



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ PARNÍ KOTEL S PŘIROZENOU CIRKULACÍ NA SPALOVÁNÍ SLÁMY Z PŠENICE, ŽITA A JEČMENE

GRATE STEAM BOILER FOR STRAW COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. SLAVOMÍR SOLÁR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Slavomír Sořár

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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 parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

v anglickém jazyce:

Grate Steam Boiler for Straw Combustion

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavním obsahem práce je seznámení se s problematikou spalování slámy a návrh parního kotle spalujícího obilnou slámu.

Parametry kotle: výkon kotle 15 t/h, tlak přehřáté páry 5 MPa, teplota přehřáté páry 415 °C, teplota napájecí vody 125°C

Složení paliva: Výhřevnost = 15,6 MJ/kg

Cr = 42,76 %

Nr = 0,2 %

Sr = 0,02 %

Ar = 3,6 %

Hr = 5,45 %

Or = 37,97 %

W = 10 %

Clr max. 0,03 %

Cíle diplomové práce:

Návrh roštového parního kotle s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene, včetně tepelného výpočtu a dimenzování výhřevných ploch

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

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

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Hlavným cieľom tejto diplomovej práce je uskutočniť návrh roštového parného kotla na spaľovanie obilnej slamy s výhrevnosťou 15,6 MJ/kg. Výkon kotla je 15 t/h, tlak prehriatej pary 5 MPa, teplota prehriatej pary 415 °C a teplota napájacej vody 125 °C. Výpočet je založený na dimenzovaní ťahov a segmentov kotla a na tepelnom výpočte. Overenie odchýlky tepelnej bilancie určí správnosť návrhu kotla.

ABSTRACT

The main aim of this diploma thesis is to proceed a design of grate steam boiler for grain straw combustion with 15,6 MJ/kg of fuel efficiency. Steam power of boiler is 15 t/h, pressure of overheated steam is 5 MPa, temperature of overheated steam is 415 °C and temperature of inlet water is 125 °C. The estimation is based on proportioning of draughts and segments of boiler and on thermal computation. Verification of divergence of thermal balance is going to constate accuracy of boiler design.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Parný roštový kotol, obilná slama, dimenzovanie kotla, tepelný výpočet kotla

KEYWORDS

Grate steam boiler, grain straw, boiler proportioning, thermal computation of boiler

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

SOLÁR, S. *Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 133 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D..

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene. vypracoval samostatne s pomocou vedúceho práce, konzultanta, odbornej literatúry a zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa:.....

.....

Bc. Slavomír Soľár

POĎAKOVANIE

V tomto odstavci by som sa chcel poďakovať predovšetkým pánovi Ing. Pavlovi Křemínskému za pomoc a cenné rady v rámci konzultácií pri riešení tejto diplomovej práce. Taktiež by som chcel poďakovať vedúcemu práce Ing. Matinovi Lisému, Ph.D. za postrehy a námety pri spracovávaní práce.

OBSAH

ÚVOD	13
1 STECHIOMETRIA, ENTALPIA VZDUCHU A SPALÍN	14
1.1 Stechiometrické výpočty	14
1.2 Entalpia vzduchu a produktov spaľovania	17
2 TEPELNÁ BILANCIA KOTLA	19
2.1 Teplo privedené do kotla.....	19
2.2 Straty kotla a tepelná účinnosť	19
2.2.1 Strata mechanickým nedopalom zc	19
2.2.2 Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov zf	20
2.2.3 Strata chemickým nedopalom zcn	21
2.2.4 Strata zdieľaním tepla do okolia zso	21
2.2.5 Kominová strata zk	22
2.2.6 Tepelná účinnosť kotla	23
2.3 Množstvo paliva	23
3 VÝPOČET SPAĽOVACEJ KOMORY	24
3.1 Voľba základných rozmerov I. ťahu	24
3.2 Tepelný výpočet I. ťahu	27
4 VÝPOČET MREŽE	31
4.1 Voľba základných rozmerov mreže	31
4.2 Tepelný výpočet mreže	32
5 VÝPOČET II. ŤAHU	37
5.1 Voľba základných rozmerov II. ťahu	37
5.2 Tepelný výpočet II. ťahu.....	40
6 VÝPOČET III. ŤAHU	44
6.1 Výpočet vratnej komory.....	44
6.1.1 Voľba základných rozmerov vratnej komory	44
6.1.2 Tepelný výpočet membránovej steny vratnej komory	47
6.1.3 Tepelný výpočet závesných trubiiek vratnej komory.....	49
6.2 Výpočet časti prehrievača P3.....	55
6.2.1 Tepelný výpočet membránovej steny v časti P3	56

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

6.2.2 Tepelný výpočet závesných trubiek časti P3	59
6.2.3 Tepelný výpočet trubiek prehrievača P3	61
6.3 Výpočet časti prehrievača P2	67
6.3.1 Tepelný výpočet membránovej steny v časti P2	68
6.3.2 Tepelný výpočet závesných trubiek časti P2	71
6.3.3 Tepelný výpočet trubiek prehrievača P2	74
6.4 Výpočet časti prehrievača P1b	80
6.4.1 Tepelný výpočet membránovej steny v časti P1b	81
6.4.2 Tepelný výpočet závesných trubiek časti P1b	84
6.3.3 Tepelný výpočet trubiek prehrievača P1b	87
7 VÝPOČET IV. A V. ŤAHU	94
7.1 Výpočet prehrievača P1a	94
7.2 Výpočet ohrievača vzduchu OVZ2	101
7.3 Výpočet ekonomizéra	108
8 VÝPOČET OVZ1	115
9 KONTROLA TEPELNEJ BILANCIE	121
ZÁVER	123
POUŽITÁ LITERATÚRA A ZDROJE	127
ZOZNAM POUŽITÝCH VELIČÍN A SYMBOLOV	128
ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK	132
ZOZNAM PRÍLOH	133

ÚVOD

Problematika spařování slámy resp. biomasy obecně je v současnosti a hlavně v budoucnosti velmi atraktivní. Z důvodu neustálého poklesu celosvětových zásob fosilních paliv a tím pádem aj nárastu cen sa moderné štáty usilujú produkovať elektrickú energiu a teplo z dostupnejších obnoviteľných zdrojov. Hoci sa kotle na spařovanie slámy technologicky odlišujú od tých uhoľných alebo plynových, dopyt po nich stále rastie. Tento trend sa rozvíja aj v domácnostiach kde sa v roku 2013 predalo vyše 25000 kotlov na uhlie, pričom počet predaných kotlov na biomasu presiahol 30000. [4]

Základné výhody spařovania slámy: [3]

- Dostupnosť vo väčšine krajín a možnosť plánovania produkcie
- Adekvátne náhrada za fosilne palivá
- Adekvátne získaná tepelná energia, vhodná pre výrobu elektriny aj vytápanie
- Zvyšky po spařovaní slámy sú využiteľné ako organominerálne hnojivo
- Cena slámy je na jednotku tepla nižšia ako pri iných druhoch biomasy

Cieľom tejto diplomovej práce bude navrhnúť kotol na spařovanie obilnej slámy, konkrétne dimenzovanie jednotlivých výhrevných plôch a ich tepelný výpočet. Zo zadania práce plynú vstupné a výstupné parametre, parametre paliva a na základe týchto hodnôt budú v nasledujúcich kapitolách uskutočnené výpočty jednotlivých ťahov a výhrevných plôch v nich. V každej kapitole sa najprv stanoví základné rozmery daných segmentov a potom sa určí hodnota predaného tepla. Výpočet bude nakoniec overený odchýlkou tepelnej bilancie, ktorá pri správnom návrhu nesmie prekročiť hodnotu 0,5 %.

1 STECHIOMETRIA, ENTALPIA VZDUCHU A SPALÍN

1.1 Stechiometrické výpočty

Prvým krokem při výpočte kotla je určení objemu vzduchu a spalín, ich minimálne aj skutočné množstvo. Hodnoty sú vypočítané na základe prvkového rozboru paliva stanoveného v zadání diplomovej práce. Při počítání vzduchu uvažujem relativnu vlhkosť $\varphi = 70\%$ a teplotu $20\text{ }^\circ\text{C}$. Rozbor paliva je uvedený v nasledujúcej tabuľke.

