,II} = 6,5 \text{ m/s}$ a teplotu na konci II ťahu $t_{out,II} = 713,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez mrežu:

$$t_{str,II} = \frac{t_{in,II} + t_{out,II}}{2} \quad (7.1)$$

$$t_{str,II} = \frac{853,3 + 713,5}{2} = 783,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kde: $t_{in,II}$ – je teplota spalín na vstupe do II. ťahu [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{out,II}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z II. ťahu [$^{\circ}\text{C}$]

Plošný prierez spalínovou mrežou:

$$F_{II} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv}}{w_{sp,II}} \cdot \frac{t_{str,II} + 273,15}{273,15} \quad (7.2)$$

$$F_{II} = \frac{7,25 \cdot 4,94}{6,5} \cdot \frac{783,4 + 273,15}{273,15} = 21,32 \text{ m}^2$$

Dĺžka druhého ťahu:

$$l_{II} = \frac{F_{II}}{\xi_{II}} \quad (7.3)$$

$$l_{II} = \frac{21,32}{5,58} = 3,82 \text{ m}$$

Kde: ξ_{II} – je šírka kanála II. ťahu

Z dôvodu zvolenej rozteče rúrok membránovej steny, ktorá je 90 mm, volím dĺžku II. ťahu $l_{II} = 3,87 \text{ m}$.

Skutočná rýchlosť spalín v II. ťahu:

$$w_{spII,skut} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv}}{\xi_{II} \cdot l_{II}} \cdot \frac{t_{str,II} + 273,15}{273,15} \quad (7.4)$$

$$w_{spII,skut} = \frac{7,25 \cdot 4,94}{5,58 \cdot 3,87} \cdot \frac{783,4 + 273,15}{273,15} = 6,42 \text{ m/s}$$

7.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spII,skut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.5)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{95,6 \cdot 10^{-3}}{4,57} \cdot \left(\frac{6,42 \cdot 4,57}{131,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,63^{0,4} = 7,61 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_e – je ekvivalentný priemer [m]
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote v II. ťahu $t_{str,II} = 783,4^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 95,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 131,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,63$

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \xi_{II} \cdot l_{II}}{2 \cdot (\xi_{II} + l_{II})} \quad (7.6)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 5,58 \cdot 3,87}{2 \cdot (5,58 + 3,87)} = 4,57 \text{ m}$$

7.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{II, str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{II, str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{II, str}}} \quad (7.7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,395 \cdot 1056,6^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{1056,6}\right)^4}{1 - \frac{584,6}{1056,6}}$$

$$\alpha_s = 48,4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

a – je stupeň černosti spalín

T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.8)$$

$$a = 1 - e^{-0,502} = 0,395$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (7.9)$$

$$k \cdot p \cdot s = 1,46 \cdot 0,101 \cdot 3,395 = 0,502$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{II, str}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.10)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 3,395}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1056,6}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,46$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} \quad (7.11)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{369,3}{391,6} = 3,395 \text{ m}$$

Objem sálavej vrstvy:

$$V = \check{s}_{II} \cdot l_{II} \cdot c + \frac{\check{s}_{II} \cdot l_{II} \cdot d}{2} \quad (7.12)$$

$$V = 5,58 \cdot 3,87 \cdot 14,8 + \frac{5,58 \cdot 3,87 \cdot 4,6}{2} = 369,3 \text{ m}^3$$

Celkový povrch stien sálajúcej vrstvy:

$$F_{st} = 2 \cdot l_{II} \cdot c + \check{s}_{II} \cdot l_{II} + \check{s}_{II} \cdot c + \check{s}_{II} \cdot e + f \cdot l_{II} + f \cdot \check{s}_{II} \quad (7.13)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 3,87 \cdot 14,8 + 5,58 \cdot 3,87 + 5,58 \cdot 14,8 + 5,58 \cdot 20 + 6,482 \cdot 3,87 + 6,482 \cdot 5,58$$

$$F_{st} = 391,6 \text{ m}^2$$

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (7.14)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti

Δt – teplotný prírastok, ktorý je daný tepelným odporom materiálu rúrok a nánosom na rúrkach

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.15)$$

$$\alpha_1 = 7,6 + 48,3 = 55,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.1.3 Súčiniteľ priestupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (7.16)$$

$$k = \frac{55,9}{1 + 0,004 \cdot 55,9} = 45,8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

7.1.4 Teplota na výstupe z II. ťahu

$$Q_{II} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (7.17)$$

$$Q_{II} = 45,8 \cdot 345,3 \cdot 518,9 \cdot 10^{-3} = 8200,8 \text{ kW}$$

Kde: S – je teplozmenná plocha II. ťahu [m^2]

Δt – je stredný logaritmický spád [$^\circ\text{C}$]

Teplozmenná plocha II. ťahu:

$$S = F_{st} - g \cdot \check{s}_{II} - d \cdot \check{s}_{II} \quad (7.18)$$

$$S = 391,6 - 3,7 \cdot 5,58 - 4,6 \cdot 5,58 = 345,3 \text{ m}^2$$

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7.19)$$

$$\Delta t = \frac{591,9 - 452,1}{\ln \frac{591,9}{452,1}} = 518,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{oksk} - t_{vyp} = 853,3 - 261,4 = 591,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{vyp} = 713,5 - 261,4 = 452,1^\circ\text{C}$$

Teplo spalín na vstupe do II. ťahu:

$$Q_{II,in} = M_{pv} \cdot I_{sp,oksk} \quad (7.20)$$

$$Q_{II,in} = 4,94 \cdot 9336,4 = 46127,4 \text{ kW}$$

Kde: $I_{sp,oksk} = 9336,4 \text{ kJ/kg}$ je entalpia spalín na vstupe do II. ťahu. Entalpia je vypočítaná interpoláciou z tabuľky 3 pre teplotu $t_{oksk} = 853,3^\circ\text{C}$, čo je skutočná teplota spalín na vstupe do II. ťahu.

Teplo spalín na výstupe z II. ťahu:

$$Q_{II,out} = Q_{II,in} - Q_{II} \quad (7.21)$$

$$Q_{II,out} = 46127,4 - 8200,8 = 37926,7 \text{ kW}$$

Entalpia spalín na výstupe z II. ťahu:

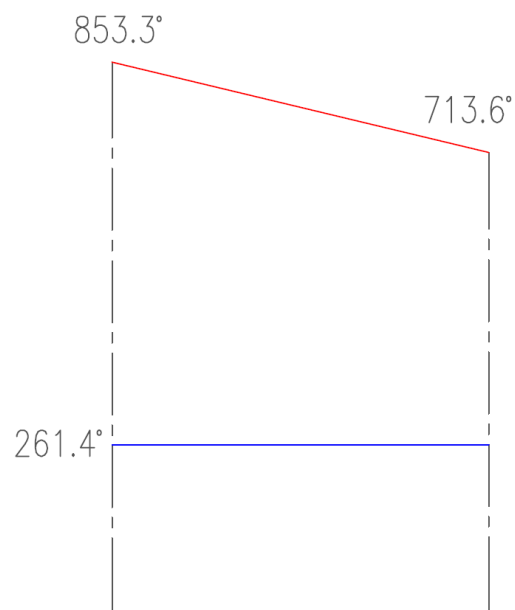
$$I_{sp,IIout} = \frac{Q_{II,out}}{M_{pv}} \quad (7.22)$$

$$I_{sp,mout} = \frac{37926,7}{4,94} = 7676,5 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupe z II. ťahu:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,IIout} = 7676,5 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,II}^{skut} = 713,6^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,II}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,II} = 713,5^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

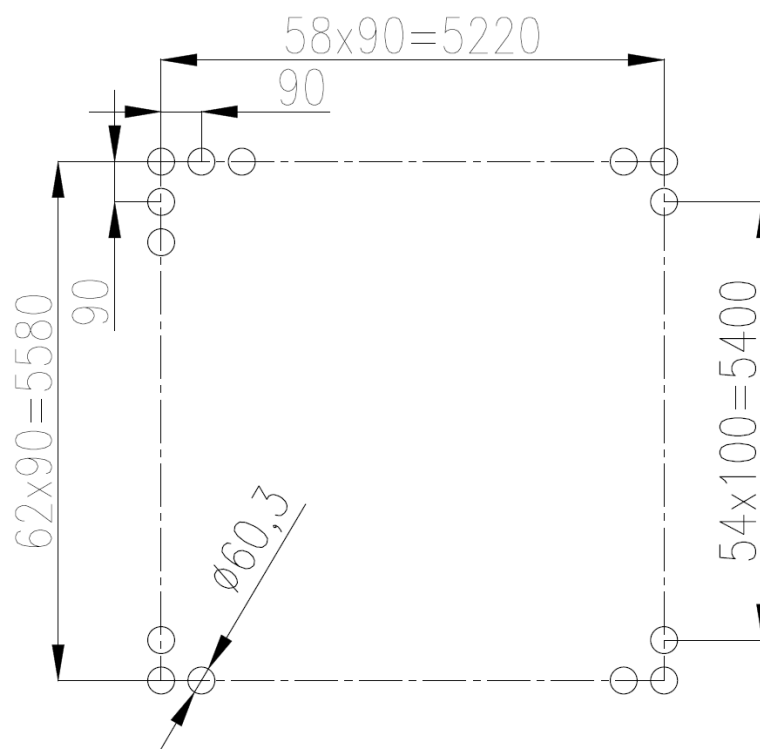
7.1.5 Teplotný spád v II. tahu



Obr. 7 Teplotný spád v II. tahu

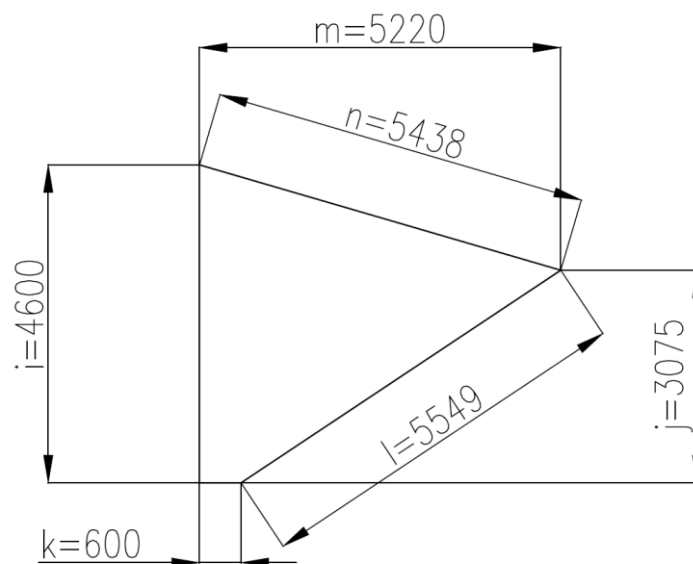
8 NÁVRH III. ŤAHU

Tretí ťah kotla je tvorený výparníkovými mrežami, membránovou stenou výparníka, prehrievačmi P2, P3, P1 a závesnými rúrkami. Tento ťah je rozdelený na niekoľko oblastí, podľa ktorých bude prebiehať výpočet.



Obr. 8 Rozmery III. ťahu

8.1 Obratová komora



Obr. 9 Obratová komora

Rýchlosť prúdu spalín v obratovej komore

$$w_{sp,vk} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv}}{\dot{V}_{ro} \cdot l_{III}} \cdot \frac{t_{str,vk} + 273,15}{273,15} \quad (8.1)$$

$$w_{sp,vk} = \frac{7,25 \cdot 4,94}{5,58 \cdot 5,22} \cdot \frac{705,6 + 273,15}{273,15} = 4,41 \text{ m/s}$$

Kde: $\dot{V}_{III}$ – je šírka III. ťahu kotla [m]

l_{III} – je dĺžka III. ťahu kotla [m]

Stredná teplota spalín v obratovej komore:

$$t_{str,vk} = \frac{t_{in,vk} + t_{out,vk}}{2} \quad (8.2)$$

$$t_{str,vk} = \frac{713,6 + 697,5}{2} = 705,6^\circ\text{C}$$

Kde: $t_{in,vk}$ – je teplota spalín na vstupe do obratovej komory [$^\circ\text{C}$]

$t_{out,vk}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z obratovej komory [$^\circ\text{C}$]

8.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,vk} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.3)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{88,1 \cdot 10^{-3}}{5,39} \cdot \left(\frac{4,41 \cdot 5,39}{115,2 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,64^{0,4} = 5,61 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_e – je ekvivalentný priemer [m]

λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]

ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m^2/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín [1], ktoré odpovedajú strednej teplote v obratovej komore $t_{str,vk} = 705,6^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 88,1 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$

- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 115,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

- Prandtlovo číslo $Pr = 0,64$

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \dot{V}_{ro} \cdot l_{III}}{2 \cdot (\dot{V}_{ro} + l_{III})} \quad (8.4)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 5,58 \cdot 5,22}{2 \cdot (5,58 + 5,22)} = 5,39 \text{ m}$$

8.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,vk}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,vk}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,vk}}} \quad (8.5)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,35 \cdot 978,7^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{978,7}\right)^4}{1 - \frac{584,6}{978,7}}$$

$$\alpha_s = 36,58 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]
 a – je stupeň černosti spalín
 T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.6)$$

$$a = 1 - e^{-0,432} = 0,35$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.7)$$

$$k \cdot p \cdot s = 1,94 \cdot 0,101 \cdot 2,2 = 0,432$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,vk}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.8)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 2,2}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{978,7}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,94$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} \quad (8.9)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{72,1}{117,5} = 2,2 \text{ m}$$

Kde: V – je objem sálavej vrstvy [m^3]
 F_{st} – je celkový povrch stien sálavej vrstvy [m^2]

Objem sálavej vrstvy:

$$V = k \cdot j \cdot \check{s}_{III} + \left(\frac{j \cdot \check{s}_{III} \cdot (m - k)}{2} \right) + \left(\frac{l_{III} \cdot \check{s}_{III} \cdot (i - j)}{2} \right) \quad (8.10)$$

$$V = 0,6 \cdot 3,075 \cdot 5,58 + \left(\frac{3,075 \cdot 5,58 \cdot (5,22 - 0,6)}{2} \right) + \left(\frac{5,22 \cdot 5,58 \cdot (4,6 - 3,075)}{2} \right)$$

$$V = 72,1 \text{ m}^2$$

Celkový povrch stien sálajúcej vrstvy:

$$F_{st} = i \cdot \check{s}_{III} + n \cdot \check{s}_{III} + k \cdot \check{s}_{III} + l \cdot \check{s}_{III} + 2 \cdot k \cdot j + (i - j) \cdot l_{III} + j \cdot (l_{III} - k) \quad (8.11)$$

$$F_{st} = 4,6 \cdot 5,58 + 5,438 \cdot 5,58 + 0,6 \cdot 5,58 + 5,549 \cdot 5,58 + 2 \cdot 0,6 \cdot 3,075 + (4,6 - 3,075) \cdot 5,22 + 3,075 \cdot (5,22 - 0,6)$$

$$F_{st} = 117,5 \text{ m}^2$$

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.12)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti

Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.13)$$

$$\alpha_1 = 5,61 + 36,58 = 42,19 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.1.3 Súčiniteľ priestupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.14)$$

$$k = \frac{42,19}{1 + 0,004 \cdot 42,19} = 36,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

8.1.4 Teplota na výstupe z obratovej komory**Teplo odobraté v obratovej komore:**

$$Q_{vk} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.15)$$

$$Q_{vk} = 36,1 \cdot 58,17 \cdot 444,1 \cdot 10^{-3} = 932,5 \text{ kW}$$

Kde: S – je teplozmenná plocha obratovej komory [m^2]

Δt – je stredný logaritmický spád [$^\circ\text{C}$]

Teplozmenná plocha obratovej komory:

$$S = F_{st} - \dot{q}_{III} \cdot i - \dot{q}_{III} \cdot k - \dot{q}_{III} \cdot n \quad (8.16)$$

$$S = 117,5 - 5,58 \cdot 4,6 - 5,58 \cdot 0,6 - 5,58 \cdot 5,438 = 58,17 \text{ m}^2$$

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.17)$$

$$\Delta t = \frac{452,2 - 436,1}{\ln \frac{452,2}{436,1}} = 444,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,vk} - t_{vyp} = 713,6 - 261,4 = 452,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,vk} - t_{vyp} = 697,5 - 261,4 = 436,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplo spalín na vstupe do obratovej komory:

$$Q_{vk,in} = Q_{II,out} \quad (8.18)$$

$$Q_{vk,in} = 37926,7 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupe z obratovej komory:

$$Q_{vk,out} = Q_{vk,in} - Q_{vk} \quad (8.19)$$

$$Q_{vk,out} = 37926,7 - 932,5 = 36994,2 \text{ kW}$$

Entalpia spalín na výstupe z obratovej komory:

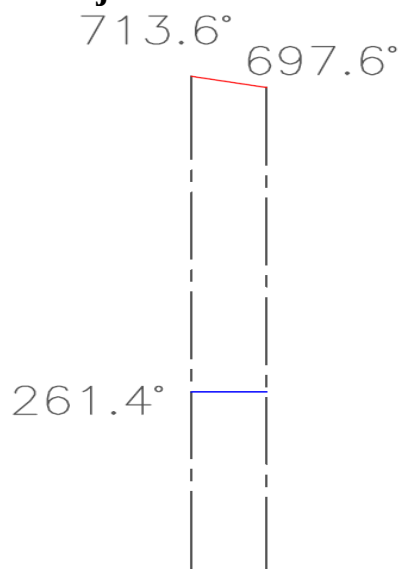
$$I_{vk,out} = \frac{Q_{vk,out}}{M_{pv}} \quad (8.20)$$

$$I_{vk,out} = \frac{36994,2}{4,94} = 7487,8 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupe z obratovej komory:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{vk,out} = 7487,8 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,vk}^{skut} = 697,6 \text{ } ^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{II,out}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,vk} = 697,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

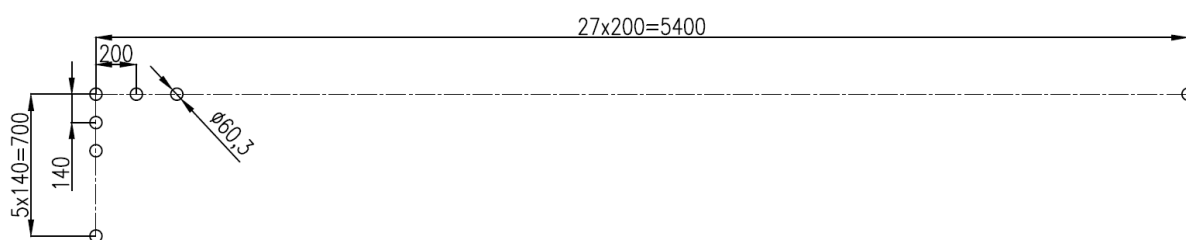
8.1.5 Teplotný spád v obratovej komore



Obr. 10 Teplotný spád v obratovej komore

8.2 Oblasť 1

Oblasť 1 tvorí samostatný rúrkový výparník V1, ktorý je umiestnený za obratovou komorou. Výparník je vytvorený zo 6 radov, v každom rade sa nachádza 28 kusov rúrok. Výparník je naklonený oproti horizontálnej rovine o 10 stupňov.