Uhlík	C^r	42,76	%
Dusík	N_2^r	0,2	%
Síra	S^r	0,02	%
Popolovina	A^r	3,6	%
Vodík	H_2^r	5,45	%
Kyslík	O_2^r	37,97	%
Vlhkosť	W^r	10	%
Chlór	Cl_{\max}^r	0,03	%

Tab. 1 Prvkový rozbor paliva

Výhrevnosť paliva: $Q_i^r = 15,6\text{ MJ/kg}$

Minimálny objem O_2 pre spálenie 1kg paliva:

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (1-1)$$

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{42,76}{12,01} + \frac{5,45}{4,032} + \frac{0,02}{32,06} - \frac{37,97}{32} \right) = 0,834\text{ m}_n^3/\text{kg}$$

Minimálny objem suchého a vlhkého vzduchu pre spálenie 1kg paliva:

$$O_{VZmin}^S = \frac{O_{O_2min} \cdot 100}{0,21} = \frac{0,834 \cdot 100}{0,21} = 3,973\text{ m}_n^3/\text{kg} \quad (1-2)$$

$$O_{VZmin}^V = f \cdot O_{VZmin}^S = 1,0168 \cdot 3,973 = 4,039\text{ m}_n^3/\text{kg} \quad (1-3)$$

Pričom súčiniteľ f :

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 1 + 0,7 \cdot 0,024 = 1,0168 \quad (1-4)$$

Hodnota výrazu $\frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,024$ je určená z [1] pre $20\text{ }^\circ\text{C}$.

Minimální objem vodní páry ve vzduchu pro spalování 1 kg paliva:

$$O_{H_2O \min} = O_{VZmin}^V - O_{VZmin}^S = 4,039 - 3,973 = 0,0667 \text{ m}_n^3/\text{kg} \quad (1-5)$$

Minimální množství suchých spalín:

$$O_{SPmin}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (1-6)$$

$$O_{SPmin}^S = 0,794 + 0,00014 + 3,102 + 0,037 = 3,933 \text{ m}_n^3/\text{kg}$$

Přičemž objem CO_2 v spalínách:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01 \cdot 100} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VZmin}^S \quad (1-7)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01 \cdot 100} \cdot 42,76 + 0,0003 \cdot 3,973 = 0,794 \text{ m}_n^3/\text{kg}$$

Objem SO_2 v spalínách:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06 \cdot 100} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06 \cdot 100} \cdot 0,02 = 0,00014 \text{ m}_n^3/\text{kg} \quad (1-8)$$

Objem N_2 v spalínách:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016 \cdot 100} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VZmin}^S \quad (1-9)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016 \cdot 100} \cdot 0,2 + 0,7805 \cdot 3,973 = 3,102 \text{ m}_n^3/\text{kg}$$

Objem argónu v spalínách:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZmin}^S = 0,0092 \cdot 3,973 = 0,037 \text{ m}_n^3/\text{kg} \quad (1-10)$$

Podíl chlóru v palive je velmi malý, preto je vo výpočtoch zanedbaný.

Minimální objem vodní páry v spalínách:

$$O_{H_2Omin}^{SP} = \frac{44,8}{4,032 \cdot 100} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016 \cdot 100} \cdot W^r + (f - 1) \cdot O_{VZmin}^S \quad (1-11)$$

$$O_{H_2Omin}^{SP} = \frac{44,8}{4,032 \cdot 100} \cdot 5,45 + \frac{22,4}{18,016 \cdot 100} \cdot 10 + (1,0168 - 1) \cdot 3,973$$

$$O_{H_2Omin}^{SP} = 0,797 \text{ m}_n^3/\text{kg}$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Minimálne množstvo vlhkých spalín:

$$O_{SPmin}^V = O_{SPmin}^S + O_{H_2Omin}^{SP} = 3,933 + 0,797 = 4,729 \text{ m}_n^3/kg \quad (1-12)$$

Skutočné množstvo suchého vzduchu (s prebytkom):

$$O_{VZskut}^S = O_{VZmin}^S \cdot \alpha = 3,973 \cdot 1,4 = 5,562 \text{ m}_n^3/kg \quad (1-13)$$

Pričom hodnota súčiniteľa prebytku vzduchu α bola zvolená ($\alpha = 1,4$).

Skutočné množstvo vlhkého vzduchu (s prebytkom):

$$O_{VZskut}^V = O_{VZskut}^S \cdot f = 5,562 \cdot 1,0168 = 5,655 \text{ m}_n^3/kg \quad (1-14)$$

Skutočné množstvo suchých spalín (s prebytkom):

$$O_{SPskut}^S = O_{SPmin}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S = 3,933 + (1,4 - 1) \cdot 3,973 \quad (1-15)$$

$$O_{SPskut}^S = 5,522 \text{ m}_n^3/kg$$

Skutočné množstvo vlhkých spalín (s prebytkom):

$$O_{SPskut}^V = O_{SPmin}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^V = 4,729 + (1,4 - 1) \cdot 4,039 \quad (1-16)$$

$$O_{SPskut}^V = 6,345 \text{ m}_n^3/kg$$

1.2 Entalpia vzduchu a produktov spaľovania

Pre nasledujúce výpočty budeme potrebovať hodnoty merných entalpií zložiek spalín a merné teplo suchého vzduchu v závislosti na teplote. Všetky potrebné údaje sú k dispozícii v [1] a sú zaznamenané v nasledujúcej tabuľke.

t	i _{o2}	i _{co2}	i _{N2}	i _{H2O}	i _{so2}	i _{Ar}	C _{sv}	CH _{2O}
[°C]	[kJ/m ³]	[kJ/m ³]	[kJ/m ³]	[kJ/m ³]	[kJ/m ³]	[kJ/m ³]	[kJ/m ³ K]	[kJ/m ³ K]
100	132	170	130	150	189	93	1,3	1,505
200	267	357	260	304	392	186	1,307	1,522
300	407	559	392	463	610	278	1,317	1,542
400	551	772	527	626	836	372	1,329	1,565
500	699	994	666	795	1070	465	1,343	1,59
600	850	1225	804	969	1310	557	1,356	1,615
700	1004	1462	948	1149	1550	650	1,371	1,641
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	1,384	1,688
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	1,398	1,696
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	1,41	1,723
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	1,462	1,853
2000	3138	4844	2965	3926	4890	1855	1,5	1,963

Tab. 2 Merné entalpie a teplá zložiek spalín

Entalpia spalín pri $\alpha=1$:

$$I_{SP\ min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O\ min}^{SP} + i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (1-17)$$

Hodnoty entalpie sú spočítané pre teploty od 100 do 2000 °C a sú zaznamenané v tab.3. V tejto tabuľke sú taktiež uvedené hodnoty entalpie minimálneho množstva vzduchu ($\alpha=1$) a entalpie spalín pri spaľovaní s prebytkom vzduchu.

Entalpia minimálneho množstva vzduchu ($\alpha=1$):

$$I_{VZ\ min} = O_{VZ\ min}^S \cdot c_{VZ}^v \cdot t \quad (1-18)$$

Pričom merné teplo vlhkého vzduchu c_{VZ}^v :

$$c_{VZ}^v = c_{SV} + 0,0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} \quad (1-19)$$

Kde obsah vody vo vzduchu d :

$$d = (f - 1) \cdot \frac{0,804 \cdot 1000}{1,293} = (1,0168 - 1) \cdot \frac{0,804 \cdot 1000}{1,293} = 10,446\ g/kg \quad (1-20)$$

$d > 10\ g/kg$, preto sme použili pre výpočet c_{VZ}^v rovnicu (1-19).

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Entalpia popolčeka v spalinách:

Uvažuje sa iba v prípade, kedy platí nerovnosť podľa [1]:

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} \quad (1-21)$$

$$A^r > \frac{6 \cdot 15600}{41,8 \cdot 30}$$

$$3,6 > 74,64$$

Kde percento úletu popolčeka bolo zvolené konzultantom: $x_p = 30 \%$

Podmienka nerovnosti nie je splnená, entalpiu popolčeka teda zanedbáme.