Obr. 11 Konštrukčné riešenie rúrkového výparníka V1

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez výparník:

$$w_{sp,v1} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{III} \cdot l_{III} - l_{v1} \cdot n_{tr} \cdot D_{tr}} \cdot \frac{t_{str,v1} + 273,15}{273,15} \quad (8.21)$$

$$w_{sp,v1} = \frac{7,25 \cdot 4,94}{5,58 \cdot 5,22 - 5,3 \cdot 28 \cdot 0,0603} \cdot \frac{666,3 + 273,15}{273,15} = 6,1 \text{ m/s}$$

Kde: l_v – je dĺžka rúrky výparníku [m]
 n_{tr} – je počet trubiek v jednej rade
 D_{tr} – je vonkajší priemer rúrok [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez výparník:

$$t_{str,v1} = \frac{t_{in,v1} + t_{out,v1}}{2} \quad (8.22)$$

$$t_{str,v1} = \frac{697,6 + 635}{2} = 666,3^{\circ}\text{C}$$

Kde: $t_{in,v1}$ – je teplota spalín na vstupe do výparníka [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{out,v1}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z výparníka [$^{\circ}\text{C}$]

8.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left(\frac{w_{sp,v1} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.23)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,96 \cdot 1,02 \cdot \frac{84,5 \cdot 10^{-3}}{0,0603} \cdot \left(\frac{6,1 \cdot 0,0603}{107,7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,643^{0,33} = 47,26 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: C_Z – je opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok

C_S – je opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok

λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]

ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m^2/s]

Pr – je Prandtlovo číslo

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez výparník $t_{str,v1} = 666,3^{\circ}\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 84,5 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$

- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 107,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

- Prandtlovo číslo $Pr = 0,643$

Opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok:

Pre podmienku $n_{rad} < 10$ platí nasledujúce:

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rad} - 2) \quad (8.24)$$

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (6 - 2) = 0,96$$

Opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok:

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.25)$$

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,32}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,02$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} \quad (8.26)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,2}{0,0603} = 3,32$$

Platí, že $\sigma_1 = 3,32 > 3$ použijem pre výpočet hodnotu $\sigma_1 = 3$. [1]

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} \quad (8.27)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,14}{0,0603} = 2,32$$

8.2.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,v1}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,v1}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,v1}}} \quad (8.28)$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,193 \cdot 939,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{939,4}\right)^4}{1 - \frac{584,6}{939,4}}$$

$$\alpha_S = 18,47 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

a – je stupeň černosti spalín

T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.29)$$

$$a = 1 - e^{-0,214} = 0,193$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.30)$$

$$k \cdot p \cdot s = 4,44 \cdot 0,101 \cdot 0,478 = 0,214$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,v1}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.31)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,478}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{939,4}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,44$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}^2} - 1 \right) \quad (8.32)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,14}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,478 \text{ m}$$

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.33)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti
 Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.34)$$

$$\alpha_1 = 47,26 + 18,47 = 65,73 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.2.3 Súčiniteľ priestupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.35)$$

$$k = \frac{65,73}{1 + 0,0045 \cdot 65,73} = 53,47 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

8.2.4 Teplota na výstupe z oblasti 1**Teplo odobraté spalínám v oblasti 1:**

$$Q_{v1} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.36)$$

$$Q_{v1} = 53,47 \cdot 168,7 \cdot 404,1 \cdot 10^{-3} = 3547,7 \text{ kW}$$

Kde: S – je teplozmenná plocha mreže [m²]
 Δt – je stredný logaritmický spád [°C]

Teplozmenná plocha výparníku:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_{v1} \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \quad (8.37)$$

$$S = \pi \cdot 0,0603 \cdot 5,3 \cdot 28 \cdot 6 = 168,7 \text{ m}^2$$

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.38)$$

$$\Delta t = \frac{436,2 - 373,6}{\ln \frac{436,2}{373,6}} = 404,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,v1} - t_{vyp} = 697,6 - 261,4 = 436,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,v1} - t_{vyp} = 635 - 261,4 = 373,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplo spalín na vstupu do výparníka:

$$Q_{v1,in} = Q_{vk,out} \quad (8.39)$$

$$Q_{v1,in} = 36994,2 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupu z výparníka:

$$Q_{v1,out} = Q_{v1,in} - Q_{v1} \quad (8.40)$$

$$Q_{v1,out} = 36994,2 - 3547,7 = 33446,5 \text{ kW}$$

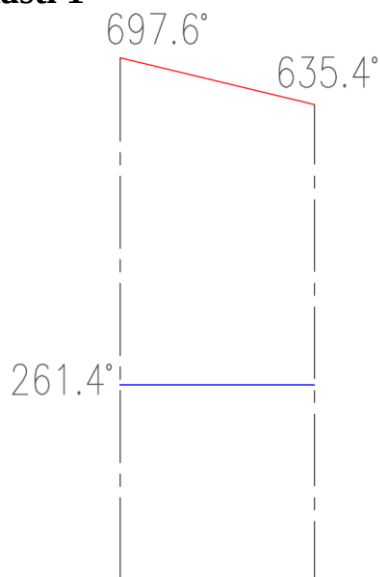
Entalpia spalín na výstupu z výparníka:

$$I_{sp,v1out} = \frac{Q_{v1,out}}{M_{pv}} \quad (8.41)$$

$$I_{sp,v1out} = \frac{33446,5}{4,94} = 6769,7 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupu z výparníka:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,v1out} = 6769,7 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,v1}^{skut} = 635,4^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,v1}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,v1} = 635^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

8.2.5 Teplotný spád v oblasti 1

Obr. 12 Teplotný spád v oblasti 1

8.3 Oblasť 2

Oblasť 2 tvoria membránové steny výparníka, prehrievač 2 a závesné rúrky.

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez oblasť 2:

$$w_{sp,2} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv} \cdot \frac{t_{str,2} + 273,15}{273,15}}{\dot{Q}_{III} \cdot l_{III} - l_{P2} \cdot n_{tr,P2} \cdot D_{tr,P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \quad (8.42)$$

$$w_{sp,2} = \frac{7,25 \cdot 4,94 \cdot \frac{592,7 + 273,15}{273,15}}{5,58 \cdot 5,22 - 5,06 \cdot 28 \cdot 0,0337 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} = 4,68 \text{ m/s}$$

Kde: l_{P2} – je dĺžka rúrky prehrievača P2 [m]
 $n_{tr,P2}$ – je počet rúrok prehrievača P2 v jednej rade
 $D_{tr,P2}$ – je vonkajší priemer rúrok prehrievača P2 [m]
 n_{zt} – je počet závesných rúrok
 D_{zt} – je vonkajší priemer závesných rúrok [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez oblasť 2:

$$t_{str,2} = \frac{t_{in,2} + t_{out,2}}{2} \quad (8.43)$$

$$t_{str,2} = \frac{635,4 + 550}{2} = 592,7^\circ\text{C}$$

Kde: $t_{in,2}$ – je teplota spalín na vstupe do oblasti 2 [$^\circ\text{C}$]
 $t_{out,2}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z oblasti 2 [$^\circ\text{C}$]

8.3.1 Membránová stena

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.44)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{77,6 \cdot 10^{-3}}{0,308} \cdot \left(\frac{4,68 \cdot 0,308}{93,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,65^{0,4} = 10,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_e – je ekvivalentný priemer [m]
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m^2/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 2 $t_{str,2} = 592,7^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 77,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 93,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,65$

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\dot{V}_{III} \cdot l_{III} - n_{tr,P2} \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\dot{V}_{III} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} + 2 \cdot n_{tr,P2} \cdot (D_{tr,P2} + l_{P2})} \quad (8.45)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(5,58 \cdot 5,22 - 28 \cdot 0,0337 \cdot 5,06 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (5,58 + 5,22) + 56 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 28 \cdot (0,0337 + 5,06)} = 0,308 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,2}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,2}}} \quad (8.46)$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,194 \cdot 865,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{865,9} \right)^4}{1 - \frac{584,6}{865,9}}$$

$$\alpha_S = 15,77 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

a – je stupeň černosti spalín

T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.47)$$

$$a = 1 - e^{-0,216} = 0,194$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.48)$$

$$k \cdot p \cdot s = 4,8 \cdot 0,101 \cdot 0,446 = 0,216$$

Súčiniteľ zoslabenia sákania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.49)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,446}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 865,6) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,8$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sálavej vrstvy:

Účinná hrúbka sálavej vrstvy je celej oblasti 2 konštantná.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P2} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P2}^2} - 1 \right) \quad (8.50)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,07}{0,0337^2} - 1 \right) = 0,446 \text{ m}$$

Kde: s_1 – je priečna rozteč zväzku rúrok prehrievača P2
 s_2 – je pozdĺžna rozteč zväzku rúrok prehrievača P2

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.51)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti
 Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.52)$$

$$\alpha_1 = 10,9 + 15,77 = 26,67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.53)$$

$$k = \frac{26,67}{1 + 0,004 \cdot 26,67} = 24,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,0045

Teplo odobraté membránovou stenou:

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.54)$$

$$Q_{ms} = 24,1 \cdot 59,6 \cdot 329,5 \cdot 10^{-3} = 473,4 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha membránovej steny:

$$S = 2 \cdot h_2 \cdot (\check{s}_{III} + l_{III}) \quad (8.55)$$

$$S = 2 \cdot 2,76 \cdot (5,58 + 5,22) = 329,5 \text{ m}^2$$

Kde: h_2 – je výška oblasti 2 [m]

Stredný logaritmicný spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.56)$$

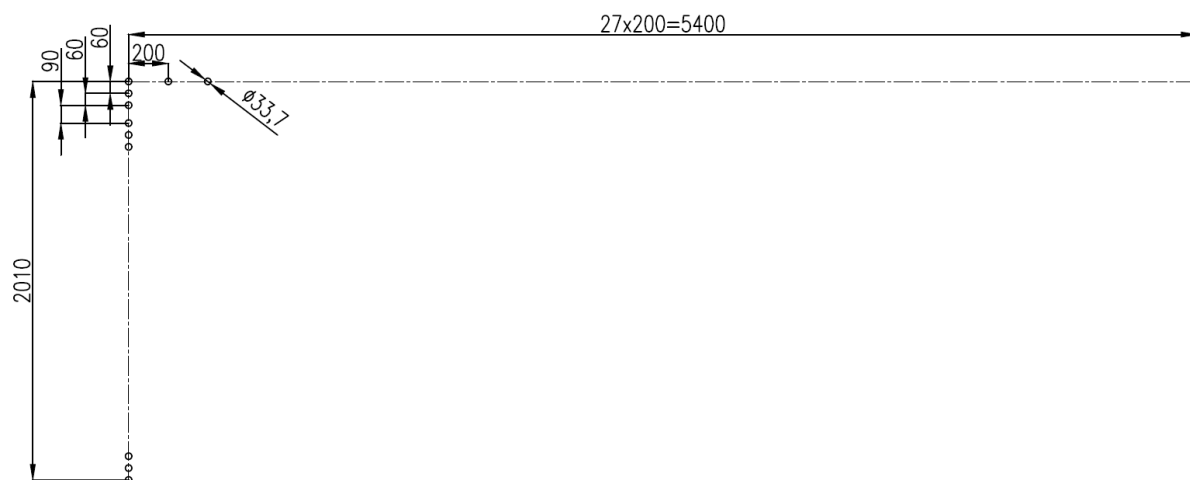
$$\Delta t = \frac{374 - 288,6}{\ln \frac{374}{288,6}} = 329,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{vyp} = 635,4 - 261,4 = 374 \text{ } ^\circ\text{C}$$

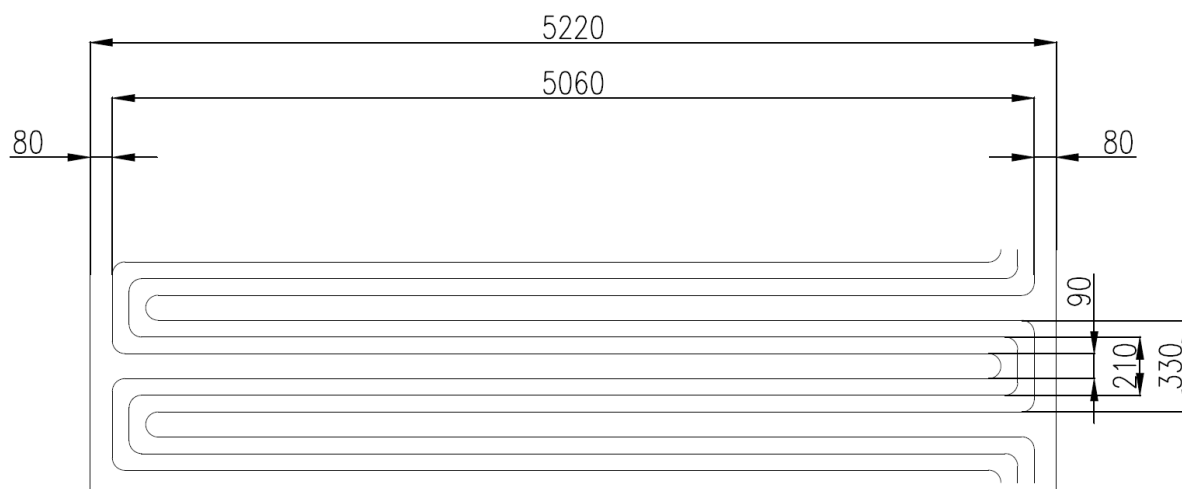
$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{vyp} = 550 - 261,4 = 288,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.3.2 Prehrievač P2

Prehrievač P2 tvorí rúrkový zväzok, ktorý je dimenzovaný ako trojhad. Počet radov prehrievača P2 po výške ťahu je 10. Po šírke ťahu kotla je v jednej rade umiestnených 28 rúrok s vonkajším priemerom 33,7 mm a hrúbkou steny 4 mm. Pričná rozteč medzi rúrkami v jednej rade je 200 mm.



Obr. 13 Konštrukčné riešenie prehrievača P2



Obr. 14 Rozmery prehrievača P2

Parametre prehrievača P2 na vstupe:

Tlak pary na vstupe:	$p_{P2.in} = 4,6 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupe:	$t_{P2.in} = 306^\circ\text{C}$
Entalpia pary na vstupe:	$i_{P2.in} = 2960 \text{ kJ/kg}$
Merný objem pary na vstupe:	$v_{P2.in} = 0,0511 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre prehrievača P2 na výstupe:

Tlak pary na výstupe:	$p_{P2.out} = 4,45 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupe:	$t_{P2.out} = 389^\circ\text{C}$
Entalpia pary na výstupe:	$i_{P2.out} = 3180 \text{ kJ/kg}$
Merný objem pary na výstupe:	$v_{P2.out} = 0,0642 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný tlak pary:

$$p_{p,str} = \frac{p_{P2.in} + p_{P2.out}}{2} \quad (8.57)$$

$$p_{p,str} = \frac{4,6 + 4,45}{2} = 4,525 \text{ MPa}$$

Stredný merný objem pary:

$$v_{p,str} = \frac{v_{P2.in} + v_{P2.out}}{2} \quad (8.58)$$

$$v_{p,str} = \frac{0,0511 + 0,0642}{2} = 0,0576 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stredná teplota pary:

$$t_{p,str} = \frac{t_{P2.in} + t_{P2.out}}{2} \quad (8.59)$$

$$t_{p,str} = \frac{306 + 389}{2} = 347,5^\circ\text{C}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$w_p = \frac{M_{pp,P2} \cdot v_{p,str}}{F_p} \quad (8.60)$$

$$w_p = \frac{18,86 \cdot 0,057}{0,044} = 24,9 \text{ m/s}$$

Prietokové množstvo pary cez prehrievač P2:

$$M_{pp,P2} = M_{pp} - 0,03 \cdot M_{pp} \quad (8.61)$$

$$M_{pp,P2} = 19,4 - 0,03 \cdot 19,4 = 18,86 \text{ m/s}$$

Prietokový prierez pary:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot n_{tr,p2} \cdot p_h \quad (8.62)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \cdot 28 \cdot 3 = 0,044 \text{ m}^2$$

Kde: d_{p2} – je vnútorný priemer rúrky prehrievača P2 [m]
 p_h – je počet hadov prehrievača P2

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{p2}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{p2}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.63)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,78 \cdot 10^{-3}}{0,0257} \cdot \left(\frac{24,9 \cdot 0,0257}{13,06 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,09^{0,4} = 1810,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_{p2} – je vnútorný priemer rúrky prehrievača P2 [m]
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p,str} = 347,9^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 54,78 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 13,06 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,09$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,p2}} \cdot \left(\frac{w_{sp,2} \cdot D_{tr,p2}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.64)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{77,6 \cdot 10^{-3}}{0,0337} \cdot \left(\frac{4,68 \cdot 0,0337}{93,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,65^{0,33} = 49,96 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 2, $t_{str,2} = 592,7^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 77,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 93,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,65$

Opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok:

Pre podmienku $n_{rad} \geq 10$ platí nasledujúce:

$$C_Z = 1 \quad (8.65)$$

Opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok:

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.66)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,077}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P2}} \quad (8.67)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,2}{0,0337} = 5,935$$

Platí, že $\sigma_1 = 5,935 > 3$ použijem pre výpočet hodnotu $\sigma_1 = 3$. [1]

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P2}} \quad (8.68)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,07}{0,0337} = 2,077$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,2}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,2}}} \quad (8.69)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,194 \cdot 865,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{656,1}{865,9} \right)^4}{1 - \frac{656,1}{865,9}}$$

$$\alpha_s = 17,89 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.70)$$

$$a = 1 - e^{-0,216} = 0,194$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.71)$$

$$k \cdot p \cdot s = 4,8 \cdot 0,101 \cdot 0,446 = 0,216$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.72)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,446}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{865,9}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,8$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25), hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23) a hodnota veličiny s podľa rovnice (8.50).