Entalpia spalín pri spaľovaní s prebytkom vzduchu:

$$I_{SP} = I_{SP \min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ \min} \quad (1-22)$$

Vypočítané hodnoty jednotlivých veličín pre dané teploty sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

t [°C]	c_{vz}^v [kJ/m ³ K]	$I_{sp \min}$ [kJ/kg]	$I_{vz \min}$ [kJ/kg]	$I_{sp} = I_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz \min}$ [kJ/kg]				
				$\alpha=1,1$	$\alpha=1,2$	$\alpha=1,3$	$\alpha=1,4$	$\alpha=1,5$
100	1,325	661,156	526,45	713,80	766,4	819,1	871,7	924,4
200	1,332	1338,995	1058,69	1444,86	1550,7	1656,6	1762,5	1868,3
300	1,343	2038,892	1600,35	2198,93	2359,0	2519,0	2679,0	2839,1
400	1,355	2760,088	2153,48	2975,44	3190,8	3406,1	3621,5	3836,8
500	1,370	3505,581	2720,49	3777,63	4049,7	4321,7	4593,8	4865,8
600	1,383	4259,063	3296,57	4588,72	4918,4	5248,0	5577,7	5907,3
700	1,398	5040,738	3888,92	5429,63	5818,5	6207,4	6596,3	6985,2
800	1,412	5837,364	4488,29	6286,19	6735,0	7183,9	7632,7	8081,5
900	1,426	6648,874	5099,87	7158,86	7668,8	8178,8	8688,8	9198,8
1000	1,439	7474,650	5715,98	8046,25	8617,8	9189,4	9761,0	10332,6
1500	1,493	11766,004	8896,80	12655,68	13545,4	14435,0	15324,7	16214,4
2000	1,533	16239,272	12178,93	17457,17	18675,1	19893,0	21110,8	22328,7

Tab. 3 Entalpia vzduchu a spalín

2 TEPELNÁ BILANCIA KOTLA

2.1 Teplo přivedené do kotla

Teplo přivedené do kotla vztahující se na 1 kg paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \quad (2-1)$$

Fyzické teplo paliva i_p uvažujeme iba v prípade splnenia nerovnosti podľa [1]:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19.150} \quad (2-2)$$

$$10 \geq \frac{15600}{4,19.150}$$

$$10 \geq 24,821$$

Podmienka nie je splnená, i_p neuvažujeme, preto následne:

$$Q_p^p = Q_i^r = 15\,600 \text{ kJ/kg}$$

2.2 Straty kotla a tepelná účinnosť

Straty kotla majú vplyv na celkovú tepelnú účinnosť. Uvažujeme 5 druhov strát, pričom ich určenie bude uvedené na ďalších stranách.

2.2.1 Strata mechanickým nedopalom z_c

Strata mechanickým nedopalom (horľavinou v tuhých zvyškoch) je podmienená nevyužitou energiou, ktorá je obsiahnutá vo zvyšku nespáleného uhlíka. Veličiny v nasledujúcej tabuľke sú zvolené na základe odbornej konzultácie.

	X_i [%]	C_i [%]	c_i [kJ/kg.K]	t_i [°C]
Rošt	50	3	0,879	300
Výsypka 1	10	25	0,934	600
Výsypka 2	10	20	0,823	140
Úlet	30	15	0,823	140

Tab. 4 Bilancia popola v kotli

X_i - percento popola v danej časti kotla

C_i - percento horľaviny v danej časti kotla

c_i - merné teplo popola vzťahujúce sa k danej teplote t_i v danej časti kotla

Strata mechanickým nedopalom i-tej časti kotla:

$$z_{ci} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C \quad (2-3)$$

Priemerná výhrevnosť spaliteľných látok vo zvyškoch $Q_C = 32\,600 \text{ kJ/kg}$ [1]

Po dosadení hodnôt sú straty mechanickým nedopalom v daných častiach kotla:

	z_{ci} [%]
Rošt	0,116
Výsypka 1	0,25
Výsypka 2	0,188
Úlet	0,398

Tab. 5 Strata mechanickým nedopalom v danej časti kotla

Celková strata mechanickým nedopalom je súčtom strát v jednotlivých častiach kotla:

$$z_c = z_{c \text{ rošt}} + z_{c \text{ výs1}} + z_{c \text{ výs2}} + z_{c \text{ úlet}} \quad (2-4)$$

$$z_c = 0,116 + 0,25 + 0,188 + 0,398 = 0,953 \%$$

2.2.2 Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov z_f

Táto strata je podmienená nedokonalým vychladením škvary alebo strusky, ktorá odchádza z kotla.

Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov v i-tej časti kotla:

$$z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^r} \cdot c_i \cdot t_i \quad (2-5)$$

Po dosadení hodnôt sú straty fyzickým teplom v daných častiach kotla:

	z_{fi} [%]
Rošt	0,031
Výsypka 1	0,017
Výsypka 2	0,003
Úlet	0,009

Tab. 6 Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov v danej časti kotla

Celková strata fyzickým teplom je súčtom strát v jednotlivých častiach kotla:

$$z_f = z_{f \text{ rošt}} + z_{f \text{ výs1}} + z_{f \text{ výs2}} + z_{f \text{ úlet}} \quad (2-6)$$

$$z_f = 0,031 + 0,017 + 0,003 + 0,009 = 0,061 \%$$

2.2.3 Strata chemickým nedopalom z_{cn}

Strata chemickým nedopalom (horľavinou v spalinách) je podmienená nedokonalému spaľovaniu, kedy v spalinách ostávajú spaliteľné plyny - CO, uhl'ovodíky.

Na základe odbornej konzultácie bola hodnota straty zvolená: $z_{cn} = 0,05 \%$

2.2.4 Strata zdieľaním tepla do okolia z_{so}

Táto strata je závislá na tepelnom výkone kotla Q_v a na stratovom teple Q_{RC}

Tepelný výkon kotla (výrobné teplo pary):

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (2-7)$$

$$Q_v = 4,167 \cdot (3233,2 - 528,88)$$

$$Q_v = 11268,9 \text{ kW}$$

M_{pp} - výkon kotla daný zadaním diplomovej práce

$$M_{pp} = 15 \text{ t/h} = 4,167 \text{ kg/s}$$

i_{pp} - entalpia prehriatej pary získaná z tabuliek na základe zadanej teploty a tlaku prehriatej pary na výstupe z kotla

i_{nv} - entalpia napájacej vody získaná z tabuliek na základe zadanej teploty a tlaku napájacej vody na vstupe do kotla

Roštový parní kotol s prirodzenou cirkuláciou na spalovanie slámy z pšenice, žita a ječmene

Tlak napájacej vody p_{nv} je súčtom tlaku prehriatej pary na výstupe a tlakových strát v jednotlivých výhrevných plochách. Tlakové straty boli stanovené po odbornej konzultácii a sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Δp [MPa]
P3	0,15
P2	0,15
P1	0,15
EKO	0,3

Tab. 7 Tlakové straty v jednotlivých výhrevných plochách

Následne tlak napájacej vody:

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{EKO} \quad (2-8)$$

$$p_{nv} = 5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,3 = 5,75 \text{ MPa}$$

Stratové teplo stanovené pomocou empirického vzorca:

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot \left(\frac{Q_v}{1000} \right)^{0,7} \quad (2-9)$$

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot \left(\frac{11268,9}{1000} \right)^{0,7} = 0,1716 \text{ MW}$$

Strata zdieľaním tepla do okolia:

$$z_{so} = \frac{Q_{RC}}{Q_v} = \frac{0,1716}{11,27} = 0,0152 = 1,52 \% \quad (2-10)$$

2.2.5 Komínová strata z_k

Komínová strata resp. strata citelným teplom spalín má najväčší podiel na celkovej strate kotla. Ide o energiu, ktorú obsahujú spaliny odchádzajúce z komína, ktorých teplota je ovplyvnená rosným bodom, ktorý nesmie byť podkročený z dôvodu nízkoteplotnej korózie. V tejto diplomovej práci bola zvolená teplota spalín na výstupe z komína 140 °C.

Komínová strata:

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{sp(140^\circ\text{C})} - I_{vz(20^\circ\text{C})}}{Q_p^p} \quad (2-11)$$

$$z_k = (100 - 0,953) \cdot \frac{1228,03 - 147,17}{15600} = 6,863 \%$$

$I_{sp(140^\circ\text{C})}$ - Entalpia spalín na výstupe z komína získaná interpoláciou z Tab.3 (pre $\alpha=1,4$)

$I_{vz(20^{\circ}C)}$ - Entalpia okolitého vzduchu získaná interpoláciou z Tab.3 (pre $\alpha=1,4$)

2.2.6 Tepelná účinnosť kotla

Pre stanovenie tepelnej účinnosti bola použitá nepriama metóda výpočtu pomocou strát kotla:

$$\eta_k = 100 - \sum z = 100 - (z_c + z_f + z_{cn} + z_{so} + z_k) \quad (2-12)$$

$$\eta_k = 100 - (0,953 + 0,061 + 0,05 + 1,52 + 6,683) = 90,57 \%$$

2.3 Množstvo paliva

Množstvo paliva privedeného do kotla:

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{11268,9}{15600 \cdot \frac{90,57}{100}} = 0,798 \text{ kg/s} \quad (2-13)$$

Výpočtové (skutočne spálené) množstvo paliva:

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 0,798 \cdot \left(1 - \frac{0,953}{100}\right) = 0,79 \text{ kg/s} \quad (2-14)$$

3 VÝPOČET SPAĽOVACEJ KOMORY

3.1 Voľba základných rozmerov I. ťahu

Spaľovacia komora je prvým ťahom kotla. V spodnej časti sa privádza palivo na posuvný rošt. Prostredníctvom horákov a privádzania primárneho a sekundárneho vzduchu palivo horí a horúce spaliny putujú nahor až k mreži, ktorou sa končí I. ťah.

Výpočet bude pozostávať z návrhu základných rozmerov vrátane rozmerov roštu a takisto z výpočtu odovzdaného tepla membránovej stene, ktorá je tvorená trúbkami po obvode ohniska.