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p, str} + \Delta t \quad (8.73)$$

$$t_z = 261,4 + 35 = 382,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 656,1 \text{ K}$$

Kde: Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k, sp} + \alpha_{s, sp} \quad (8.74)$$

$$\alpha_1 = 49,96 + 17,89 = 67,85 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.75)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{67,85} + \frac{1}{1810,5} + 0,01} = 39,54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,01

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.76)$$

$$\Delta t = \frac{328,8 - 160,8}{\ln \frac{328,8}{160,8}} = 234,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{p2,in} = 635,4 - 306,6 = 328,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{p2,out} = 550 - 389,2 = 160,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Veľkosť teplozmennej plochy pri návrhovom výkone prehrievača P2:

$$S_{P2,navrh} = \frac{Q_{P2,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (8.77)$$

$$S_{P2,navrh} = \frac{4149,4}{39,54 \cdot 234,9 \cdot 10^{-3}} = 446,8 \text{ m}^2$$

Kde: $Q_{P2,navrh}$ - ja navrhovaný výkon prehrievača P2 [kW]

Počet radov prehrievača P2:

$$n_{rad} = \frac{S_{P2,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} \cdot p_h \cdot n_{tr,P2}} \quad (8.78)$$

$$n_{rad} = \frac{446,8}{\pi \cdot 0,0337 \cdot 5,06 \cdot 3 \cdot 28} = 9,93 \rightarrow \text{volím 10 radov}$$

Skutočná plocha prehrievača P2:

$$S_{P2skut} = \pi \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} \cdot p_h \cdot n_{tr,P2} \cdot n_{rad} \quad (8.79)$$

$$S_{P2skut} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 5,06 \cdot 3 \cdot 28 \cdot 10 = 450 \text{ m}^2$$

Skutočný výkon prehrievača P2:

$$Q_{P2skut} = k \cdot S_{P2skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.80)$$

$$Q_{P2skut} = 39,54 \cdot 450 \cdot 234,9 \cdot 10^{-3} = 4179 \text{ kW}$$

8.3.3 Závesné rúrky**Parametre závesných rúrok na vstupe:**

Tlak pary na vstupe:	$p_{zt.in} = 4,759 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupe:	$t_{zt.in} = 265,5^\circ\text{C}$
Merný objem pary na vstupe:	$v_{zt.in} = 0,04245 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre závesných rúrok na výstupe:

Tlak pary na výstupe:	$p_{zt.out} = 4,75 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupe:	$t_{zt.out} = 266,4^\circ\text{C}$
Merný objem pary na výstupe:	$v_{zt.out} = 0,04271 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný tlak pary:

$$p_{p,str} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} \quad (8.81)$$

$$p_{p,str} = \frac{4,759 + 4,75}{2} = 4,754 \text{ MPa}$$

Stredný merný objem pary:

$$v_{p,str} = \frac{v_{zt,in} + v_{zt,out}}{2} \quad (8.82)$$

$$v_{p,str} = \frac{0,04245 + 0,04271}{2} = 0,04258 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stredná teplota pary:

$$t_{p,str} = \frac{t_{zt,in} + t_{zt,out}}{2} \quad (8.83)$$

$$t_{p,str} = \frac{265,5 + 266,4}{2} = 265,95^\circ\text{C}$$

Prietočné množstvo pary cez závesné rúrky v oblasti 2:

$$M_{p,zl2} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (8.84)$$

$$M_{p,zl2} = 19,4 - (0,03 + 0,04) \cdot 19,4 = 18,08 \text{ m/s}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$w_{p,zl} = \frac{M_{p,zl2} \cdot v_{p,str}}{\frac{\pi \cdot d_{zl}^2}{4} \cdot n_{zl}} \quad (8.85)$$

$$w_{p,zl} = \frac{18,08 \cdot 0,04258}{\frac{\pi \cdot 0,0319^2}{4} \cdot 56} = 17,2 \text{ m/s}$$

Kde: d_{zl} – je vnútorný priemer závesnej rúrky [m]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zl}} \cdot \left(\frac{w_{p,zl} \cdot d_{zl}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.86)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{48,85 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{17,2 \cdot 0,0319}{7,816 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,27^{0,4} = 1920,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p,str} = 265,95^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 48,85 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 7,816 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,27$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zl}} \cdot \left(\frac{w_{sp,2} \cdot D_{zl}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.87)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{77,62 \cdot 10^{-3}}{0,0445} \cdot \left(\frac{4,68 \cdot 0,0445}{93,83 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,65^{0,4} = 16,06 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 2, $t_{str,2} = 592,7^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 77,62 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 93,83 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,65$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,2}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,2}}} \quad (8.88)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,194 \cdot 865,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{566,7}{865,9}\right)^4}{1 - \frac{566,7}{865,9}}$$

$$\alpha_{s,sp} = 15,28 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.89)$$

$$a = 1 - e^{-0,216} = 0,194$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.90)$$

$$k \cdot p \cdot s = 4,8 \cdot 0,101 \cdot 0,446 = 0,216$$

Súčiniteľ zoslabenia sárania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.91)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,446}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{865,9}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,8$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25), hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23) a hodnota veličiny s podľa rovnice (8.50).

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p,str} + (15 + 2 \cdot h_{zt}) \quad (8.92)$$

$$t_z = 265,95 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 293,56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 566,7 \text{ K}$$

Kde: h_{zt} – je hrúbka steny závesnej rúrky [mm]

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} \quad (8.93)$$

$$\alpha_1 = 16,06 + 15,28 = 31,34 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.94)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{31,34} + \frac{1}{1920,2} + 0,008} = 24,74 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,008

Teplo odobraté závesnými rúrkami:

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.95)$$

$$Q_{zt} = 24,74 \cdot 21,6 \cdot 324,9 \cdot 10^{-3} = 173,7 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha závesných rúrok:

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_2 \cdot n_{zt} \quad (8.96)$$

$$S = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,76 \cdot 56 = 21,6 \text{ m}^2$$

Kde: h_2 – je výška oblasti 2 [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.97)$$

$$\Delta t = \frac{369 - 284,5}{\ln \frac{369}{284,5}} = 324,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{zt,out} = 635,4 - 266,4 = 369 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{zt,in} = 550 - 265,5 = 284,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

8.3.4 Teplota na výstupe z oblasti 2**Teplo odobraté spalínám v oblasti 2:**

$$Q_2 = Q_{ms} + Q_{p2,skut} + Q_{zt} \quad (8.98)$$

$$Q_2 = 473,4 + 4179 + 173,7 = 4826,1 \text{ kW}$$

Teplo spalín na vstupe do oblasti 2:

$$Q_{2,in} = Q_{v1,out} \quad (8.99)$$

$$Q_{2,in} = 33446,5 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupe z oblasti 2:

$$Q_{2,out} = Q_{2,in} - Q_2 \quad (8.100)$$

$$Q_{2,out} = 33446,5 - 4826,1 = 28620,4 \text{ kW}$$

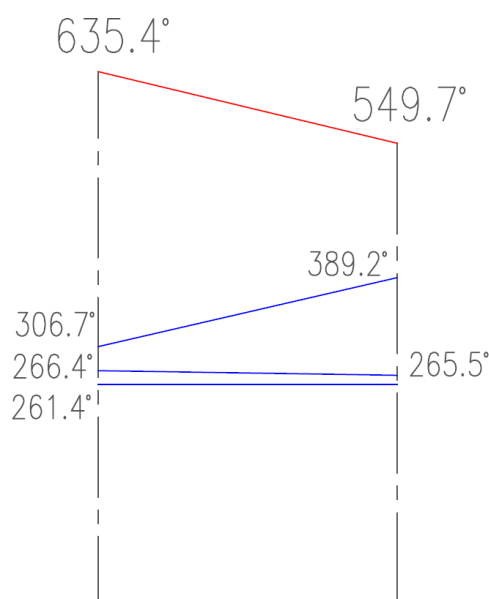
Entalpia spalín na výstupe z oblasti 2:

$$I_{2,out} = \frac{Q_{2,out}}{M_{pv}} \quad (8.101)$$

$$I_{sp,2out} = \frac{28620,4}{4,94} = 5792,9 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupe z oblasti 2:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,2out} = 5792,9 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,2}^{skut} = 549,7^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,2}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,2} = 550^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

8.3.5 Teplotný spád v oblasti 2

Obr. 15 Teplotný spád v oblasti 2

8.4 Oblasť 3

Nasledujúci výpočet je podobný ako predchádzajúci pre oblasť 2. Oblasť 3 tvoria membránové steny výparníka, prehrievač P3 a závesné rúrky.

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez oblasť 3:

$$w_{sp,3} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv} \cdot \frac{t_{str,3} + 273,15}{273,15}}{\check{s}_{III} \cdot l_{III} - l_{P3} \cdot n_{tr,P3} \cdot D_{tr,P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \quad (8.102)$$

$$w_{sp,3} = \frac{7,25 \cdot 4,94 \cdot \frac{513,4 + 273,15}{273,15}}{5,58 \cdot 5,22 - 5,06 \cdot 55 \cdot 0,038 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} = 5,59 \text{ m/s}$$

Kde: l_{P3} – je dĺžka rúrky prehrievača P3 [m]

$n_{tr,P3}$ – je počet rúrok prehrievača P3 v jednej rade

$D_{tr,P3}$ – je vonkajší priemer rúrok prehrievača P3 [m]

n_{zt} – je počet závesných rúrok

D_{zt} – je vonkajší priemer závesných rúrok [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez oblasť 3:

$$t_{str,3} = \frac{t_{in,3} + t_{out,3}}{2} \quad (8.103)$$

$$t_{str,3} = \frac{549,7 + 477}{2} = 513,4^\circ\text{C}$$

Kde: $t_{in,3}$ – je teplota spalín na vstupe do oblasti 3 [$^\circ\text{C}$]

$t_{out,3}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z oblasti 3 [$^\circ\text{C}$]

8.4.1 Membránová stena

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.104)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{70,16 \cdot 10^{-3}}{0,125} \cdot \left(\frac{5,59 \cdot 0,125}{78,91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,659^{0,4} = 15,7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_e – je ekvivalentný priemer [m]

λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]

ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m^2/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 3 $t_{str,3} = 513,4^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 70,16 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$

- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 78,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

- Prandtlovo číslo $Pr = 0,659$

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\dot{Q}_{III} \cdot l_{III} - n_{tr,P3} \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\dot{Q}_{III} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} + 2 \cdot n_{tr,P3} \cdot (D_{tr,P3} + l_{P3})} \quad (8.105)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(5,58 \cdot 5,22 - 55 \cdot 0,038 \cdot 5,06 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (5,58 + 5,22) + 56 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 55 \cdot (0,038 + 5,06)} = 0,125 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,3}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,3}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,3}}} \quad (8.106)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 786,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{786,5}\right)^4}{1 - \frac{584,6}{786,5}}$$

$$\alpha_s = 9,04 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]
 a – je stupeň černosti spalín
 T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.107)$$

$$a = 1 - e^{-0,144} = 0,134$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.108)$$

$$k \cdot p \cdot s = 8,04 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144$$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.109)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{786,5}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,04$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sáľavej vrstvy:

Účinná hrúbka sáľavej vrstvy je celej oblasti 3 konštantná.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P3} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P3}^2} - 1 \right) \quad (8.110)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,07}{0,038^2} - 1 \right) = 0,177 \text{ m}$$

Kde: s_1 – je priečna rozteč zväzku rúrok prehrievača P3
 s_2 – je pozdĺžna rozteč zväzku rúrok prehrievača P3

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.111)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti

Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.112)$$

$$\alpha_1 = 15,7 + 9,04 = 24,74 \frac{W}{m^2 K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.113)$$

$$k = \frac{24,74}{1 + 0,004 \cdot 24,74} = 22,5 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

Teplo odobraté membránovou stenou:

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.114)$$

$$Q_{ms} = 22,5 \cdot 59,6 \cdot 250,2 \cdot 10^{-3} = 335,8 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha membránovej steny:

$$S = 2 \cdot h_3 \cdot (\check{s}_{III} + l_{III}) \quad (8.115)$$

$$S = 2 \cdot 2,76 \cdot (5,58 + 5,22) = 59,6 \text{ m}^2$$

Kde: h_3 – je výška oblasti 3 [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.116)$$

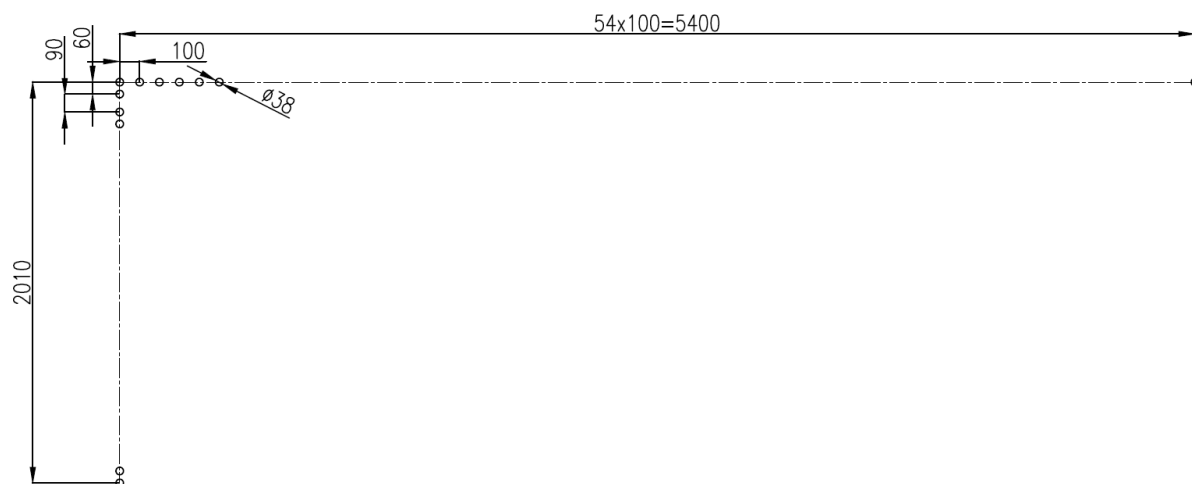
$$\Delta t = \frac{288,3 - 215,6}{\ln \frac{288,3}{215,6}} = 250,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,3} - t_{vyp} = 549,7 - 261,4 = 288,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

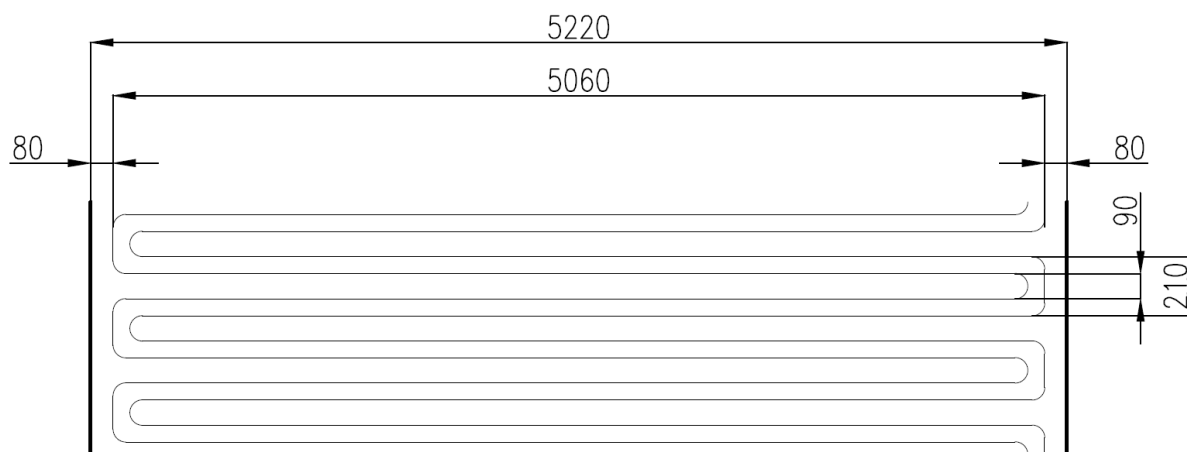
$$\Delta t_2 = t_{out,3} - t_{vyp} = 477 - 261,4 = 215,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.4.2 Prehrievač P3

Prehrievač P3 tvorí rúrkový zväzok, ktorý je dimenzovaný ako dvojhad. Počet radov prehrievača P3 po výške ťahu je 14. Po šírke ťahu kotla je v jednej rade umiestnených 55 trubiiek s vonkajším priemerom 38 mm a hrúbkou steny 4 mm. Pričná rozteč medzi rúrkami v jednej rade je 100 mm.



Obr. 16 Konštrukčné riešenie prehrievača P3



Obr. 17 Rozmery prehrievača P3

Parametre prehrievača P3 na vstupe:

Tlak pary na vstupe:	$p_{P3.in} = 4,45 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupe:	$t_{P3.in} = 357^\circ\text{C}$
Entalpia pary na vstupe:	$i_{P3.in} = 3100 \text{ kJ/kg}$
Merný objem pary na vstupe:	$v_{P3.in} = 0,06006 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre prehrievača P3 na výstupe:

Tlak pary na výstupe:	$p_{P3.out} = 4,3 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupe:	$t_{P3.out} = 430^\circ\text{C}$
Entalpia pary na výstupe:	$i_{P3.out} = 3280 \text{ kJ/kg}$
Merný objem pary na výstupe:	$v_{P3.out} = 0,07176 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný tlak pary:

$$p_{p,str} = \frac{p_{P3.in} + p_{P3.out}}{2} \quad (8.117)$$

$$p_{p, str} = \frac{4,45 + 4,3}{2} = 4,375 \text{ MPa}$$

Stredný merný objem pary:

$$v_{p, str} = \frac{v_{p3, in} + v_{p3, out}}{2} \quad (8.118)$$

$$v_{p, str} = \frac{0,06006 + 0,07176}{2} = 0,06591 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stredná teplota pary:

$$t_{p, str} = \frac{t_{p3, in} + t_{p3, out}}{2} \quad (8.119)$$

$$t_{p, str} = \frac{357 + 430}{2} = 393,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{p, str}}{F_p} \quad (8.120)$$

$$w_p = \frac{19,4 \cdot 0,06591}{0,078} = 16,48 \text{ m/s}$$

Prietokový prierez pary:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{p3}^2}{4} \cdot n_{tr, p3} \cdot p_h \quad (8.121)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 55 \cdot 2 = 0,078 \text{ m}^2$$

Kde: d_{p3} – je vnútorný priemer rúrky prehrievača P3 [m]
 p_h – je počet hadov prehrievača P3

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k, p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{p3}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{p3}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.122)$$

$$\alpha_{k, p} = 0,023 \cdot \frac{58,97 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left(\frac{16,48 \cdot 0,03}{16,22 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,01^{0,4} = 1108,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_{p3} – je vnútorný priemer rúrky prehrievača P3 [m]
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k, p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p, str} = 393,5^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 58,97 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$

- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 16,22 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,01$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P3}} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot D_{tr,P3}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.123)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{70,16 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,59 \cdot 0,03}{78,91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,659^{0,33} = 54,44 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 3, $t_{str,3} = 513,4^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 70,16 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 78,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,659$

Opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok:

Pre podmienku $n_{rad} \geq 10$ platí nasledujúce:

$$C_Z = 1 \quad (8.124)$$

Opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok:

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.125)$$

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot 2,632 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,842}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,998$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P3}} \quad (8.126)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,1}{0,03} = 2,632$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P3}} \quad (8.127)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,07}{0,03} = 1,842$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,3}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,3}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,3}}} \quad (8.128)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 786,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{701,6}{786,5}\right)^4}{1 - \frac{701,6}{786,5}}$$

$$\alpha_{s,sp} = 11,35 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.129)$$

$$a = 1 - e^{-0,144} = 0,134$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.130)$$

$$k \cdot p \cdot s = 8,04 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.131)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{786,5}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,04$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25), hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23) a hodnota veličiny s podľa rovnice (8.110).

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p,str} + \Delta t \quad (8.132)$$

$$t_z = 393,5 + 35 = 428,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 701,6 \text{ K}$$

Kde: Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} \quad (8.133)$$

$$\alpha_1 = 54,44 + 11,35 = 65,79 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.134)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{65,79} + \frac{1}{1108,6} + 0,011} = 36,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,011

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.135)$$

$$\Delta t = \frac{192,9 - 47}{\ln \frac{192,9}{47}} = 103,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{P3,in} = 549,7 - 357 = 192,7^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{P3,out} = 477 - 430 = 47^\circ\text{C}$$

Veľkosť teplozmennej plochy pri návrhovom výkone prehrievača P3:

$$S_{P3,navrh} = \frac{Q_{P3,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (8.136)$$

$$S_{P3,navrh} = \frac{3500}{36,9 \cdot 103,3 \cdot 10^{-3}} = 918 \text{ m}^2$$

Kde: $Q_{P3,navrh}$ – je navrhovaný výkon prehrievača P3 [kW]

Počet radov prehrievača P3:

$$n_{rad} = \frac{S_{P3,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} \cdot p_h \cdot n_{tr,P3}} \quad (8.137)$$

$$n_{rad} = \frac{918}{\pi \cdot 0,038 \cdot 5,06 \cdot 2 \cdot 55} = 13,82 \rightarrow \text{volím 14 radov}$$

Skutočná plocha prehrievača P3:

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} \cdot p_h \cdot n_{tr,P3} \cdot n_{rad} \quad (8.138)$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 5,06 \cdot 2 \cdot 55 \cdot 14 = 930,3 \text{ m}^2$$

Skutočný výkon prehrievača P3:

$$Q_{P3,skut} = k \cdot S_{P3,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.139)$$

$$Q_{P3,skut} = 36,9 \cdot 930,3 \cdot 103,3 \cdot 10^{-3} = 3546,6 \text{ kW}$$

8.4.3 Závesné rúrky

Parametre závesných rúrok na vstupe:

Tlak pary na vstupe: $p_{zt.in} = 4,768 \text{ MPa}$

Teplota pary na vstupe: $t_{zt.in} = 264,6 \text{ } ^\circ\text{C}$

Merný objem pary na vstupe: $v_{zt.in} = 0,04218 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre závesných rúrok na výstupe:

$$\begin{aligned}
\text{Tlak pary na výstupe:} & \quad p_{zt.out} = 4,759 \text{ MPa} \\
\text{Teplota pary na výstupe:} & \quad t_{zt.out} = 265,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
\text{Merný objem pary na výstupe:} & \quad v_{zt.out} = 0,04245 \text{ m}^3/\text{kg}
\end{aligned}$$

Stredný tlak pary:

$$\begin{aligned}
p_{p,str} &= \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} & (8.140) \\
p_{p,str} &= \frac{4,768 + 4,759}{2} = 4,763 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Stredný merný objem pary:

$$\begin{aligned}
v_{p,str} &= \frac{v_{zt,in} + v_{zt,out}}{2} & (8.141) \\
v_{p,str} &= \frac{0,04218 + 0,04245}{2} = 0,04231 \text{ m}^3/\text{kg}
\end{aligned}$$

Stredná teplota pary:

$$\begin{aligned}
t_{p,str} &= \frac{t_{zt,in} + t_{zt,out}}{2} & (8.142) \\
t_{p,str} &= \frac{264,6 + 265,5}{2} = 265,1 \text{ }^{\circ}\text{C}
\end{aligned}$$

Prietokné množstvo pary cez závesné rúrky v oblasti 3:

$$\begin{aligned}
M_{p,zt3} &= M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} & (8.143) \\
M_{p,zt3} &= 19,4 - (0,03 + 0,04) \cdot 19,4 = 18,08 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$\begin{aligned}
w_{p,zt} &= \frac{M_{p,zt3} \cdot v_{p,str}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} & (8.144) \\
w_{p,zt} &= \frac{18,08 \cdot 0,04231}{\frac{\pi \cdot 0,0319^2}{4} \cdot 56} = 17,1 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

Kde: d_{zt} – je vnútorný priemer závesnej rúrky [m]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{p,zt} \cdot d_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.145)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{48,77 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{17,1 \cdot 0,0319}{7,747 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,277^{0,4} = 1932,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p,str} = 265,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 48,77 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 7,747 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,277$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp,3} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.146)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{70,16 \cdot 10^{-3}}{0,0445} \cdot \left(\frac{5,59 \cdot 0,0445}{78,91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,659^{0,4} = 19,3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 3, $t_{str,3} = 513,4^{\circ}\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 70,16 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 78,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,659$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,3}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,3}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,3}}} \quad (8.147)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,144 \cdot 786,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{565,8}{786,5} \right)^4}{1 - \frac{565,8}{786,5}}$$

$$\alpha_{s,sp} = 8,72 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.148)$$

$$a = 1 - e^{-0,144} = 0,134$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.149)$$

$$k \cdot p \cdot s = 8,04 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144$$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.150)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{786,5}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,04$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25), hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23) a hodnota veličiny s podľa rovnice (8.110).

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p, str} + (15 + 2 \cdot h_{zt}) \quad (8.151)$$

$$t_z = 265,1 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 292,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 565,8 \text{ K}$$

Kde: h_{zt} – je hrúbka steny závesnej rúrky [mm]

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k, sp} + \alpha_{s, sp} \quad (8.152)$$

$$\alpha_1 = 19,3 + 8,72 = 28,02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.153)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{28,02} + \frac{1}{1932,2} + 0,008} = 22,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,008

Teplo odobraté závesnými rúrkami:

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.154)$$

$$Q_{zt} = 22,6 \cdot 21,6 \cdot 246,5 \cdot 10^{-3} = 120,5 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha závesných rúrok:

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_3 \cdot n_{zt} \quad (8.155)$$

$$S = \pi \cdot 0,0045 \cdot 2,76 \cdot 56 = 21,6 \text{ m}^2$$

Kde: h_3 – je výška oblasti 3 [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.156)$$

$$\Delta t = \frac{284,2 - 212,4}{\ln \frac{284,2}{212,4}} = 246,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,3} - t_{zt,out} = 549,7 - 265,5 = 284,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,3} - t_{zt,in} = 477 - 264,6 = 212,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.4.4 Teplota na výstupe z oblasti 3

Teplo odobraté spalínám v oblasti 3:

$$Q_3 = Q_{ms} + Q_{P3,skut} + Q_{zt} \quad (8.157)$$

$$Q_3 = 335,8 + 3546,5 + 120,5 = 4002,8 \text{ kW}$$

Teplo spalín na vstupe do oblasti 3:

$$Q_{3,in} = Q_{2,out} \quad (8.158)$$

$$Q_{3,in} = 28620,4 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupe z oblasti 3:

$$Q_{3,out} = Q_{3,in} - Q_3 \quad (8.159)$$

$$Q_{3,out} = 28620,4 - 4002,8 = 24617,6 \text{ kW}$$

Entalpia spalín na výstupe z oblasti 3:

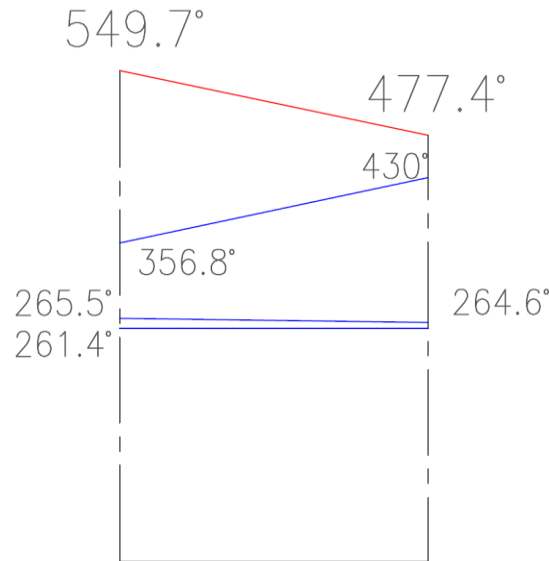
$$I_{3,out} = \frac{Q_{3,out}}{M_{pv}} \quad (8.160)$$

$$I_{sp,3out} = \frac{24617,6}{4,94} = 4982,7 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupe z oblasti 3:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,3out} = 4982,7 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,3}^{skut} = 477,4^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,3}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,3} = 447^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

8.4.5 Teplotný spád v oblasti 3



Obr. 18 Teplotný spád v oblasti 3

8.5 Oblast' 4

Nasledující výpočet je opět podobný ako predchádzajúci pre oblasť 3. Oblasť 4 tvoria membránové steny výparníka, prehrievač P1 a závesné rúrky. Prehrievač P1 je z dôvodu rozmerom rozdelený na dva rovnaké celky.

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez oblasť 4:

$$w_{sp,4} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv} \cdot \frac{t_{str,4} + 273,15}{273,15}}{\dot{q}_{III} \cdot l_{III} - l_{P1} \cdot n_{tr,P1} \cdot D_{tr,P1} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \quad (8.161)$$

$$w_{sp,4} = \frac{7,25 \cdot 4,94 \cdot \frac{432,2 + 273,15}{273,15}}{5,88 \cdot 5,22 - 5,06 \cdot 55 \cdot 0,0318 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} = 4,58 \text{ m/s}$$

Kde: l_{P1} – je dĺžka rúrky prehrievača P1 [m]
 $n_{tr,P1}$ – je počet rúrok prehrievača P1 v jednej rade
 $D_{tr,P1}$ – je vonkajší priemer rúrok prehrievača P1 [m]
 n_{zt} – je počet závesných rúrok
 D_{zt} – je vonkajší priemer závesných rúrok [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez oblasť 4:

$$t_{str,4} = \frac{t_{in,4} + t_{out,4}}{2} \quad (8.162)$$

$$t_{str,4} = \frac{477,4 + 387}{2} = 432,2^\circ\text{C}$$

Kde: $t_{in,4}$ – je teplota spalín na vstupe do oblasti 4 [°C]
 $t_{out,4}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z oblasti 4 [°C]

8.5.1 Membránová stena

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,4} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.163)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{62,6 \cdot 10^{-3}}{0,137} \cdot \left(\frac{4,58 \cdot 0,137}{65,98 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,667^{0,4} = 13,61 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_e – je ekvivalentný priemer [m]
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 4 $t_{str,4} = 432,2^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 62,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 65,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,667$

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\check{s}_{III} \cdot l_{III} - n_{tr,P1} \cdot D_{tr,P1} \cdot l_{P1} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\check{s}_{III} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} + 2 \cdot n_{tr,P1} \cdot (D_{tr,P1} + l_{P1})} \quad (8.164)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(5,58 \cdot 5,22 - 55 \cdot 0,0318 \cdot 5,06 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (5,58 + 5,22) + 56 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 55 \cdot (0,0318 + 5,06)} = 0,137 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,4}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,4}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,4}}} \quad (8.165)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,155 \cdot 705,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{705,4} \right)^4}{1 - \frac{584,6}{705,4}}$$

$$\alpha_s = 8,59 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]
 a – je stupeň černosti spalín
 T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.166)$$

$$a = 1 - e^{-0,168} = 0,155$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.167)$$

$$k \cdot p \cdot s = 7,44 \cdot 0,101 \cdot 0,224 = 0,168$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,4}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.168)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,224}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{705,4}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,44$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sálavej vrstvy:

Účinná hrúbka sálavej vrstvy je celej oblasti 4 konštantná.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P1} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P1}^2} - 1 \right) \quad (8.169)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,07}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,224 \text{ m}$$

Kde: s_1 – je priečna rozteč zväzku rúrok prehrievača P1
 s_2 – je pozdĺžna rozteč zväzku rúrok prehrievača P1

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.170)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti

Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.171)$$

$$\alpha_1 = 13,61 + 8,59 = 22,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.172)$$

$$k = \frac{22,2}{1 + 0,004 \cdot 22,2} = 20,39 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

Teplo odobraté membránovou stenou:

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.173)$$

$$Q_{ms} = 20,39 \cdot 86,8 \cdot 166,7 \cdot 10^{-3} = 295,2 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha membránovej steny:

$$S = 2 \cdot h_4 \cdot (\xi_{III} + l_{III}) \quad (8.174)$$

$$S = 2 \cdot 4,02 \cdot (5,58 + 5,22) = 86,8 \text{ m}^2$$

Kde: h_4 – je výška oblasti 4 [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.175)$$

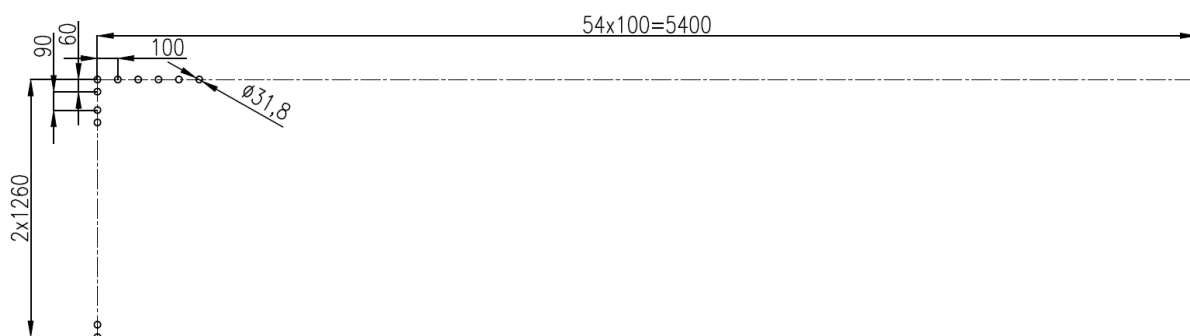
$$\Delta t = \frac{216 - 125,6}{\ln \frac{216}{125,6}} = 166,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,4} - t_{vyp} = 477,4 - 261,4 = 216 \text{ } ^\circ\text{C}$$

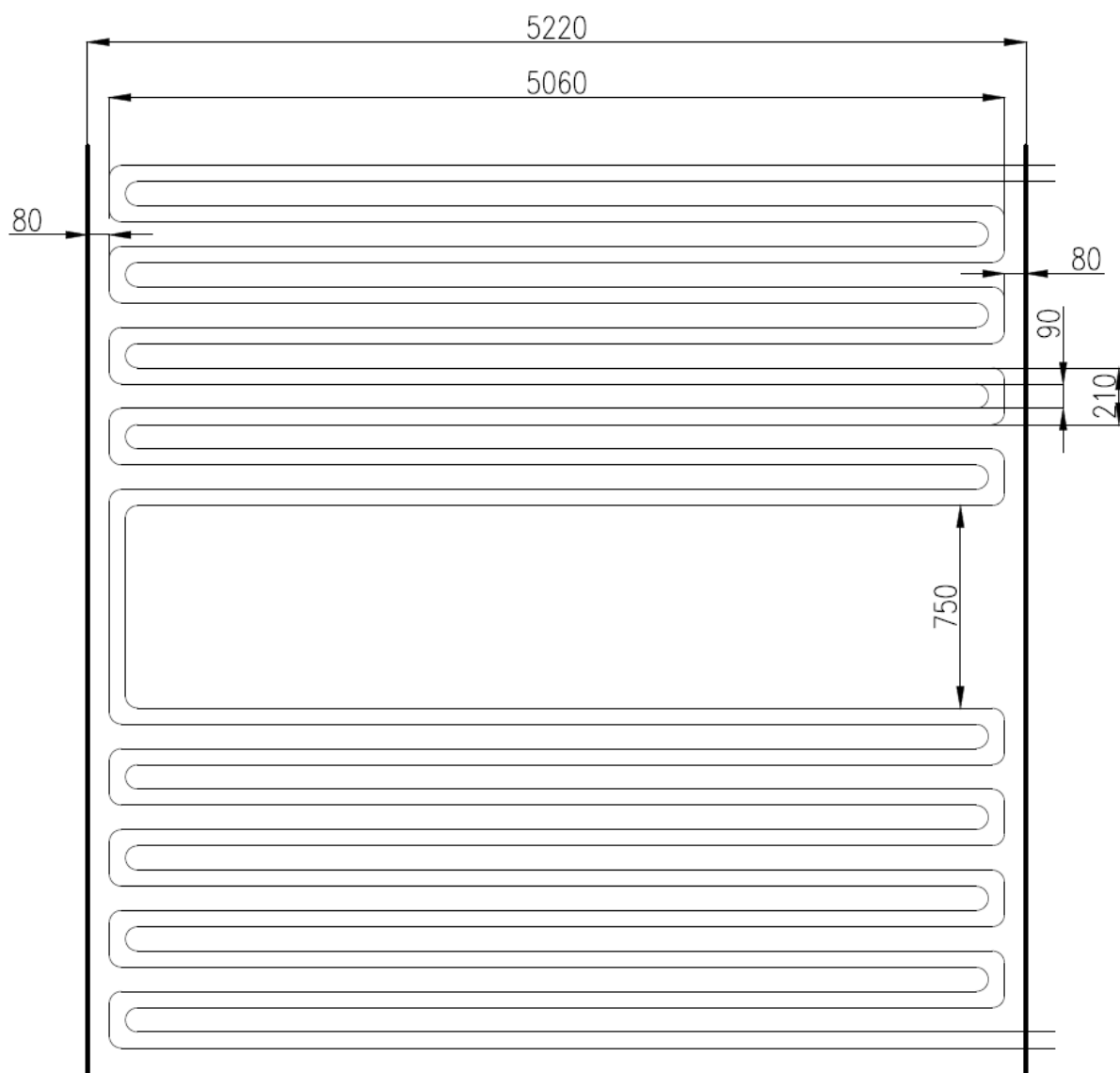
$$\Delta t_2 = t_{out,4} - t_{vyp} = 387 - 261,4 = 125,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.5.2 Prehrievač P1

Prehrievač P1 tvorí rúrkový zväzok, ktorý je dimenzovaný ako dvojhad. Počet radov prehrievača P1 po výške ťahu je 18. Po šírke ťahu kotla je v jednej rade umiestnených 55 rúrok s vonkajším priemerom 31,8 mm a hrúbkou steny 4 mm. Pričná rozteč medzi rúrkami v jednej rade je 100 mm. Prehrievač P1 je kvôli rozmerom rozdelený na dva rovnaké celky.