Na základe konzultácie volím plošné zaťaženie roštu $q_s = 1100 \text{ kW/m}^2$

Plocha roštu:

$$S_{ro} = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{0,79 \cdot 15600}{1100} = 11,2 \text{ m}^2 \quad (3-1)$$

Šírka roštu je šírkou celého kotla. Preto si jej rozmer zvolím tak, aby bol deliteľný číslom 100 z dôvodu voľby roztečí trúbek výhrevných plôch v ďalších ťahoch, kde budú medzi trúbkami výparníka prechádzať trubky prehrievačov.

Volím teda šírku roštu: $\check{s}_{ro} = 2,2 \text{ m}$

Následne dĺžka roštu:

$$L_{ro} = \frac{S_{ro}}{\check{s}_{ro}} = \frac{11,2}{2,2} = 5,1 \text{ m} \quad (3-2)$$

Pre určenie dĺžky I. ťahu musíme určiť prierez I. ťahu, ktorý je závislý na stúpavej rýchlosti spalín. Tú som po odbornej konzultácii zvolil: $w_{st} = 4 \text{ m/s}$

Rýchlosť spalín je ale závislá aj na teplote. Teplotu na konci ohniska som po konzultácii zvolil: $t_{kl} = 800 \text{ °C}$ a z Tab.3 som následne odčítal aj entalpiu: $I_{kl} = 7632,68 \text{ kJ/kg}$

Pre výpočet ale potrebujem strednú teplotu v I. Ťahu, ktorú vypočítam nasledovne:

$$t_{st} = \frac{t_{ad} + t_{kl}}{2} = \frac{1619,68 + 800}{2} = 1209,84 \text{ °C} \quad (3-3)$$

t_{ad} - adiabatická teplota resp. teoretická teplota pri spaľovaní. Dostaneme ju interpoláciou z Tab. 3, pričom musíme poznať užitočné teplo uvoľnené v ohnisku I_u :

$$I_u = Q_p^v \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_f}{100 - z_c} + Q_{vz} \quad (3-4)$$

$$I_u = 15600 \cdot \frac{100 - 0,05 - 0,953 - 0,061}{100 - 0,953} + 1127,21$$

$$I_u = 16709,68 \text{ kJ/kg}$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Kde Q_{vz} je teplo přivedené do kotla so vzduchem, pričom volím teplotu ohrievaného vzduchu 150 °C.

$$Q_{vz} = O_{VZ}^V \cdot \alpha \cdot t_{150^\circ\text{C}} \cdot c_{VZ}^V \cdot 150 = 4,039 \cdot 1,4 \cdot 150 \cdot 1,329 \quad (3-5)$$

$$Q_{vz} = 1121,21 \text{ kJ/kg}$$

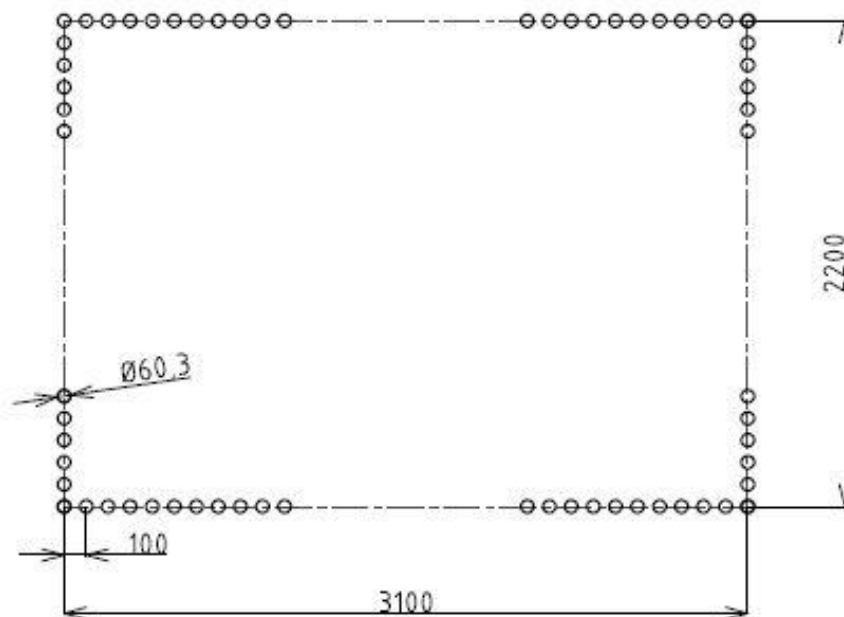
Následne môžem vypočítať prierez I. ťahu:

$$S_I = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv} \cdot (273,15 + t_{st})}{273,15 \cdot w_{st}} = \frac{6,345 \cdot 0,79 \cdot (273,15 + 1209,84)}{273,15 \cdot 4} \quad (3-6)$$

$$S_I = 6,8 \text{ m}^2$$

Dĺžka I. ťahu:

$$L_I = \frac{S_I}{\xi_{ro}} = \frac{6,8}{2,2} = 3,1 \text{ m} \quad (3-7)$$



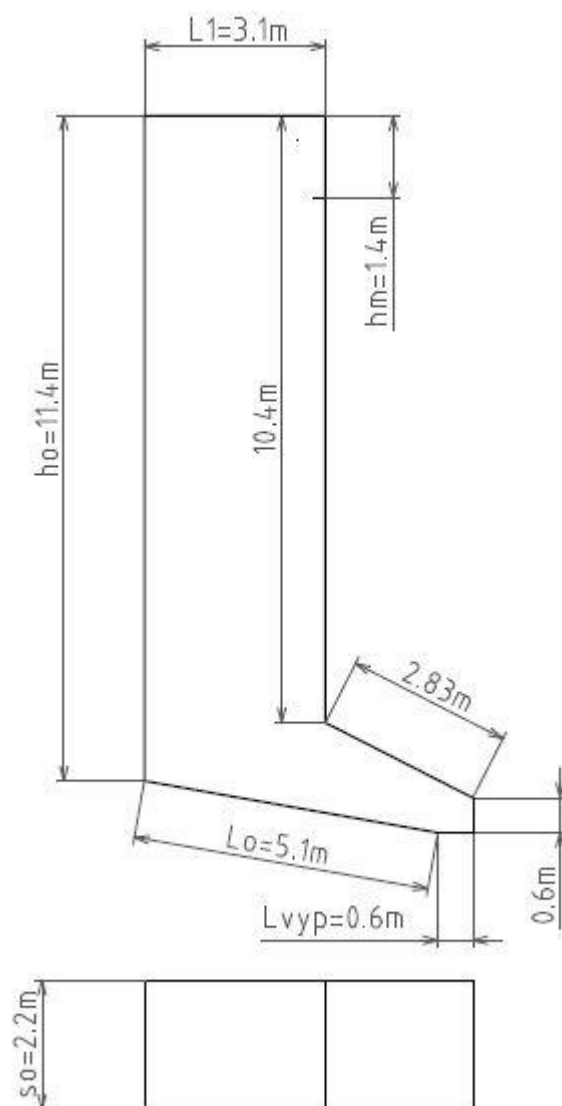
Obr. 1 Membránová stena I. ťahu

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Ostatné rozmery I. ťahu boli určené iteračne, pričom sa musela dodržať teplota na konci ohniska t_{ko} a stúpavá rýchlosť spalín w_{st} . Rozmery sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

	Značka	Rozmer	Jednotka
Dĺžka I. ťahu:	L_1	3,1	m
Výška ohniska	h_o	11,4	m
Zadná strana 1	z_1	10,4	m
Zadná strana 2	z_2	2,83	m
Zadná strana 3	z_3	0,6	m
Výpad	L_{vyp}	0,6	m
Výška mreže	h_m	1,4	m

Tab. 8 Rozmery I. ťahu



Obr. 2 Schéma a základné rozmery I. ťahu

Výška mreže h_m je vypočítaná na základe rýchlosti spalín v mreži a usporiadania trubiek. Rovnice budú uvedené v nasledujúcej kapitole.

Pre tepelný výpočet I. ťahu budeme potrebovať hodnotu celkovej aj aktívnej plochy I. ťahu. Rozmery jednotlivých plôch sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

	Rozmer	Jednotka
S_{bocna}	39	m^2
S_{predna}	25,08	m^2
S_{vrchna}	6,82	m^2
S_{zadna1}	22,88	m^2
S_{zadna2}	6,226	m^2
S_{zadna3}	1,32	m^2
S_{vypad}	1,32	m^2
S_{mreza}	3,05	m^2

Tab. 9 Obsahy jednotlivých plôch I. ťahu

Celková plocha stien I. ťahu:

$$S_{I\ celk} = 2 \cdot S_{bocna} + S_{predna} + S_{vrchna} + S_{zadna1} + S_{zadna2} + S_{zadna3} + S_{vypad} + S_{ro} \quad (3-8)$$

$$S_{I\ celk} = 2 \cdot 39 + 25,08 + 6,82 + 22,88 + 6,226 + 1,32 + 1,32 + 11,2 = 152,85 \text{ m}^2$$

Aktívna plocha stien I. ťahu:

Aktívna plocha je potrebná na výpočet skutočnej teploty na konci I. ťahu. Je to celková plocha zmenšená o plochu mreže, výpadu a roštu.

$$S_{I\ akt} = (2 \cdot S_{bocna} + S_{predna} + S_{vrchna} + S_{zadna1} - S_{mreza} + S_{zadna2} + S_{zadna3}) \cdot x_u \quad (3-9)$$

$$S_{I\ akt} = (2 \cdot 39 + 25,08 + 6,82 + 22,88 - 3,05 + 6,226 + 1,32) \cdot 0,92 = 126,3 \text{ m}^2$$

x_u - uhlový súčiniteľ volený podľa [1]

Objem I. ťahu:

$$V_I = S_{bocna} \cdot š_{ro} = 39 \cdot 2,2 = 85,8 \text{ m}^3 \quad (3-10)$$

3.2 Tepelný výpočet I. ťahu

Tepelný výpočet je iteračným výpočtom, to znamená, že v úvode sa zvolí teplota na konci I. ťahu a na základe toho sa dopočítavajú ostatné veličiny, ktoré vedú k určeniu skutočnej teploty na konci I. ťahu. Rozdiel medzi odhadovanou a skutočnou teplotou nesmie byť väčší ako 50 °C, inak je nutné výpočet znova opakovať pre inú zvolenú výstupnú teplotu. [1]

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Po odborné konzultácii bola teplota na konci I. ťahu zvolená:

$$t_{kl} = 800 \text{ °C}$$

Skutočná teplota na výstupe z I. ťahu:

$$t_{kl \text{ skut}} = \frac{t_{ad} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (3-11)$$

$$t_{kl \text{ skut}} = \frac{1619,68 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,639}{0,426}\right)^{0,6}} - 273,15 = 806,614 \text{ °C}$$

Skutočná teplota overená výpočtom je v tolerovanej odchýlke od odhadovanej teploty, výpočet teda môžeme považovať za správny. Nasledujúce rovnice ukazujú, ako sme sa dopracovali k neznámych veličinám potrebným na určenie $t_{kl \text{ skut}}$.

Súčiniteľ M:

Pri spaľovaní tuhých palív v roštových ohniskách, za predpokladu tenkej vrstvy ($x_0 = 0$) je hodnota súčiniteľa M [1]:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (3-12)$$

Boltzmannovo číslo:

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot O_{sp} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot S_{I \text{ akt}} \cdot (273,15 + t_{ad})^3} \quad (3-13)$$

$$B_0 = \frac{0,984 \cdot 0,79 \cdot 11,07}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,414 \cdot 126,3 \cdot (273,15 + 1619,68)^3} = 0,4258$$

Súčiniteľ uchovania tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} = 1 - \frac{1,5}{90,57 + 1,5} = 0,984 \quad (3-14)$$

Stredné celkové merné teplo spalín:

$$O_{sp} \cdot c = \frac{I_u - I_{kl}}{t_{ad} - t_{k1}} = \frac{16709,68 - 7632,68}{1619,68 - 800} = 11,074 \quad (3-15)$$

Súčiniteľ tepelnej efektívnosti stien:

$$\psi = x_u \cdot \xi = 0,92 \cdot 0,45 = 0,414 \quad (3-16)$$

ξ - súč zanesenia stien ohniska, hodnota volená podľa [1]

Stupeň černosti ohniska:

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{I celk}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{I celk}}\right)} \quad (3-17)$$

$$a_0 = \frac{0,378 + (1 - 0,378) \cdot \frac{11,2}{152,85}}{1 - (1 - 0,378) \cdot (1 - 0,414) \cdot \left(1 - \frac{11,2}{152,85}\right)} = 0,639$$

Efektivny stupeň černosti plameňa:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,35 \cdot 0,12 \cdot 0,2} = 0,378 \quad (3-18)$$

Súčiniteľ zoslabenia sálenia::

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (3-19)$$

$$k = 1,952 + 0,095 + 10 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,03 = 2,347 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Súčiniteľ zoslabenia sálenia nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{kl} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (3-20)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 2,021}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{800 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,952$$

Objemový podiel vody v spalínach:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2Omin}^{SP} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S}{O_{SP skut}^V} \quad (3-21)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,797 + (1,0168 - 1) \cdot (1,4 - 1) \cdot 3,973}{6,345} = 0,13 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemový podiel ostatných trojatómových plynov v spalínach:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP skut}^V} = \frac{0,00014 + 0,794}{6,345} = 0,125 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3-22)$$

Objemový podiel trojatómových plynov v spalínach:

$$r_{sp} = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,13 + 0,125 = 0,255 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3-23)$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmeneParciální tlak trojatomových plynů v spalínách:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,255 = 0,026 \text{ MPa} \quad (3-24)$$

 p - tlak v ohništi, $p = 0,101 \text{ MPa}$ [1]Súčiniteľ zoslabenia sáľania časticami popolčeka:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{k1} + 273,15)^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (3-25)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(800 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,702 = 0,095$$

 d - stredný efektívny priemer čiastočiek popolčeka. $d = 20 \mu\text{m}$ [1]Stredná hmotová koncentrácia popolčeka v spalínách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r \cdot X_{úlet}}{O_{SP}^V \cdot skut \cdot 100} = \frac{10 \cdot 3,6 \cdot 30}{6,345 \cdot 100} = 1,702 \text{ g/m}^3 \quad (3-26)$$

Účinná hrúbka sáľavej plochy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_I}{S_{I celk}} = 3,6 \cdot \frac{85,8}{152,85} = 2,02 \text{ m} \quad (3-27)$$

Množstvo tepla odovzdaného v I. ťahu do stien:

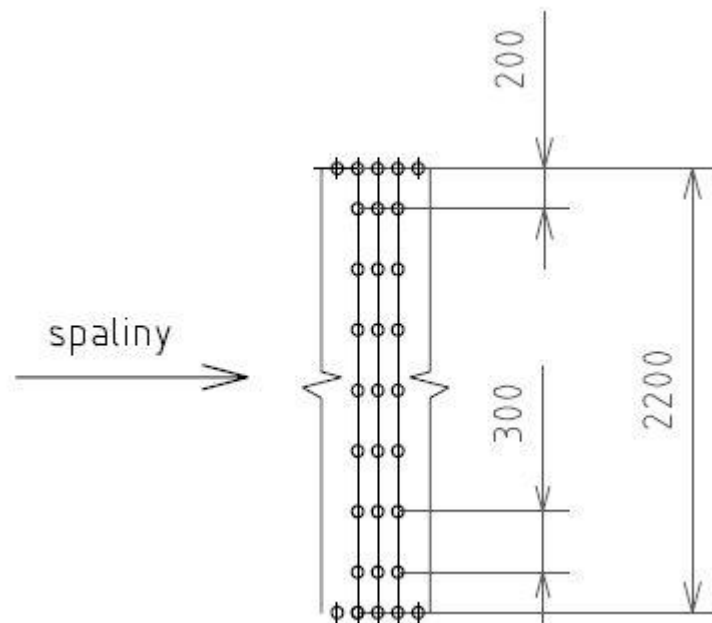
$$Q_I = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_{kl}) = 0,79 \cdot 0,984 \cdot (16709,68 - 7632,68) \quad (3-28)$$

$$Q_I = 7053,55 \text{ kW}$$

4 VÝPOČET MREŽE

4.1 Voľba základných rozmerov mreže

Mreža tvorí prechod medzi spaľovacou komorou (I. ťahom) a II. ťahom kotla. Je súčasťou výparníka, pričom trubky sú rozvoľnené, rozteč medzi nimi je zväčšená a tým pádom je mreža tvorená 3 radmi trubiek ako to je znázornené na obrázku. Základné rozmery mreže sú uvedené v tabuľke a počítali sa na základe volenej rýchlosti spalín v oblasti mreže: $w_m = 8 \text{ m/s}$.