Obr. 19 Konštrukčné riešenie prehrievača P1



Obr. 20 Rozměry prehrívača P1

Parametre prehrívača P1 na vstupe:

Tlak pary na vstupe:	$p_{P1.in} = 4,75 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupe:	$t_{P1.in} = 266,4^\circ\text{C}$
Entalpia pary na vstupe:	$i_{P1.in} = 2819 \text{ kJ/kg}$
Merný objem pary na vstupe:	$v_{P1.in} = 0,04271 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre prehrívača P1 na výstupe:

Tlak pary na výstupe:	$p_{P1.out} = 4,6 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupe:	$t_{P1.out} = 344,9^\circ\text{C}$
Entalpia pary na výstupe:	$i_{P1.out} = 3065 \text{ kJ/kg}$
Merný objem pary na výstupe:	$v_{P1.out} = 0,05636 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný tlak pary:

$$p_{p, str} = \frac{p_{P1, in} + p_{P1, out}}{2} \quad (8.176)$$

$$p_{p, str} = \frac{4,75 + 4,6}{2} = 4,675 \text{ MPa}$$

Stredný merný objem pary:

$$v_{p, str} = \frac{v_{P1, in} + v_{P1, out}}{2} \quad (8.177)$$

$$v_{p, str} = \frac{0,04271 + 0,05636}{2} = 0,04954 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stredná teplota pary:

$$t_{p, str} = \frac{t_{P1, in} + t_{P1, out}}{2} \quad (8.178)$$

$$t_{p, str} = \frac{266,4 + 344,9}{2} = 305,65 \text{ }^\circ\text{C}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$w_p = \frac{M_{pp, P1} \cdot v_{p, str}}{F_p} \quad (8.179)$$

$$w_p = \frac{18,08 \cdot 0,04954}{0,049} = 18,3 \text{ m/s}$$

Prietokné množstvo pary cez prehrievač P1:

$$M_{pp, P1} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (8.180)$$

$$M_{pp, P1} = 19,4 - (0,03 + 0,04) \cdot 19,4 = 18,08 \text{ kg/s}$$

Prietokný prierez pary:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} \cdot n_{tr, P1} \cdot p_h \quad (8.181)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 55 \cdot 2 = 0,049 \text{ m}^2$$

Kde: d_{P1} – je vnútorný priemer rúrky prehrievača P1 [m]
 p_h – je počet hadov prehrievača P1

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k, p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{P1}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P1}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.182)$$

$$\alpha_{k, p} = 0,023 \cdot \frac{52,94 \cdot 10^{-3}}{0,0238} \cdot \left(\frac{18,3 \cdot 0,0238}{10,09 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,203^{0,4} = 1775,1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p,str} = 305,65 \text{ } ^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 52,94 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 10,09 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,203$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P1}} \cdot \left(\frac{w_{sp,4} \cdot D_{tr,P1}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.183)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot \frac{62,6 \cdot 10^{-3}}{0,0318} \cdot \left(\frac{4,58 \cdot 0,0318}{65,98 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,667^{0,33} = 51,69 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 4, $t_{str,4} = 432,2^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 62,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 65,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,667$

Opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok:

Pre podmienku $n_{rad} \geq 10$ platí nasledujúce:

$$C_Z = 1 \quad (8.184)$$

Opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok:

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.185)$$

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,01$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P1}} \quad (8.186)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,1}{0,0318} = 3,14$$

Platí, že $\sigma_1 = 3,14 > 3$ použijem pre výpočet hodnotu $\sigma_1 = 3$. [1]

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1}} \quad (8.187)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,07}{0,0318} = 2,2$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,4}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,4}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,4}}} \quad (8.188)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,155 \cdot 705,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{613,8}{705,4}\right)^4}{1 - \frac{613,8}{705,4}}$$

$$\alpha_{s,sp} = 9,15 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.189)$$

$$a = 1 - e^{-0,168} = 0,155$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.190)$$

$$k \cdot p \cdot s = 7,44 \cdot 0,101 \cdot 0,224 = 0,168$$

Súčiniteľ zoslabenia sárania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,4}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.191)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,224}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{705,4}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,44$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p,str} + \Delta t \quad (8.192)$$

$$t_z = 305,65 + 35 = 340,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 613,8 \text{ K}$$

Kde: Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} \quad (8.193)$$

$$\alpha_1 = 51,69 + 9,15 = 60,84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.194)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{60,84} + \frac{1}{1775,1} + 0,011} = 35,7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,011

Stredný logaritmickej spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.195)$$

$$\Delta t = \frac{132,5 - 120,6}{\ln \frac{132,5}{120,6}} = 126,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{P1,out} = 477,4 - 344,9 = 132,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{P1,in} = 387 - 266,4 = 120,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Veľkosť teplozmennej plochy pri návrhovom výkone prehrievača P1:

$$S_{P1,navrh} = \frac{Q_{P1,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (8.196)$$

$$S_{P1,navrh} = \frac{4451,8}{35,7 \cdot 126,5 \cdot 10^{-3}} = 985,6 \text{ m}^2$$

Kde: $Q_{P1,navrh}$ – je navrhovaný výkon prehrievača P1 [kW]

Počet radov prehrievača P1:

$$n_{rad} = \frac{S_{P1,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P1} \cdot l_{tr,P1} \cdot p_h \cdot n_{tr,P1}} \quad (8.197)$$

$$n_{rad} = \frac{985,6}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 5,06 \cdot 2 \cdot 55} = 17,73 \rightarrow \text{volím 18 radov}$$

Skutočná plocha prehrievača P1:

$$S_{P1,skut} = \pi \cdot D_{tr,P1} \cdot l_{tr,P1} \cdot p_h \cdot n_{tr,P1} \cdot n_{rad} \quad (8.198)$$

$$S_{P1,skut} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 5,06 \cdot 2 \cdot 55 \cdot 18 = 1000,9 \text{ m}^2$$

Skutočný výkon prehrievača P1:

$$Q_{P1,skut} = k \cdot S_{P1,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.199)$$

$$Q_{P1,skut} = 35,7 \cdot 1000,9 \cdot 126,5 \cdot 10^{-3} = 4520,3 \text{ kW}$$

8.5.3 Závesné rúrky

Parametre závesných rúrok na vstupe:

Tlak pary na vstupe:	$p_{zt.in} = 4,78 \text{ MPa}$
Teplota pary na vstupe:	$t_{zt.in} = 263,3^\circ\text{C}$
Merný objem pary na vstupe:	$v_{zt.in} = 0,04178 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre závesných rúrok na výstupe:

Tlak pary na výstupe:	$p_{zt.out} = 4,77 \text{ MPa}$
Teplota pary na výstupe:	$t_{zt.out} = 264,6^\circ\text{C}$
Merný objem pary na výstupe:	$v_{zt.out} = 0,4218 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný tlak pary:

$$p_{p,str} = \frac{p_{zt.in} + p_{zt.out}}{2} \quad (8.200)$$

$$p_{p,str} = \frac{4,78 + 4,77}{2} = 4,775 \text{ MPa}$$

Stredný merný objem pary:

$$v_{p,str} = \frac{v_{zt.in} + v_{zt.out}}{2} \quad (8.201)$$

$$v_{p,str} = \frac{0,04178 + 0,04218}{2} = 0,04198 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stredná teplota pary:

$$t_{p,str} = \frac{t_{zt.in} + t_{zt.out}}{2} \quad (8.202)$$

$$t_{p,str} = \frac{263,3 + 264,6}{2} = 263,95^\circ\text{C}$$

Prietokové množstvo pary cez závesné rúrky v oblasti 4:

$$M_{p,zt4} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (8.203)$$

$$M_{p,zt4} = 19,4 - (0,03 + 0,04) \cdot 19,4 = 18,08 \text{ kg/s}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$w_{p,zt} = \frac{M_{p,zt4} \cdot v_{p,str}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} \quad (8.204)$$

$$w_{p,zt} = \frac{18,08 \cdot 0,04198}{\frac{\pi \cdot 0,0319^2}{4} \cdot 56} = 16,96 \text{ m/s}$$

Kde: d_{zt} – je vnútorný priemer závesnej rúrky [m]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{p,zt} \cdot d_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.205)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{48,67 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{16,96 \cdot 0,0319}{7,663 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,279^{0,4} = 1946,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p,str} = 263,95^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 48,67 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 7,663 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,279$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp,4} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.206)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{62,6 \cdot 10^{-3}}{0,0445} \cdot \left(\frac{4,58 \cdot 0,0045}{65,98 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,667^{0,4} = 17,04 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 4, $t_{str,4} = 432,2^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 62,6 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 65,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,667$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,4}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,4}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,4}}} \quad (8.207)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,155 \cdot 705,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{564,7}{705,4} \right)^4}{1 - \frac{564,7}{705,4}}$$

$$\alpha_{s,sp} = 8,23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.208)$$

$$a = 1 - e^{-0,168} = 0,155$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.209)$$

$$k \cdot p \cdot s = 7,44 \cdot 0,101 \cdot 0,224 = 0,168$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,4}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.210)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,224}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{705,4}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,44$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23) a hodnota veličiny s podľa rovnice (8.169)

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p,str} + (15 + 2 \cdot h_{zt}) \quad (8.211)$$

$$t_z = 263,95 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 291,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 564,7 \text{ } K$$

Kde: h_{zt} – je hrúbka steny závesnej rúrky [mm]

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} \quad (8.212)$$

$$\alpha_1 = 17,04 + 8,23 = 25,27 \text{ } W/m^2K$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.213)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{25,27} + \frac{1}{1946,5} + 0,008} = 20,8 \text{ } W/m^2K$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,008

Teplo odobraté závesnými rúrkami:

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.214)$$

$$Q_{zt} = 20,8 \cdot 31,47 \cdot 164,2 \cdot 10^{-3} = 107,5 \text{ } kW$$

Teplozmenná plocha závesných rúrok:

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_4 \cdot n_{zt} \quad (8.215)$$

$$S = \pi \cdot 0,0445 \cdot 4,02 \cdot 56 = 31,47 \text{ m}^2$$

Kde: h_4 – je výška oblasti 4 [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.216)$$

$$\Delta t = \frac{212,8 - 123,7}{\ln \frac{212,8}{123,7}} = 164,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,4} - t_{zt,out} = 477,4 - 264,6 = 212,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,4} - t_{zt,in} = 387 - 263,3 = 123,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.5.4 Teplota na výstupe z oblasti 4

Teplo odobraté spalínám v oblasti 4:

$$Q_4 = Q_{ms} + Q_{P1,skut} + Q_{zt} \quad (8.217)$$

$$Q_4 = 295,2 + 4520,3 + 107,5 = 4923 \text{ kW}$$

Teplo spalín na vstupe do oblasti 4:

$$Q_{4,in} = Q_{3,out} \quad (8.218)$$

$$Q_{4,in} = 24617,6 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupe z oblasti 4:

$$Q_{4,out} = Q_{4,in} - Q_4 \quad (8.219)$$

$$Q_{4,out} = 24617,6 - 4923 = 19694,6 \text{ kW}$$

Entalpia spalín na výstupe z oblasti 4:

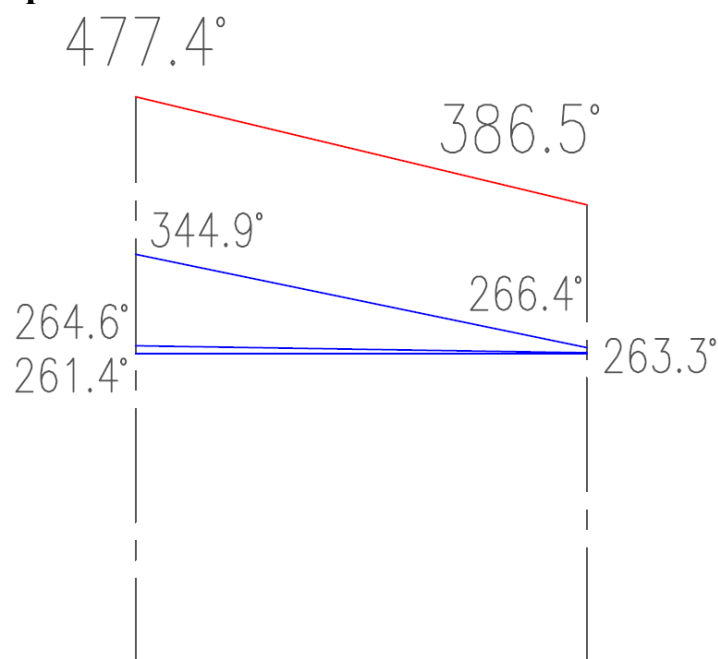
$$I_{4,out} = \frac{Q_{4,out}}{M_{pv}} \quad (8.220)$$

$$I_{sp,4out} = \frac{19694,6}{4,94} = 3986,3 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupe z oblasti 4:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,4out} = 3986,3 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,4}^{skut} = 386,6^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,4}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,4} = 387^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

8.5.5 Teplotný spád v oblasti 4



Obr. 21 Teplotný spád v oblasti 4

8.6 Oblast' 5

Oblast' 5 tvoria membránové steny výparníka a závesné rúrky.

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez oblast' 5:

$$w_{sp,5} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv} \cdot \frac{t_{str,5} + 273,15}{273,15}}{\xi_{III} \cdot l_{III} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \quad (8.221)$$

$$w_{sp,5} = \frac{7,25 \cdot 4,94 \cdot \frac{381,3 + 273,15}{273,15}}{5,58 \cdot 5,22 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} = 2,96 \text{ m/s}$$

Kde: n_{zt} – je počet závesných rúrok
 D_{zt} – je vonkajší priemer závesných rúrok [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez oblast' 5:

$$t_{str,5} = \frac{t_{in,5} + t_{out,5}}{2} \quad (8.222)$$

$$t_{str,5} = \frac{386,6 + 376}{2} = 381,3 \text{ °C}$$

Kde: $t_{in,5}$ – je teplota spalín na vstupe do oblasti 5 [°C]
 $t_{out,5}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z oblasti 5 [°C]

8.6.1 Membránová stena

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp,5} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.223)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{57,84 \cdot 10^{-3}}{3,95} \cdot \left(\frac{2,96 \cdot 3,95}{57,91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,674^{0,4} = 5,04 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: d_e – je ekvivalentný priemer [m]
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 4 $t_{str,5} = 381,3^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 57,84 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 57,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,674$

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(\check{s}_{III} \cdot l_{III} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\check{s}_{III} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt}} \quad (8.224)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(5,58 \cdot 5,22 - 56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (5,58 + 5,22) + 56 \cdot \pi \cdot 0,0445} = 3,95 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,5}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,5}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,5}}} \quad (8.225)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,462 \cdot 654,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{654,4} \right)^4}{1 - \frac{584,6}{654,4}}$$

$$\alpha_s = 22,62 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]
 a – je stupeň černosti spalín
 T_z – je teplota zanášaného povrchu stien [K]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.226)$$

$$a = 1 - e^{-0,181} = 0,462$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.227)$$

$$k \cdot p \cdot s = 1,84 \cdot 0,101 \cdot 3,34 = 0,462$$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,5}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.228)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 3,34}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{654,4}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,84$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sáľavej vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} \quad (8.229)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{175,1}{188,5} = 3,34 \text{ m}$$

Objem sáľavej vrstvy:

$$V = \check{s}_{III} \cdot l_{III} \cdot h_5 - \left(n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right) \cdot h_5 \quad (8.230)$$

$$V = 5,58 \cdot 5,22 \cdot 6,03 - \left(56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right) \cdot 6,03 = 175,1 \text{ m}^3$$

Kde: h_5 – je výška oblasti 5 [m]

Celkový povrch stien sáľajúcej vrstvy:

$$F_{st} = 2 \cdot \check{s}_{III} \cdot l_{III} + 2 \cdot \check{s}_{III} \cdot h_5 + 2 \cdot l_{III} \cdot h_5 \quad (8.231)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 5,58 \cdot 5,22 + 2 \cdot 5,58 \cdot 6,03 + 2 \cdot 5,22 \cdot 6,03 = 188,5 \text{ m}^2$$

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.232)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti

Δt – je teplotný přírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.323)$$

$$\alpha_1 = 5,04 + 22,62 = 27,66 \frac{W}{m^2 K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.234)$$

$$k = \frac{27,66}{1 + 0,004 \cdot 27,66} = 24,9 \text{ W/m}^2 K$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

Teplo odobraté membránovou stenou:

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.235)$$

$$Q_{ms} = 24,9 \cdot 137,1 \cdot 119,8 \cdot 10^{-3} = 408,9 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha membránovej steny:

$$S = F_{st} - \check{s}_{III} \cdot l_{III} - x \cdot \check{s}_{III} \quad (8.236)$$

$$S = 188,5 - 5,58 \cdot 5,22 - 4 \cdot 5,58 = 137,1 \text{ m}^2$$

Kde: x – je výška otvoru k vyparníku [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.237)$$

$$\Delta t = \frac{125,2 - 114,6}{\ln \frac{125,2}{114,6}} = 119,8 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta t_1 = t_{in,5} - t_{vyp} = 386,6 - 261,4 = 125,2 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_{out,5} - t_{vyp} = 376 - 261,4 = 114,6 \text{ } ^\circ C$$

8.6.2 Závesné rúrky

Parametre závesných rúrok na vstupe:

Tlak pary na vstupe:

$$p_{zt.in} = 4,8 \text{ MPa}$$

Teplota pary na vstupe:

$$t_{zt.in} = 261,4 \text{ } ^\circ C$$

Merný objem pary na vstupe:

$$v_{zt.in} = 0,04118 \text{ m}^3/kg$$

Parametre závesných rúrok na výstupe:

Tlak pary na výstupe: $p_{zt.out} = 4,78 \text{ MPa}$
 Teplota pary na výstupe: $t_{zt.out} = 263,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 Merný objem pary na výstupe: $v_{zt.out} = 0,04178 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný tlak pary:

$$p_{p,str} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} \quad (8.238)$$

$$p_{p,str} = \frac{4,8 + 4,78}{2} = 4,79 \text{ MPa}$$

Stredný merný objem pary:

$$v_{p,str} = \frac{v_{zt,in} + v_{zt,out}}{2} \quad (8.239)$$

$$v_{p,str} = \frac{0,04118 + 0,04178}{2} = 0,04148 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Stredná teplota pary:

$$t_{p,str} = \frac{t_{zt,in} + t_{zt,out}}{2} \quad (8.240)$$

$$t_{p,str} = \frac{261,4 + 263,3}{2} = 262,35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Prietokné množstvo pary cez závesné rúrky v oblasti 5:

$$M_{p,zt5} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (8.241)$$

$$M_{p,zt5} = 19,4 - (0,03 + 0,04) \cdot 19,4 = 18,08 \text{ kg/s}$$

Rýchlosť prúdenia pary:

$$w_{p,zt} = \frac{M_{p,zt5} \cdot v_{p,str}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} \quad (8.242)$$

$$w_{p,zt} = \frac{18,08 \cdot 0,04148}{\frac{\pi \cdot 0,0319^2}{4} \cdot 56} = 16,76 \text{ m/s}$$

Kde: d_{zt} – je vnútorný priemer závesnej rúrky [m]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{p,zt} \cdot d_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.243)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{48,51 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left(\frac{16,76 \cdot 0,0319}{7,538 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,283^{0,4} = 1968,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m²/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo [-]

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,p}$ je potrebné určiť parametre pary, ktoré odpovedajú strednej teplote prúdu pary $t_{p,str} = 262,3^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 48,51 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 7,538 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 1,283$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp,5} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.244)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{57,84 \cdot 10^{-3}}{0,0445} \cdot \left(\frac{2,96 \cdot 0,0445}{57,91 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,674^{0,4} = 12,36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez oblasť 5, $t_{str,5} = 318,3^\circ\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 57,84 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 57,91 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,674$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním na strane spalín:

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,5}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,5}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,5}}} \quad (8.245)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,462 \cdot 654,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{563,2}{654,4} \right)^4}{1 - \frac{563,2}{654,4}}$$

$$\alpha_{s,sp} = 21,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.246)$$

$$a = 1 - e^{-0,181} = 0,462$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.247)$$

$$k \cdot p \cdot s = 1,84 \cdot 0,101 \cdot 3,34 = 0,462$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,5}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.248)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 3,34}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{654,4}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,84$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23) a hodnota veličiny s podľa rovnice (8.229).

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{p,str} + (15 + 2 \cdot h_{zt}) \quad (8.249)$$

$$t_z = 262,4 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 290 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 563,2 \text{ K}$$

Kde: h_{zt} – je hrúbka steny závesnej rúrky [mm]

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_{k,sp} + \alpha_{s,sp} \quad (8.250)$$

$$\alpha_1 = 12,36 + 21,52 = 33,88 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} \quad (8.251)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{33,88} + \frac{1}{1968,2} + 0,008} = 26,3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,008

Teplo odobraté závesnými rúrkami:

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.252)$$

$$Q_{zt} = 26,3 \cdot 47,2 \cdot 118,9 \cdot 10^{-3} = 147,6 \text{ kW}$$

Teplozmenná plocha závesných rúrok:

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_5 \cdot n_{zt} \quad (8.253)$$

$$S = \pi \cdot 0,0445 \cdot 6,03 \cdot 56 = 47,2 \text{ m}^2$$

Kde: h_5 – je výška oblasti 5 [m]

Stredný logaritmický spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.254)$$

$$\Delta t = \frac{123,3 - 114,6}{\ln \frac{123,3}{114,6}} = 118,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,5} - t_{zt,out} = 386,6 - 263,3 = 123,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,5} - t_{zt,in} = 376 - 261,4 = 114,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.6.3 Teplota na výstupu z oblasti 5

Teplo odobraté spalinám v oblasti 5:

$$Q_5 = Q_{ms} + Q_{zt} \quad (8.255)$$

$$Q_5 = 408,9 + 147,6 = 556,5 \text{ kW}$$

Teplo spalín na vstupu do oblasti 5:

$$Q_{5,in} = Q_{4,out} \quad (8.256)$$

$$Q_{5,in} = 19694,6 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupu z oblasti 5:

$$Q_{5,out} = Q_{5,in} - Q_5 \quad (8.257)$$

$$Q_{5,out} = 19694,6 - 556,5 = 19138,1 \text{ kW}$$

Entalpia spalín na výstupu z oblasti 5:

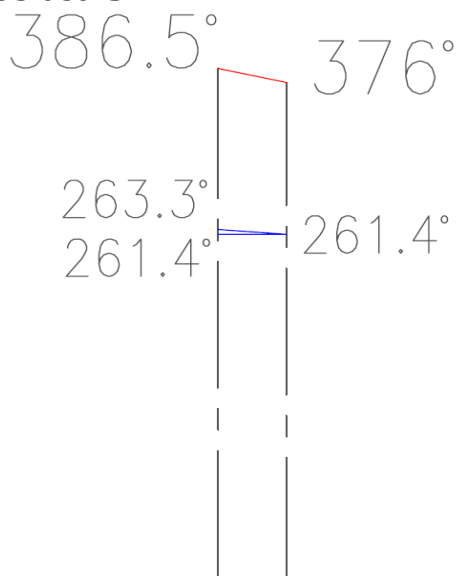
$$I_{5,out} = \frac{Q_{5,out}}{M_{pv}} \quad (8.258)$$

$$I_{sp,5out} = \frac{19138,1}{4,94} = 3873,7 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupu z oblasti 5:

Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,5out} = 3873,7 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,5}^{skut} = 376,1 \text{ } ^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,5}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,5} = 376 \text{ } ^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

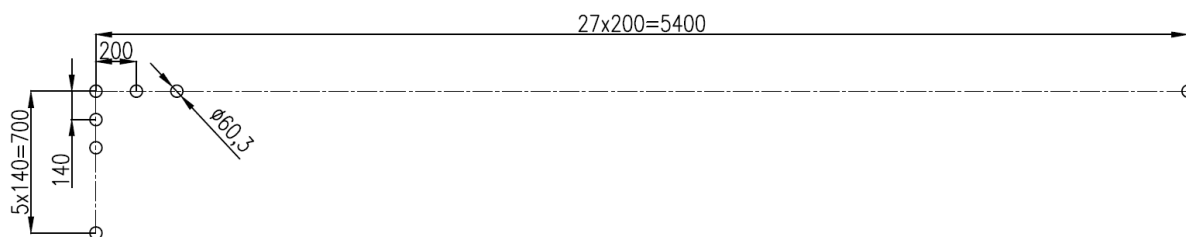
8.6.4 Teplotný spád v oblasti 5



Obr. 22 Teplotný spád v oblasti 5

8.7 Oblast' 6

Oblast' 6 tvorí samostatný rúrkový výparník V2, ktorý je umiestnený na konci tretieho ťahu kotla. Výparník je vytvorený zo 6 radov, v každom rade sa nachádza 28 kusov rúrok.



Obr. 23 Konštrukčné riešenie rúrkového výparníka V2

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez výparník:

$$w_{sp,v2} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv}}{\dot{s}_{III} \cdot l_{III} - l_{v2} \cdot n_{tr} \cdot D_{tr}} \cdot \frac{t_{str,v2} + 273,15}{273,15} \quad (8.259)$$

$$w_{sp,v2} = \frac{7,25 \cdot 4,94}{5,58 \cdot 5,22 - 4 \cdot 28 \cdot 0,0603} \cdot \frac{370 + 273,15}{273,15} = 5,42 \text{ m/s}$$

Kde: l_{v2} – je dĺžka rúrky výparníku [m]
 n_{tr} – je počet trubiek v jednej rade
 D_{tr} – je vonkajší priemer rúrok [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez výparník:

$$t_{str,v2} = \frac{t_{in,v2} + t_{out,v2}}{2} \quad (8.260)$$

$$t_{str,v2} = \frac{376 + 364}{2} = 370 \text{ °C}$$

Kde: $t_{in,v2}$ – je teplota spalín na vstupe do výparníka [$^{\circ}\text{C}$]
 $t_{out,v2}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z výparníka [$^{\circ}\text{C}$]

8.7.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left(\frac{w_{sp,v2} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.261)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,96 \cdot 1,02 \cdot \frac{56,81 \cdot 10^{-3}}{0,0603} \cdot \left(\frac{5,42 \cdot 0,0603}{55,78 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,673^{0,33} = 45,78 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: C_Z – je opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok
 C_S – je opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok
 λ – je súčiniteľ tepelnej vodivosti [W/m K]
 ν – je súčiniteľ kinematickej viskozity [m^2/s]
 Pr – je Prandtlovo číslo

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla α_k je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez výparník $t_{str,v} = 370^{\circ}\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 56,81 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 55,78 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,673$

Opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok:

Pre podmienku $n_{rad} < 10$ platí nasledujúce:

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rad} - 2) \quad (8.262)$$

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (6 - 2) = 0,96$$

Opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok:

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.263)$$

$$C_S = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,32}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,02$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} \quad (8.264)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,2}{0,0603} = 3,32$$

Platí, že $\sigma_1 = 3,32 > 3$ použijem pre výpočet hodnotu $\sigma_1 = 3$. [1]

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} \quad (8.265)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,14}{0,0603} = 2,32$$

8.7.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str,v2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str,v2}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str,v2}}} \quad (8.266)$$

$$\alpha_S = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,222 \cdot 643,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,6}{643,2}\right)^4}{1 - \frac{584,6}{643,2}}$$

$$\alpha_S = 10,54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – je stupeň černosti povrchu stien, volím $a_{st} = 0,8$ [1]

Stupeň černosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.267)$$

$$a = 1 - e^{-0,25} = 0,222$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (8.268)$$

$$k \cdot p \cdot s = 5,19 \cdot 0,101 \cdot 0,478 = 0,25$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{str,v2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8.269)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,478}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{643,2}{1000} \right) \cdot 0,242$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 5,19$$

Hodnota veličiny r_{H_2O} je určená podľa rovnice (2.24), hodnota veličiny r_{sp} podľa (2.25) a hodnota veličiny p_{sp} podľa rovnice (5.23).

Účinná hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}^2} - 1 \right) \quad (8.270)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,14}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,478 \text{ m}$$

Teplota zanášaného povrchu stien:

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t \quad (8.271)$$

$$t_z = 261,4 + 50 = 311,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 584,6 \text{ K}$$

Kde: t_{vyp} – teplota vo výparníku, určené z parných tabuliek pre tlak 4,8 MPa a medzu sytosti

Δt – je teplotný prírastok, ktorý je závislý na tepelnom odpore materiálu rúrok a vrstvou nečistôt na ploche rúrok, zvolené podľa odporúčania konzultanta

Celkový súčiniteľ prestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.272)$$

$$\alpha_1 = 45,78 + 10,54 = 56,32 \text{ W/m}^2\text{K}$$

8.7.3 Súčiniteľ priestupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.273)$$

$$k = \frac{56,32}{1 + 0,004 \cdot 56,32} = 45,96 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,004

8.7.4 Teplota na výstupe z oblasti 6

Teplo odobraté spalínám v oblasti 6:

$$Q_{v2} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.274)$$

$$Q_{v2} = 45,96 \cdot 127,3 \cdot 108,5 \cdot 10^{-3} = 634,9 \text{ kW}$$

Kde: S – je teplozmenná plocha výparníku [m^2]

Δt – je stredný logaritmickej spád [$^{\circ}\text{C}$]

Teplozmenná plocha výparníku:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_{v,2} \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \quad (8.275)$$

$$S = \pi \cdot 0,0603 \cdot 4 \cdot 28 \cdot 6 = 127,3 \text{ m}^2$$

Stredný logaritmickej spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.276)$$

$$\Delta t = \frac{114,7 - 102,6}{\ln \frac{114,7}{102,6}} = 108,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,v2} - t_{vyp} = 376,1 - 261,4 = 114,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,v2} - t_{vyp} = 364 - 261,4 = 102,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplo spalín na vstupe do výparníka:

$$Q_{v2,in} = Q_{5,out} \quad (8.277)$$

$$Q_{v2,in} = 19138 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupu z výparníka:

$$Q_{v2,out} = Q_{v2,in} - Q_{v2} \quad (8.278)$$

$$Q_{v2,out} = 19138 - 634,9 = 18503 \text{ kW}$$

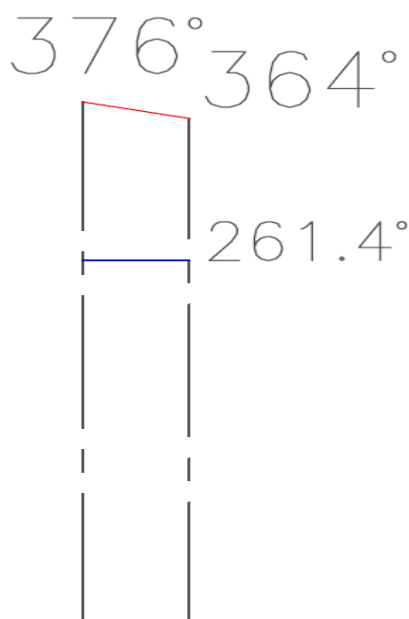
Entalpia spalín na výstupu z výparníka:

$$I_{sp,v2,out} = \frac{Q_{v2,out}}{M_{pv}} \quad (8.279)$$

$$I_{sp,v2,out} = \frac{18503}{4,94} = 3745,1 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupu z výparníka:

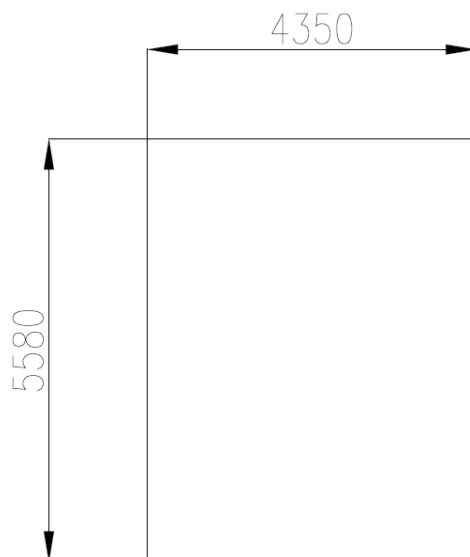
Túto teplotu vypočítam interpoláciou z tabuľky 3 pre entalpiu spalín $I_{sp,v2,out} = 3745,1 \text{ kJ/kg}$. Teplota má hodnotu $t_{out,v2}^{skut} = 364,1^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,v2}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,v2} = 364^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

8.7.5 Teplotný spád v oblasti 6

Obr. 24 Teplotný spád v oblasti 6

9 NÁVRH IV. ŤAHU

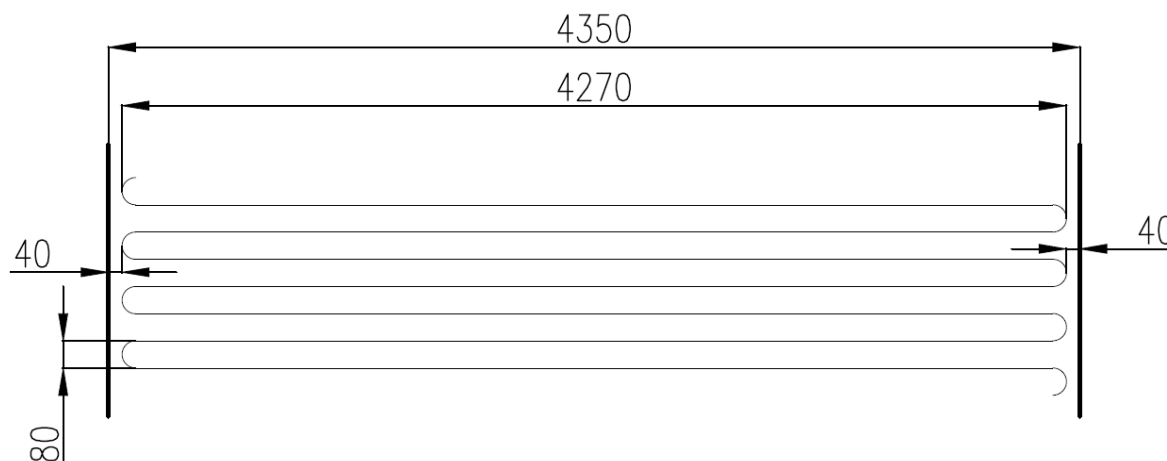
Posledný ťah kotla tvorí plechový kanál, v ktorom je umiestnený ohrievač vody, nazývaný ekonomizér. Ten pozostáva z rúrkových zväzkov, ktoré sú umiestnené na nechladených závesoch. Ekonomizér je rozdelený na 6 zväzkov. Každý zväzok obsahuje je 26 radov rúrok. Jeden rad tvorí 65 kusov rúrok s vonkajším priemerom 31,8 mm a hrúbkou steny 4mm. Výpočet ekonomizéra je podobný výpočtu prehrievača, ale z dôvodu vysokých hodnôt súčiniteľov prestupu tepla zo steny do vody je možné ich zanedbať.