Obr. 3 Schéma usporiadania trubiek v mreži

	Značka	Rozmer	Jednotka
Šírka mreže:	$s_m = \check{s}_{ro}$	2,2	m
Poč. trubiek v 1 rade	n_{trm}	7	[-]
Počet radov trubiek	n_{radm}	3	[-]
Priemer 1 trubky:	D_m	0,0603	m
Rozteč medzi trubkami:	R_m	0,3	m
w spalín pred mrežou:	v_m	8	m/s
Výška mreže:	h_m	1,4	m
Plocha mreže	S_{mreza}	3,046	m^2
Rozteč medzi radmi:	R_{radm}	0,1	m

Tab. 10 Základné rozmery mreže

Výška mreže:

Šírka mreže je rovnaká, ako šírka I. ťahu, keďže celý kotol bude mať šírku nemennú. Z dôvodu volenej rýchlosti spalín v mreži je nutné dopočítať druhý rozmer - výšku h_m . Ako vzťažnú teplotu budeme v tomto prípade uvažovať teplotu na konci I. ťahu $t_{k1} = 800 \text{ °C}$.

$$h_m = \frac{O_{SP\ skut}^V \cdot M_{pv}}{w_m \cdot (\check{s}_{ro} - n_{trm} \cdot D_m)} \cdot \frac{273,15 + t_{k1}}{273,15} \quad (4-1)$$

$$h_m = \frac{6,345 \cdot 0,79}{8 \cdot (2,2 - 7 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273,15 + 800}{273,15} = 1,385 \rightarrow 1,4 \text{ m}$$

4.2 Tepelný výpočet mreže

Výpočet bude opäť iteračný, teplota pred mrežou je rovnaká ako skutočná teplota na konci I. ťahu, teda $t_{kl\ skut} = 806,61 \text{ °C}$. Teplotu na konci mreže volím $t_{km} = 785 \text{ °C}$, pričom pre strednú teplotu vypočítame potrebné súčinitele. Následne vypočítame hodnotu tepla, ktoré bolo predané spalínami mreži a z toho získame skutočnú teplotu na konci mreže, pričom odchýlka od volenej teploty by mala byť čo najmenšia.

Stredná teplota spalín v mreži:

$$t_{stm} = \frac{t_{k1\ skut} + t_{km}}{2} = \frac{806,61 + 785}{2} = 795,81 \text{ °C} \quad (4-2)$$

Z dôvodu zaokrúhlenia rozmeru výšky mreže prepočítame rýchlosť spalín na skutočnú rýchlosť, pričom počítame už so strednou teplotou v mreži:

$$w_{mskut} = \frac{O_{SP\ skut}^V \cdot M_{pv}}{h_m \cdot (\check{s}_{ro} - n_{trm} \cdot D_m)} \cdot \frac{273,15 + t_{stm}}{273,15} \quad (4-3)$$

$$w_{mskut} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{1,4 \cdot (2,2 - 7 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273,15 + 795,81}{273,15} = 7,88 \text{ m/s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

V prípade mreže ide o priečne prúdenie pri usporiadaní trubiek za sebou, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1].

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_m} \cdot \left(\frac{w_{mskut} \cdot D_m}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (4-4)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 0,971 \cdot \frac{0,09}{0,0603} \cdot \left(\frac{7,88 \cdot 0,0603}{1,31 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,601^{0,33}$$

$$\alpha_k = 46,631 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Výpočet potrebných súčiniteľov je uvedený nižšie. V nasledujúcej tabuľke sú zaznamenané parametre spalín, ktoré sa vzťahujú na strednú teplotu v mreži.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,09	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,0001306	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,601	[-]

Tab. 11 Parametre spalín v oblasti mreže

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V našom prípade je počet radov $n_{radm} = 3 < 10$, preto podľa [1] platí:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{radm} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (4-5)$$

Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzkov:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (4-6)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,658}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,971$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_m} = \frac{R_m}{D_m} = \frac{0,3}{0,0603} = 4,98 > 3 \rightarrow \sigma_1 = 3 \quad (4-7)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_m} = \frac{R_{radm}}{D_m} = \frac{0,1}{0,0603} = 1,658 \quad (4-8)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stm}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stm}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{stm}}} \quad (4-9)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,187 \cdot 1068,96^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{622,53}{1068,96} \right)^4}{1 - \frac{622,53}{1068,96}}$$

$$\alpha_s = 24,892 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

T_{stm} - stredná teplota spalín v mreži [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,208} = 0,187 \quad (4-10)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (15,79 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,516 = 0,208 \quad (4-11)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálenia nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{stm} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (4-12)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,516}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{795,81 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,026$$

Hodnoty veličín r_{H_2O} , p_{sp} a r_{sp} boli stanovené v rovniciach (3-21) až (3-24) a v ďalších výpočtoch sú už konštantné.

Účinná hrúbka sálavej plochy:

Uvažujeme zväzok z hladkých trubiek, preto využijeme vzťah [1]:

$$s = 0,9 \cdot D_m \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_m^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot D_m \cdot \left(\frac{4 \cdot R_m \cdot R_{radm}}{\pi \cdot D_m^2} - 1 \right) \quad (4-13)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,3 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,0603^2} - 1 \right) = 0,516$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{vyparnik} + \Delta t = 269,38 + 80 = 349,38 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-14)$$

$$T_z = 622,53 \text{ K}$$

$t_{vyparnik} = 269,38 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow$ teplota ohrievaného média vo výparníku, ktorá bola určená z parných tabuliek pre daný tlak vo výparníku (5,45 MPa) a pre medzu sýtosti.

$\Delta t = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow$ volené pre mrežu na výstupe z ohniska [1].

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (46,631 + 24,892) = 71,523 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (4-15)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 71,523 = 42,914 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (4-16)$$

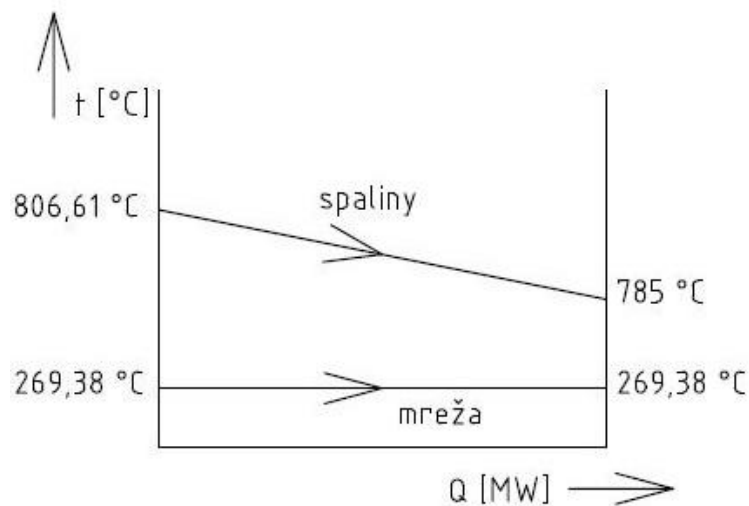
ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplo odobraté spalinám mrežou:

$$Q_m = \frac{k \cdot S_{tm} \cdot \Delta t_{lm}}{1000} = \frac{42,914 \cdot 5,569 \cdot 526,353}{1000} = 125,802 \text{ kW} \quad (4-17)$$

Teplozmenná plocha mreže:

$$S_{tm} = \pi \cdot D_m \cdot h_m \cdot n_{trm} \cdot n_{radm} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 1,4 \cdot 7,3 = 5,569 \text{ m}^2 \quad (4-18)$$

Teplotný logaritmický spád:

Obr. 4 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z mreže

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{537,235 - 515,62}{\ln \frac{537,235}{515,62}} = 526,353 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-19)$$

$$\Delta t_1 = t_{kl \text{ skut}} - t_{vyparnik} = 806,61 - 269,38 = 537,235 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-20)$$

$$\Delta t_2 = t_{km} - t_{vyparnik} = 785 - 269,38 = 515,62 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-21)$$

Teplu vstupující do mříže:

$$Q_{m\ in} = M_{pv} \cdot I_{sp\ m\ in} = 0,79 \cdot 7638,09 = 6033,6\ kW \quad (4-22)$$

$I_{sp\ m\ in} = 7638,09\ kJ/kg$ → entalpia spalín na vstupu do mříže získaná interpolací z Tab.3 pro $t_{kl\ skut}$

Teplu spalín na výstupu z mříže:

Je to teplo, které vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, která byla odobratá mřížou

$$Q_{m\ out} = Q_{m\ in} - Q_m = 6033,6 - 125,802 = 5907,83\ kW \quad (4-23)$$

Entalpia spalín na výstupu z mříže:

$$I_{m\ out} = \frac{Q_{m\ out}}{M_{pv}} = \frac{5907,83}{0,79} = 7478,747\ kJ/kg \quad (4-24)$$

Skutočná teplota na výstupu z mříže:

Interpolací z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{m\ out} = 785,147\ ^\circ C$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,147\ ^\circ C$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

5 VÝPOČET II. ŤAHU

II. ťah kotla je tvořený iba membránovou stenou výparníka z dôvodu vysokej teploty spalín, inak by sa mohli na prehrievačy nalepovať čiastočky v spalínách.