Obr. 25 Rozmery IV. ťahu kotla



Obr. 26 Konštrukčné riešenie ekonomizéra



Obr. 27 Rozměry ekonomizéra

9.1 Výpočet IV. ťahu

Rýchlosť prúdu spalín prechádzajúcich cez ekonomizér:

$$w_{sp,eko} = \frac{O_{SP} \cdot M_{pv} \cdot \frac{t_{str,IV} + 273,15}{273,15}}{\dot{V}_{IV} \cdot l_{IV} - n_{tr,eko} \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko}} \quad (9.1)$$

$$w_{sp,eko} = \frac{7,25 \cdot 4,94 \cdot \frac{262 + 273,15}{273,15}}{5,58 \cdot 4,35 - 65 \cdot 0,0318 \cdot 4,27} = 4,54 \text{ m/s}$$

Kde: $\dot{V}_{IV}$ – je šírka IV. ťahu kotla [m]
 l_{IV} – je dĺžka IV. ťahu kotla [m]
 $n_{tr,eko}$ – je počet rúrok ekonomizéra v jednej rade
 $D_{tr,eko}$ – je vonkajší priemer rúrky [m]
 $l_{tr,eko}$ – je dĺžka rúrky ekonomizéra [m]

Stredná teplota spalín prechádzajúcich cez ekonomizér:

$$t_{str,IV} = \frac{t_{in,IV} + t_{out,IV}}{2} \quad (9.2)$$

$$t_{str,IV} = \frac{364 + 160}{2} = 262 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Kde: $t_{in,IV}$ – je teplota spalín na vstupe do IV. ťahu [°C]
 $t_{out,IV}$ – je zvolená teplota spalín na výstupe z IV. ťahu [°C]

9.1.1 Ekonomizér

Parametre ekonomizéra na vstupe:

Tlak vody na vstupe: $p_{eko.in} = 5,4 \text{ MPa}$
 Teplota vody na vstupe: $t_{eko,in} = 120^{\circ}\text{C}$
 Merný objem vody na vstupe: $v_{eko.in} = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg}$

Parametre ekonomizéra na výstupe:

Tlak vody na výstupe:	$p_{eko.out} = 4,8 \text{ MPa}$
Teplota vody na výstupe:	$t_{eko.out} = 251,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Merný objem vody na výstupe:	$v_{eko.out} = 0,0013 \text{ m}^3/\text{kg}$

Stredný merný objem vody:

$$v_{nv, str} = \frac{v_{eko, in} + v_{eko, out}}{2} \quad (9.3)$$

$$v_{p, str} = \frac{0,0011 + 0,0013}{2} = 0,0012 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Rýchlosť prúdenia vody:

$$w_{nv} = \frac{M_{nv,eko} \cdot v_{nv, str}}{F_{nv}} \quad (9.4)$$

$$w_{nv} = \frac{18,08 \cdot 0,0012}{0,029} = 0,72 \text{ m/s}$$

Prietokné množstvo vody cez ekonomizér:

$$M_{nv,eko} = 19,4 - (0,03 + 0,04) \cdot 19,4 = 18,08 \text{ kg/s} \quad (9.5)$$

Prietokný prierez vody:

$$F_{nv} = \frac{\pi \cdot d_{eko}^2}{4} \cdot n_{tr,eko} \quad (9.6)$$

$$F_{nv} = \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 65 = 0,029 \text{ m}^2$$

Kde: d_{eko} – je vnútorný priemer rúrky ekonomizéra [m]

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P1}} \cdot \left(\frac{w_{sp,4} \cdot D_{tr,P1}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.7)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot \frac{46,63 \cdot 10^{-3}}{0,0603} \cdot \left(\frac{4,54 \cdot 0,0603}{40,14 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,698^{0,33} = 53,37 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu súčiniteľa prestupu tepla $\alpha_{k,sp}$ je potrebné určiť parametre spalín, ktoré odpovedajú strednej teplote spalín prechádzajúcich cez IV. tah, $t_{str,eko} = 262^{\circ}\text{C}$:

- súčiniteľ tepelnej vodivosti $\lambda = 46,63 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- súčiniteľ kinematickej viskozity $\nu = 40,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,698$

Opravný koeficient na počet pozdĺžnych rad rúrok:Pre podmienku $n_{rad} \geq 10$ platí nasledujúce:

$$C_Z = 1 \quad (9.8)$$

Opravný koeficient na rozmiestnenie zväzku rúrok:

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (9.9)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,5}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,1$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,eko}} \quad (9.10)$$

$$\sigma_1 = \frac{0,1}{0,0318} = 3,14$$

Platí, že $\sigma_1 = 3,14 > 3$ použijem pre výpočet hodnotu $\sigma_1 = 3$. [1]**Pomerná priečna rozteč:**

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,eko}} \quad (9.11)$$

$$\sigma_2 = \frac{0,08}{0,0318} = 2,5$$

Súčiniteľ priestupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_{k,sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{k,sp}} \quad (9.12)$$

$$k = \frac{53,37}{1 + 0,01 \cdot 53,37} = 34,8 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: ε – je súčiniteľ zanesenia, volím 0,01**Stredný logaritmickej spád:**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (9.13)$$

$$\Delta t = \frac{112,7 - 40}{\ln \frac{112,7}{40}} = 70,17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{in,IV} - t_{eko,out} = 364,1 - 251,4 = 112,7^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,IV} - t_{eko,in} = 160 - 120 = 40^\circ\text{C}$$

Teplo spalín na vstupu do výparníka:

$$Q_{eko,in} = Q_{v2,out} \quad (9.14)$$

$$Q_{eko,in} = 18503 \text{ kW}$$

Teplo spalín na výstupu z výparníka:

$$Q_{eko,out} = M_{pv} \cdot I_{sp,out} \quad (9.15)$$

$$Q_{eko,out} = 4,94 \cdot 1606,3 = 7935,9 \text{ kW}$$

Požadovaný výkon ekonomizéra:

$$Q_{eko,pozad} = Q_{eko,in} - Q_{eko,out} \quad (9.16)$$

$$Q_{eko,pozad} = 18503 - 7935,9 = 10567,1 \text{ kW}$$

Požadovaná plocha ekonomizéra:

$$S_{eko,pozad} = \frac{Q_{eko,pozad}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (9.17)$$

$$S_{eko,pozad} = \frac{10567,1}{34,8 \cdot 70,17 \cdot 10^{-3}} = 4327,8 \text{ m}^2$$

Počet radov ekonomizéra

$$n_{rad} = \frac{S_{eko,pozad}}{\pi \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko} \cdot n_{tr,eko}} \quad (9.18)$$

$$n_{rad} = \frac{4327,8}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 4,27 \cdot 65} = 156,08 \rightarrow \text{volím 156 radov}$$

Skutočná plocha ekonomizéra:

$$S_{eko,skut} = \pi \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko} \cdot n_{tr,eko} \cdot n_{rad} \quad (9.19)$$

$$S_{eko,skut} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 4,27 \cdot 65 \cdot 156 = 4325,6 \text{ m}^2$$

Skutočný výkon ekonomizéra:

$$Q_{eko,skut} = k \cdot S_{eko,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (9.20)$$

$$Q_{eko,skut} = 34,8 \cdot 4325,6 \cdot 70,17 \cdot 10^{-3} = 10562 \text{ kW}$$

9.1.2 Kontrola teploty spalín na výstupu z ekonomizéra**Teplo spalín na výstupu z ekonomizéra:**

$$Q_{eko,out}^{skut} = Q_{eko,in} - Q_{eko,skut} \quad (9.21)$$

$$Q_{eko,out}^{skut} = 18503 - 10562 = 7941 \text{ kW}$$

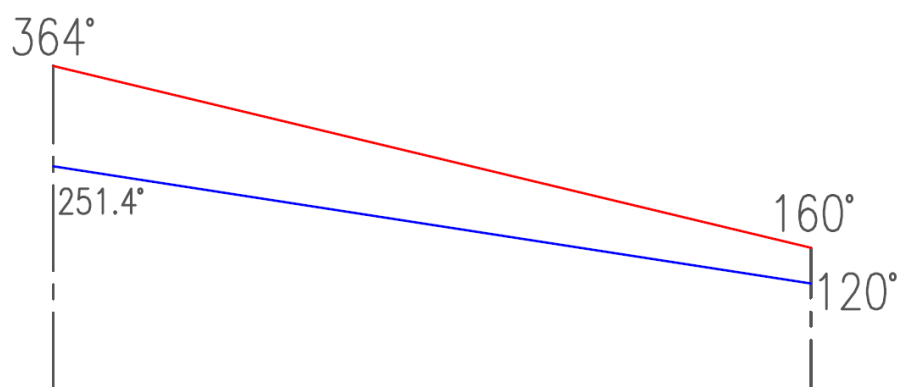
Entalpia spalín na výstupe z ekonomizéra:

$$I_{sp,out} = \frac{Q_{eko,out}^{skut}}{M_{pv}} \quad (9.22)$$

$$I_{sp,out}^{skut} = \frac{7941}{4,94} = 1607,4 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na výstupe z výparníka:

Pomocou entalpie na výstupe $I_{sp,out}^{skut}$ je možné interpoláciou z tabuľky 3 dopočítať hodnotu skutočnej teploty spalín na výstupe z ekonomizéra a porovnať ju so zvolenou teplotou $t_{out,IV}$. Teplota má hodnotu $t_{out,IV}^{skut} = 160,1^\circ\text{C}$. Vypočítaná teplota $t_{out,IV}^{skut}$ sa od navrhovanej teploty $t_{out,IV} = 160^\circ\text{C}$ líši len nepatrne. Výpočet je teda možné považovať za správny.

9.1.3 Teplotný spád v oblasti ekonomizéra

Obr. 28 Teplotný spád v oblasti ekonomizéra

10 KONTROLA TEPELNEJ BILANCIE KOTLA

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{Z_{mn}}{100}\right) \quad (10.1)$$

$$\Delta Q = 12487,6 \cdot 83,72 - \sum 10885,6 \cdot \left(1 - \frac{4,198}{100}\right) = 25,51 \text{ kJ/kg}$$

Kde: Q_p^p – je teplo přivedené do kotla palivom [kJ/kg]

η_k – je účinnost kotla

Z_{mn} – je strata mechanickým nedopaľom [%]

Teplo odovzdané do jednotlivých výkrevných plôch:

$$\Sigma Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp,out}^{skut}) \quad (10.2)$$

$$\Sigma Q_i = 0,9887 \cdot (12616,8 - 1607,4) = 10885,6 \text{ kJ/kg}$$

Kde: φ – je súčiniteľ uchovania tepla

I_u – je teplo uvoľnené v ohnisku [kJ/kg]

$I_{sp,out}$ – je entalpia spalín na výstupe z ekonomizéra [kJ/kg]

Odchýlka tepelnej bilancie:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 \quad (10.3)$$

$$\Delta = \frac{25,51}{12487,6} \cdot 100 = 0,204 \%$$

11 NÁVRH ROZMEROV BUBNA

Volím bubon s cyklónovou zástavbou, ktorý dosahuje lepšie oddelenie vody a pary. Priemer bubna je 1600 mm a hrúbka steny je 40 mm. Dĺžku bubnu volím 4,952 m, s ohľadom na zástavbu v podobe 10 ks cyklónov s priemerom 346 mm.

Vnútorňý priemer bubna:

$$d_B = D_B - 2 \cdot t_{l_B} \quad (11.1)$$

$$d_B = 1,6 - 2 \cdot 0,04 = 1,52 \text{ m}$$

Polovičný objem bubna:

$$V_B = \frac{\pi \cdot d_B^2 \cdot L_B}{8} \quad (11.2)$$

$$V_B = \frac{\pi \cdot 1,52^2 \cdot 4,952}{8} = 4,493 \text{ m}^3$$

Zaťaženie bubnu:

$$z_B = \frac{M_{pp}}{V_B} \quad (11.3)$$

$$z_B = \frac{19,4}{4,493} = 4,32 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^3$$

Kontrola:

Pre tlak 4,8 MPa je maximálne dovolené zaťaženie bubna $z = 5,74 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^3$

$$z_B < z \quad (11.4)$$

$$4,32 < 5,74$$

Navrhnutý bubon vyhovuje.

12 KONTROLA CHLÓROVEJ KORÓZIE

Z dôvodu prítomnosti chlóru v palive je potrebné skontrolovať teplozmenné plochy kotla voči vzniku vysokoteplotnej korózie.

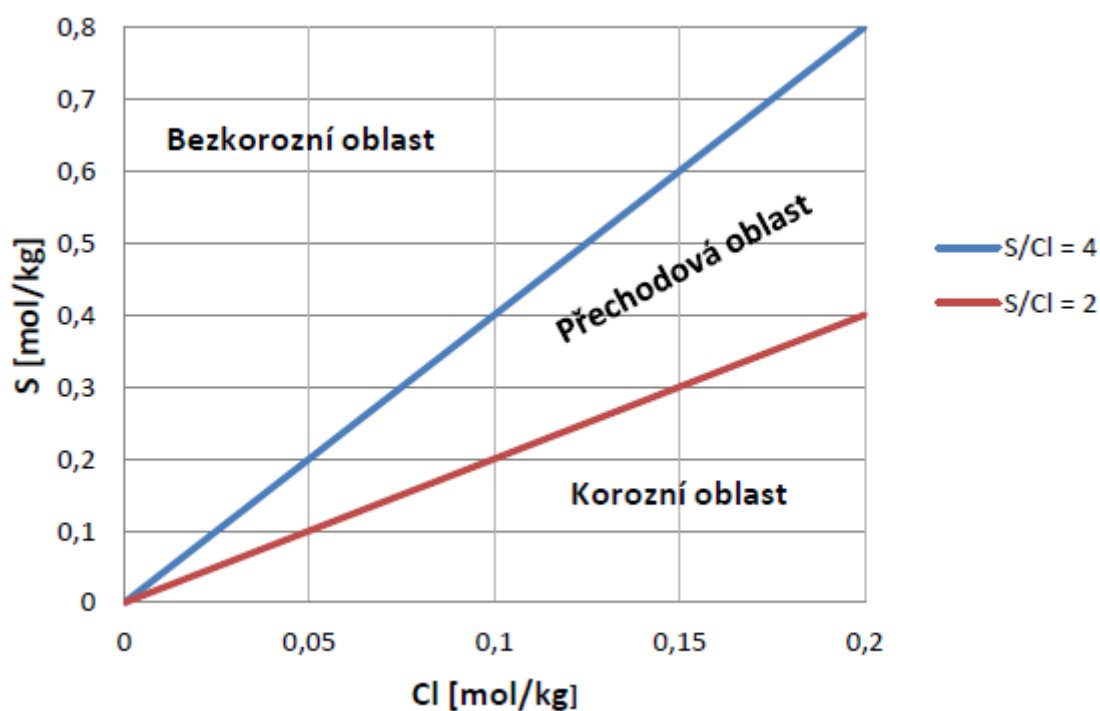
Pomer obsahu síry a chlóru:

$$\frac{S}{Cl} = \frac{0,0062}{0,0232} = 0,2672 \quad (12.1)$$

$$S = \frac{1}{M_s} \cdot S^r = \frac{1}{32,065} \cdot 0,2 = 0,0062 \text{ mol/kg} \quad (12.2)$$

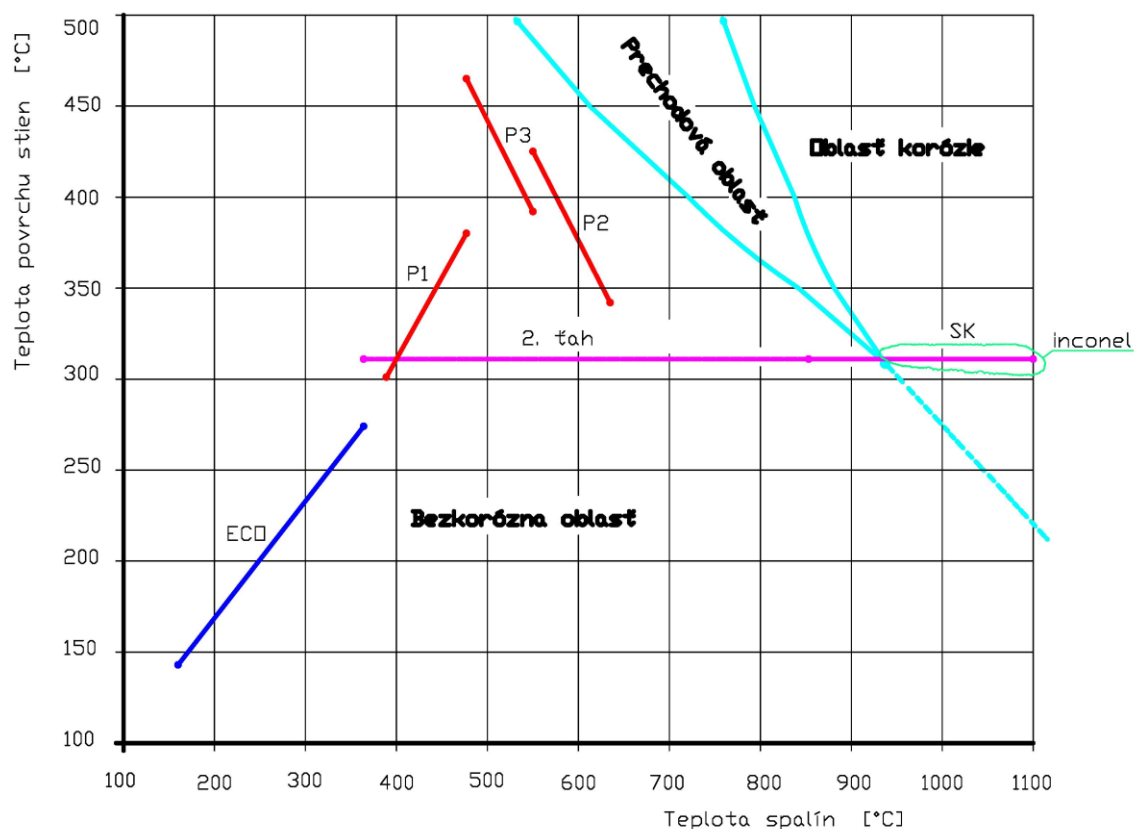
$$Cl = \frac{1}{M_{Cl}} \cdot Cl^r = \frac{1}{35,45} \cdot 0,82 = 0,0232 \text{ mol/kg} \quad (12.3)$$

Kde: M_s – je molárna hmotnosť síry [kg/mol]
 M_{Cl} – je molárna hmotnosť chlóru [kg/mol]