5.1 Voľba základných rozmerov II. ťahu

Rozmery II. ťahu sú navrhnuté tak, aby bola dodržaná rýchlosť spalín, ktorá bola po konzultácii zvolená na $w_{spII} = 7 \text{ m/s}$. Takisto si zvolím teplotu na konci II. ťahu $t_{kII} = 712,5 \text{ °C}$ a na základe týchto hodnôt dopočítam dĺžku II. ťahu L_{II} . Skutočnú rýchlosť si po zaokrúhlení rozmerov spätne overím.

Stredná teplota spalín v II. ťahu:

Vstupnou teplotou II. ťahu je výstupná teplota z mreže

$$t_{stII} = \frac{t_{m \text{ out}} + t_{kII}}{2} = \frac{785,147 + 712,5}{2} = 748,823 \text{ °C} \quad (5-1)$$

Plošný prierez spalín:

$$F_{II} = \frac{O_{SP \text{ skut}}^V \cdot M_{pv}}{w_{spII}} \cdot \frac{273,15 + t_{stII}}{273,15} \quad (5-2)$$

$$F_{II} = \frac{6,345.0,79}{7} \cdot \frac{273,15 + 748,823}{273,15} = 2,679 \text{ m}^2$$

Dĺžka II. ťahu:

$$L_{II} = \frac{F_{II}}{\check{s}_{ro}} = \frac{2,679}{2,2} = 1,217 \text{ m} \rightarrow 1,2 \text{ m} \quad (5-3)$$

Skutočná rýchlosť spalín:

$$w_{spII \text{ skut}} = \frac{O_{SP \text{ skut}}^V \cdot M_{pv}}{L_{II} \cdot \check{s}_{ro}} \cdot \frac{273,15 + t_{stII}}{273,15} \quad (5-4)$$

$$w_{spII \text{ skut}} = \frac{6,345.0,79}{1,2.2,2} \cdot \frac{273,15 + 748,823}{273,15} = 7,104 \text{ m/s}$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Plošný prierez spalín v najužšom mieste II. ťahu:

V spodnej časti II. ťahu sa nachádza prechod do obratovej komory. Rýchlosť spalín som po odbornej konzultácii v tomto mieste zvolil $w_{spIImax} = 9 \text{ m/s}$

$$F_{IImin} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{w_{spIImax}} \cdot \frac{273,15 + t_{stII}}{273,15} \quad (5-5)$$

$$F_{IImin} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{9} \cdot \frac{273,15 + 748,823}{273,15} = 2,084 \text{ m}^2$$

Výška výstupu z II. ťahu:

$$h_{IIout} = \frac{F_{IImin}}{\check{s}_{ro}} = \frac{2,084}{2,2} = 0,947 \rightarrow 0,95 \text{ m} \quad (5-6)$$

Skutočná maximálna rýchlosť spalín:

Po zaokrúhlení rozmeru výšky výstupu overím rýchlosť spalín v najužšom mieste

$$w_{spIImaxskut} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{h_{IIout} \cdot \check{s}_{ro}} \cdot \frac{273,15 + t_{stII}}{273,15} \quad (5-7)$$

$$w_{spIImaxskut} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{0,95 \cdot 2,2} \cdot \frac{273,15 + 748,823}{273,15} = 8,973 \text{ m/s}$$

Obdobne ako v určovaní rozmerov spaľovacej komory, pre tepelný výpočet II. ťahu budeme musieť určiť všetky rozmery s prihliadaním na rýchlosť spalín a zvolenú teplotu na konci ťahu. Takisto budeme potrebovať hodnoty celkovej aj aktívnej plochy II. ťahu. Jednotlivé rozmery a plochy sú uvedené v nasledujúcich tabuľkách a schéme:

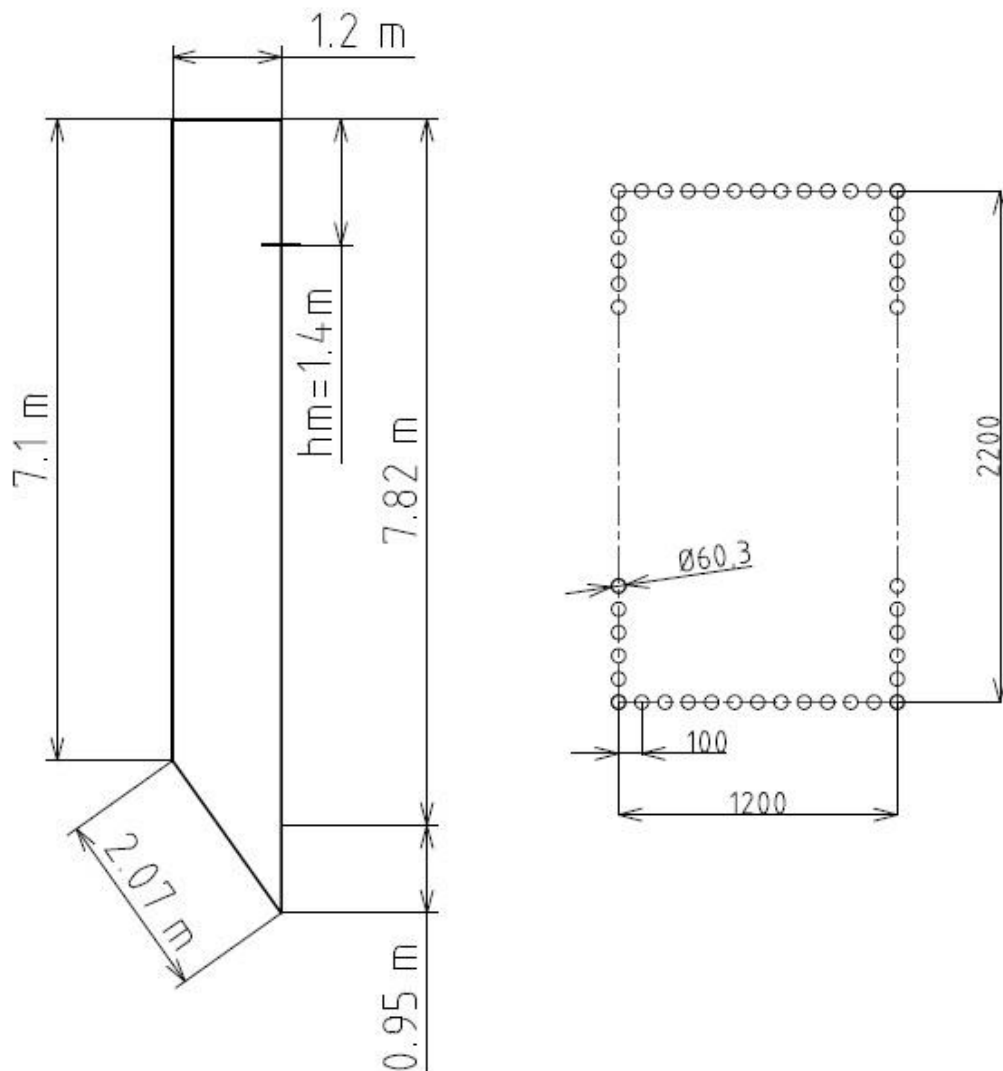
	Značka	Rozmer	Jednotka
Šírka II. ťahu = šírka rošta	\check{s}_{ro}	2,2	m
Dĺžka II. ťahu	L_{II}	1,2	m
Výška II. ťahu	h_{II}	7,1	m
Výška výstupu. z II. tahu	h_{IIout}	0,95	m
Výška III. ťahu	h_{III}	7,82	m
Dĺžka spodku II. ťahu	h_{II}	2,07	m

Tab. 12 Rozmery II. ťahu

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

	Rozměr	Jednotka
$S_{\text{předna}}$	15,62	m^2
S_{vrchna}	2,64	m^2
S_{zadna}	19,294	m^2
S_{spodna}	4,554	m^2
S_{bocna}	9,52	m^2
S_{mreza}	3,046	m^2
$S_{\text{výstup II}}$	2,09	m^2

Tab. 13 Obsahy jednotlivých ploch II. řáhu



Obr. 5 Schéma II. řáhu a membránová stěna

Celková plocha II. ťahu:

$$S_{II\ celk} = 2 \cdot S_{bocna} + S_{predna} + S_{vrchna} + S_{zadna} + S_{spodna} \quad (5-8)$$

$$S_{II\ celk} = 2,9,52 + 15,62 + 2,64 + 19,294 + 4,554 = 61,148 \text{ m}^2$$

Aktivna plocha II. ťahu:

Je to celková plocha bez plochy mreže a výstupu z II. ťahu.

$$S_{II\ akt} = S_{II\ celk} - S_{mreža} - S_{vystup} \quad (5-9)$$

$$S_{II\ akt} = 61,148 - 3,046 - 2,09 = 56,012 \text{ m}^2$$

5.2 Tepelný výpočet II. ťahu

Keďže sa v II. ťahu nachádzajú iba trubky membránovej steny, tepelný výpočet pozostáva z výpočtu tepla, ktoré spaliny odovzdajú tejto stene.