Obr. 29 Diagram chlórovej korózie

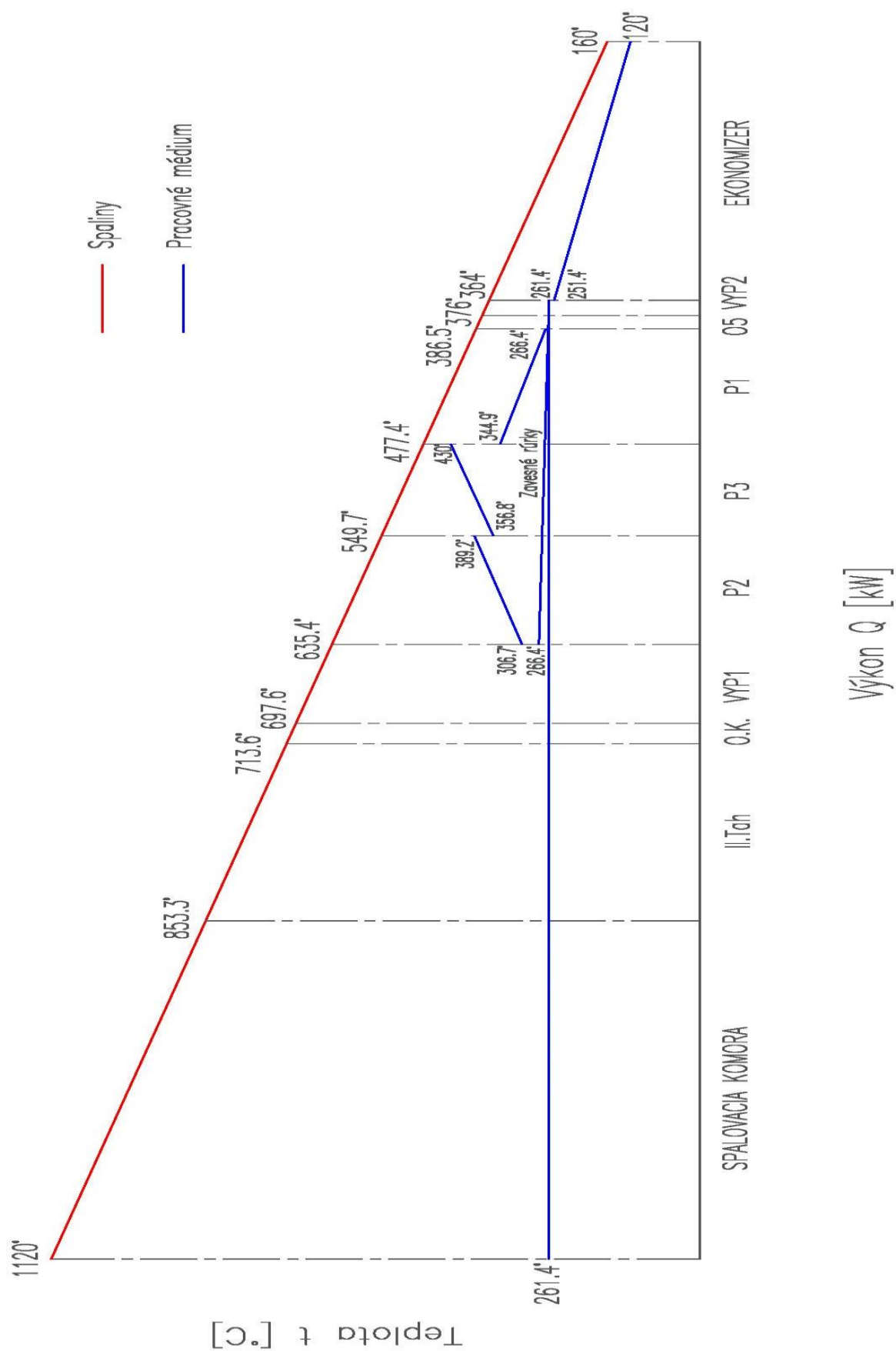
Z výsledku rovnice (12.1) a obr. 29 vyplýva, že palivo sa nachádza v korozívnej oblasti chlórovej korózie. Pre kontrolu sa použije Flingerov diagram.



Obr. 30 Flingerov diagram

Z obrázka 30 vyplýva, že prúdové usporiadanie prehrievačov P2 a P3 je vhodnejšie, pretože pri použití protiprúdového usporiadania by už mohlo dochádzať ku korózii na vonkajších stenách rúrok. Diagram zároveň ukazuje, že je potrebné ochrániť časť stien spaľovacej komory navarením protikoróznym materiálom Inconel.

13 PILOVÝ DIAGRAM



Obr. 31 Pilový diagram

14 ZÁVER

Táto diplomová práca mala za cieľ navrhnúť roštový kotol na spaľovanie triedeného odpadu. Parný výkon kotla bol stanovený zadáním na 70 t/h s parametrami výstupnej prehriatej pary o tlaku 4,3 MPa a teplote 430 °C.

V prvej časti práce je stanovený stechiometrický výpočet a entalpia vzduchu a produktov spaľovania. Objem spalín je 7,25 m³ na 1 kg paliva. V tejto časti je dôležité zostavenie tabuľky č.3, pomocou ktorej je možné určiť teplotu spalín a použiť ju v nasledujúcich výpočtoch.

V časti tepelnej bilancie kotla bola nepriamou metódou určená účinnosť kotla a jeho straty. Účinnosť kotla dosiahla hodnotu 83,7 %. Množstvo reálne spáleného paliva je 4,94 kg/s.

Pri návrhu spaľovacej komory kotla boli stanovené nasledujúce rozmery spaľovacej komory:

- šírka: 5,58 m
- dĺžka: 6,39 m
- výška: 20 m

Pri spaľovaní odpadu je nutné zaistiť vhodné podmienky horenia paliva. Jedná sa hlavne o teplotu a čas. Aby bolo možné bezpečne spáliť aj nebezpečné látky obsiahnuté v palive, je nutné dodržať teplotu spalín nad 850 °C minimálne po dobu 2s. Vo vypočítanej spaľovacej komore dosahuje najvyššia teplota hodnotu 1120 °C. Na konci prvého ťahu je to potom 853 °C. Udržanie tejto teploty je možné aj vďaka šamotovej výmurovke na stenách spaľovacej komory, ktorá pokrýva 45% jej výšky. Čas potrebný na prelet cez celý prvý ťah je 4,32 sekundy a to aj v prípade najrýchlejšieho prúdu približne v strede ťahu.

V kapitole č. 6 sú na základe odhadnutých tlakových strát určené parametre jednotlivých výhrevných plôch a teplo, ktoré výhrevné plochy spracujú.

V kapitole č. 7 sa venujem návrhu II. ťahu kotla. Tento ťah je prázdny, z dôvodu vysokej teploty, ktorá vstupuje do ťahu. S ňou je spojené riziko nalepovania častíc popolčeka zo spalín, preto v II. ťahu nie sú umiestnené žiadne prehrievače. Dĺžka ťahu je 3,87 m a teplota na konci je 713,6 °C.

V nasledujúcej kapitole č. 8 je navrhnutý III. ťah kotla. Dĺžka ťahu je 5,22 m a teplota na konci dosahuje hodnotu 364 °C. V treťom ťahu sa v smere spalín nachádza obratová komora, rúrkový výparník V1, prehrievače P2, P3 a P1, ktoré sú zavesené na závesných rúrkach a nakoniec rúrkový výparník V2. Rúrkové výparníky V1 a V2 sú použité preto, aby bolo možné zaistiť dostatočné teplo dodané do výparníka. To by s použitím len membránových stien výparníka v ťahoch kotla nebolo možné. Z dôvodu vysokoteplotnej korózie je prvým prehrievačom v smere spalín umiestnený prehrievač P2, nasleduje prehrievač P3 a nakoniec prehrievač P1. Z tohto dôvodu sú prehrievače P2 a P3 navrhnuté ako prúdové. Prehrievač P1 a závesné rúrky sú navrhnuté ako protiprúdové. Prehrievač P1 je kvôli jeho veľkosti rozdelený na 2 celky, aby bolo možné medzi ne umiestniť ofukovač.

V ďalšej kapitole je navrhnutý IV. ťah kotla. Ten je tvorený len plechovým kanálom, v ktorom sa nachádza ekonomizér. Ekonomizér ohrieva napájacú vodu z teploty 120 °C na

teplotu 251,4 °C. Tým vychladí spaliny na výstupu z kotla na hodnotu 160 °C. Ekonomizér tvoří 6 blokov, každý obsahuje 26 radov rúrok.

Bubon kotla má vonkajší priemer 1600 mm, hrúbka steny bubna je 40 mm. Bubon obsahuje 10 ks cyklónov a celková dĺžka bubna je 4,95 m.

Pri kontrole tepelnej bilancie bolo zistené, že odchýlka tepelnej bilancie má hodnotu 0,204 %. Tento návrh kotla je teda možné považovať za dostatočne presný. V závere práce je vyobrazený pilový diagram, ktorý vykresľuje priebeh teplôt spalín a pracovného média skrz jednotlivé teplozmenné plochy. Pri výpočte bol použitý program Microsoft Excel s doplnkom XSteam.

15 ZOZNAM POUŽITEJ LITERATURY

- [1] BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přáprac. vyd. Brno: Vysokého učení technické, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] KOHOUT, Přemysl. VÝZKUM A VÝVOJ KOTLE PRO SPALOVÁNÍ TŘÍDĚNÉHO KOMUNÁLNÍHO ODPADU [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2011/PBS3.pdf>
- [3] HOLMGREN, M. Mathworks. 2007. Free IAPWS IF 97: X Steam, Thermodynamic properties of water and steam use implemented as excel scripts [online]. [cit. 2018-01-18]. Dostupné z: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817>
- [4] Nithikul, Jidapa. Potential of refuse derived fuel production from Bangkok municipal solid waste (diplomová práce). Thajsko: Asian institute of technology, 2007. 75 s. Visvanathan, C.
- [5] Integrovaná prevence a omezování znečištění: Referenční dokument o nejlepších dostupných technologiích spalování odpadu. Sevilla: Evropská komise, 2005.
- [6] Refuse derived fuel pellets [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <https://www.refgas-uk.com/portfolio-item/refuse-derived-fuel-pellets/>
- [7] KARAFIÁT, P. Energetické využití komunálního odpadu. *FEL CVUT* [online]. 2017, [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: <http://k315.feld.cvut.cz/elen/sites/default/files/3-Karafiat.pdf>

16 ZOZNAM SKRATIEK A SYMBOLOV

Symbol	Popis	Jednotka
a	Stupeň černosti prúdu spalín	
A^d	Obsah popola v bezvodnom stave	[%]
a_o	Stupeň černosti ohniska	
a_{pl}	Stupeň černosti plameňa	
A^r	Obsah popola v pôvodnom stave	[%]
Bo	Boltzmannovo číslo	
C^{daf}	Obsah uhlíka v horľavine	[%]
C_i	Percentuálne vyjadrenie horľaviny v určitom celku kotla	[%]
c_i	Merné teplo popoľa pri určitej teplote	
Cl^{daf}	Obsah chlóru v horľavine	[%]
C^r	Obsah uhlíka v pôvodnom stave	[%]
C_s	Opravný koeficient	
c_{vz}^V	Merné teplo vlhkého vzduchu	[kJ/m³K]
C_z	Opravný koeficient	
d_e	Ekvivalentný priemer	[m]
d_{tr}	Vnútorý priemer rúrky	[m]
D_{tr}	Vonkajší priemer rúrky	[m]
d_{zt}	Vnútorý priemer závesnej rúrky	[m]
D_{zt}	Vonkajší priemer závesnej rúrky	[m]
F	Plošný prierez spalín	[m²]
F_{st}	Celkový povrch stien	[m²]
h	Výška kotla	[m]
H^{daf}	Obsah vodíka v horľavine	[%]
H^r	Obsah vodíka v pôvodnom stave	[%]
i_p	Fyzické teplo paliva	[kJ/kg]

I_{sp}	Entalpia spalín	[kJ/kg]
$I_S^{t,\alpha}$	Entalpia spalín pri spaľovaní s prebytkom vzduchu	[kJ/kg]
$I_{S,min}^t$	Entalpia stechiometrických spalín	[kJ/kg]
$I_{V,min}^t$	Entalpia minimálneho množstva vzduchu	[kJ/kg]
I_u	Teplo uvoľnené v ohnisku	[kJ/kg]
I_{vz}	Entalpia vzduchu	[kJ/kg]
k	Súčiniteľ priestupu tepla	[W/ m ² K]
$k \cdot p \cdot s$	Optická hustota	
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	Súčiniteľ zoslabenia šímania trojatómových prvkov	[1/m MPa]
l_{ro}	Dĺžka roštu	[m]
l_{tr}	Dĺžka rúrky	[m]
M	Súčiniteľ M	
M_{Cl}	Molárna hmotnosť chlóru	[kg/mol]
M_{pal}	Množstvo spáleného paliva	[kg/s]
M_{pv}	Množstvo reálne spáleného paliva	[kg/s]
M_S	Molárna hmotnosť síry	[kg/mol]
N^{daf}	Obsah dusíka v horľavine	[%]
N^r	Obsah dusíka v pôvodnom stave	[%]
n_{tr}	Počet rúrok v jednej rade	
n_{zt}	Počet závesných rúrok	
O_{Ar}	Objem argónu v spaliniach	[m ³ /kg]
O_{CO2}	Objem CO ₂ v spaliniach	[m ³ /kg]
O^{daf}	Obsah kyslíka v horľavine	[%]
O_{N2}	Objem N ₂ v spaliniach	[m ³ /kg]
O_{O2min}	Minimálny objem kyslíka potrebného ku spaľovaniu	[m ³ /kg]
O^r	Obsah kyslíka v pôvodnom stave	[%]
O_{H2O}^s	Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkých spalín	[m ³ /kg]

O_{SO_2}	Objem SO_2 v spalínach	$[m^3/kg]$
$O_{sp} \cdot c$	Stredné celkové merné teplo spalín	$[kJ/kgK]$
O_{SSmin}	Minimálny objem suchých spalín	$[m^3/kg]$
O_{SV}	Objem vlhkých spalín pri spaľovaní	$[m^3/kg]$
O_{SVmin}	Minimálny objem suchých spalín	$[m^3/kg]$
$O_{H_2O}^V$	Objem vodnej pary v objeme vlhkého vzduchu	$[m^3/kg]$
O_{VSmin}	Minimálny objem suchého vzduchu	$[m^3/kg]$
O_{VV}	Skutočný objem vlhkého vzduchu	$[m^3/kg]$
O_{VVmin}	Minimálny objem vlhkého vzduchu	$[m^3/kg]$
p_h	Počet hadov prehrievača	
Pr	Prandtlovo číslo	
Q_I	Teplo odovzdané do stien ohniska	$[kW]$
Q_{celk}	Celkové potrebné teplo	$[kW]$
Q_{eko}	Tepelný výkon ekonomizéra	$[kW]$
Q_i^r	Výhrevnosť paliva	$[kJ/kg]$
Q_{v1}	Teplo odobraté výparníkovej mreži	$[kW]$
Q_v	Tepelný výkon kotla	$[kW]$
Q_{P1}	Tepelný výkon prehrievača P1	$[kW]$
Q_{P2}	Tepelný výkon prehrievača P2	$[kW]$
Q_{P3}	Tepelný výkon prehrievača P3	$[kW]$
Q_p^p	Teplo privedené do kotla	$[kJ/kg]$
Q_{RC}	Stratové teplo	$[kW]$
q_s	Plošné tepelné zaťaženie roštu	$[kW/m^2]$
Q_{VZ}	Teplo privedené do kotla so vzduchom	$[kW]$
Q_{ZT}	Tepelný výkon závesných rúrok	$[kW]$
R	Plocha horiacej vrstvy paliva na rošte	$[m^2]$
s	Účinná hrúbka sálavej vrstvy	$[m]$
S	Teplozmenná plocha danej časti kotla	$[m^2]$

S^{daf}	Obsah síry v horlavine	[%]
S^r	Obsah síry v pôvodnom stave	[%]
S_{ro}	Plocha roštu	[m ²]
$\check{s}_{ro}$	Šírka roštu	[m]
t_{ad}	Adiabatická teplota v ohnisku	[°C]
t_i	Teplota v danej časti kotla	[°C]
t_{in}	Teplota na vstupe	[°C]
t_{ok}	Zvolená teplota na konci ohniska	[°C]
t_{oksk}	Skutočná teplota na konci ohniska	[°C]
t_{out}	Teplota na výstupe	[°C]
t_{sp}	Doba zotrvania spalín v ohnisku	[s]
t_{str}	Stredná teplota spalín	[°C]
$t_{str,p}$	Stredná teplota pary	[°C]
T_z	Teplota zanašaného povrchu	[K]
V	Objem danej časti kotla	[m ³]
V_B	Polovičný objem bubna	[m ³]
W^r	Vlhkosť paliva v pôvodnom stave	[%]
w_{sp}	Rýchlosť spalín v danej časti kotla	[m/s]
x	Uhlový súčiniteľ	[kJ/kg]
X_i	Percentuálne vyjadrenie popola v danej časti kotla	[%]
z_B	Zaťaženie bubna	[kg/s m ³]
Z_{CN}	Strata chemickým nedopaľom	[%]
Z_{SO}	Strata sálaním tepla do okolia	[%]
α	Súčiniteľ prebytku vzduchu	
α_1	Celkový súčiniteľ prestupu tepla	[W/ m ² K]
α_k	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou	[W/ m ² K]
$\alpha_{k,p}$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary	[W/ m ² K]
$\alpha_{k,sp}$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín	[W/ m ² K]

α_s	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním	[W/ m ² K]
Δ	Odchýlka tepelnej bilancie	
Δt	Stredný teplotný logaritmický spád	[°C]
ε	Súčiniteľ zanesenia plochy	
η_k	Tepelná účinnosť kotla	[%]
λ	Súčiniteľ tepelnej vodivosti	[W/mK]
ν	Súčiniteľ kinematickej viskozity	[m ² /s]
σ_1	Pomerná priečna rozteč	
σ_2	Pomerná pozdĺžna rozteč	
φ	Súčiniteľ uchovania tepla	
ψ	Súčiniteľ tepelnej efektívnosti stien	

17 ZOZNAM PRÍLOH

Výkres: PRÍLOHA 1