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

V prípade II. ťahu ide o pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spIIskut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (5-10)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0861}{1,553} \cdot \left(\frac{7,104 \cdot 1,553}{0,000122} \right)^{0,8} \cdot 0,605^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 11,57 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Parametre spalín pre danú strednú teplotu sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,0861	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,000122	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,605	[-]

Tab. 14 Parametre spalín v II. ťahu

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \dot{S}_{ro} \cdot L_{II}}{O_{kanál}} = \frac{4 \cdot 2,2 \cdot 1,2}{2 \cdot (2,2 + 1,2)} = 1,553 \text{ m} \quad (5-11)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stII}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stII}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{stII}}} \quad (5-12)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,276 \cdot 1068,96^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,577}{1021,97}\right)^4}{1 - \frac{542,577}{1021,97}}$$

$$\alpha_s = 29,683 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

T_{stII} - stredná teplota spalín v II. ťahu [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,323} = 0,276 \quad (5-13)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (10,287 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 1,23 = 0,323 \quad (5-14)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{stII} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5-15)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 1,233}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{748,823 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 2,622$$

Účinná hrúbka sáľavej plochy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{II}}{S_{II \text{ celk}}} = 3,6 \cdot \frac{20,944}{61,148} = 1,233 \text{ m} \quad (5-16)$$

Objem II. ťahu:

$$V_{II} = S_{bocna} \cdot \check{s}_{ro} = 9,52 \cdot 2,2 = 20,944 \text{ m}^3 \quad (5-17)$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{\text{vyparnik}} + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{IIin} - I_{IIout})}{S_{akt}} \quad (5-18)$$

$$t_z = 296,38 + 0,0043 \cdot \frac{0,79 \cdot (7478,747 - 6700,9)}{56,012} = 269,427 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 542,577 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (11,57 + 29,683) = 37,128 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5-19)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

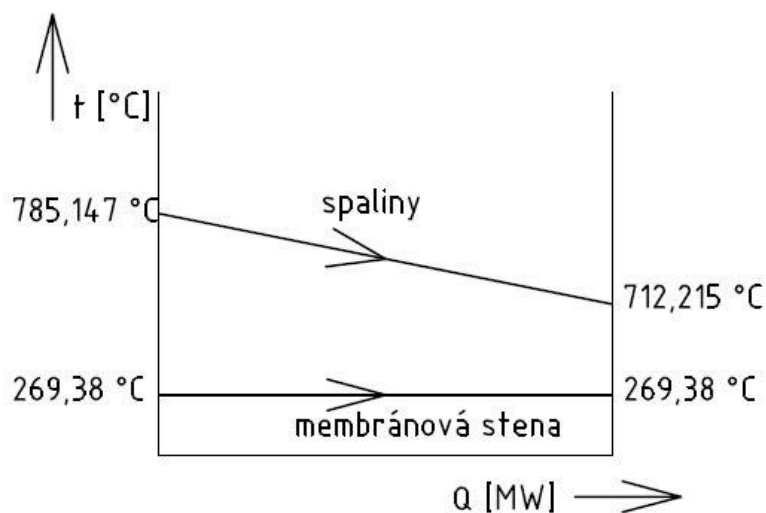
$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 37,128 = 22,277 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5-20)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplo odobraté spalínám membránovou stenou v II. ťahu:

$$Q_{II} = \frac{k \cdot S_{akt} \cdot \Delta t_{lnII}}{1000} = \frac{22,277 \cdot 56,012 \cdot 478,525}{1000} = 597,085 \text{ kW} \quad (5-21)$$

Teplotný logaritmickej spád:



Obr. 6 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z II. ťahu

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

$$\Delta t_{lnII} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{515,767 - 443,12}{\ln \frac{515,767}{443,12}} = 478,525 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-22)$$

$$\Delta t_1 = t_{km\ skut} - t_{vyparnik} = 785,147 - 269,38 = 515,767 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-23)$$

$$\Delta t_2 = t_{kII} - t_{vyparnik} = 712,5 - 269,38 = 443,12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-24)$$

Teplo vstupující do II. řáhu:

Teplo, které vstupuje je totožné s teplem, které odchází z mřeže

$$Q_{II\ in} = Q_{m\ out} = 5907,83 \text{ kW} \quad (5-25)$$

Teplo spalín na výstupu z II. řáhu:

Je to teplo, které vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, která byla odobratá membránovou stenou II. řáhu

$$Q_{II\ out} = Q_{II\ in} - Q_{II} = 5907,83 - 597,085 = 5310,74 \text{ kW} \quad (5-26)$$

Entalpia spalín na výstupu z II. řáhu:

$$I_{II\ out} = \frac{Q_{II\ out}}{M_{pv}} = \frac{5310,74}{0,79} = 6722,894 \text{ kJ/kg} \quad (5-27)$$

Skutočná teplota na výstupu z II. řáhu:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{II\ out} = 712,215 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,286 \text{ } ^\circ\text{C}$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

6 VÝPOČET III. ŤAHU

III. ťah kotla začíná vratnou komorou, z které čiastočky popolčeka zo spalín padajú do výsypky. Táto časť je tvorená membránovou stenou a závesnými trubkami, na ktorých sú v ďalších častiach zavesené prehrievače. Tieto trubky sú chladené parou z bubna. Po vratnej komore nasleduje časť s prehrievačom P3, P2 a P2b. Každá časť bude navrhovaná postupne, ako rozmerovo tak aj tepelným výpočtom. Medzi každou časťou je voľný priestor vysoký 0,7 m, ktorý slúži ako servisný otvor v prípade opravy resp. údržby výhrevných plôch. V tomto priestore sú taktiež umiestnené ofukovače určené na čistenie trubiek od čiastočiek popola, ktoré spôsobujú abrazívne poškodenie.

6.1 Výpočet vratnej komory

V prvej časti výpočtu navrhujeme rozmery vratnej komory, aby sme mohli určiť aktívnu plochu potrebnú pre ďalšie výpočty. V druhej časti bude následne prebiehať tepelný výpočet ako pre membránovú stenu, tak aj pre závesné trubky.

6.1.1 Voľba základných rozmerov vratnej komory

Rozmery sú opäť navrhnuté tak, aby bola dodržaná rýchlosť spalín, ktorú som po konzultácii volil $w_{spvk} = 6,5 \text{ m/s}$. Teplotu na konci vratnej komory som volil $t_{vk \text{ out}} = 696,9 \text{ °C}$, na základe čoho si spočítam dĺžku III. Ťahu L_{III} .

Stredná teplota spalín vo vratnej komore:

Vstupnou teplotou III. ťahu je výstupná teplota z II. ťahu

$$t_{vk \text{ str}} = \frac{t_{kII \text{ skut}} + t_{vk \text{ out}}}{2} = \frac{712,215 + 696,9}{2} = 704,557 \text{ °C} \quad (6-1)$$

Plošný prierez spalín:

$$F_{III} = \frac{O_{SP \text{ skut}}^V \cdot M_{pv}}{w_{spvk}} \cdot \frac{273,15 + t_{vk \text{ str}}}{273,15} \quad (6-2)$$

$$F_{III} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{6,5} \cdot \frac{273,15 + 704,557}{273,15} = 2,76 \text{ m}^2$$

Dĺžka III. ťahu:

$$L_{III} = \frac{F_{III} + n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}}{\check{s}_{ro} - n_{P21r} \cdot D_{P2}} = \frac{2,76 + 22 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0337^2}{4}}{2,2 - 22 \cdot 0,0337} = 2,03 \text{ m} \rightarrow 2,2 \text{ m} \quad (6-3)$$

n_{zt} - počet závesných trubiek

D_{zt} - priemer závesných trubiek

n_{P21r} - počet trubiek P2 v jednom rade

D_{P2} - priemer trubiek P2

Počty a priemery trubiek budú bližšie špecifikované v ďalších častiach práce.

Prierez spalín vo vratnej komore:

$$F_{vk} = \check{s}_{ro} \cdot L_{III} - D_{zt} \cdot n_{zt1r} \cdot L_{III} = 2,2 \cdot 2,2 - 0,0337 \cdot 11 \cdot 2,2 = 4,024 \text{ m}^2 \quad (6-4)$$

Skutočná rýchlosť vo vratnej komore:

$$w_{spvk skut} = \frac{O_{SP skut}^V \cdot M_{pv}}{F_{vk}} \cdot \frac{273,15 + t_{vk str}}{273,15} \quad (6-5)$$

$$w_{spvk skut} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{4,024} \cdot \frac{273,15 + 704,557}{273,15} = 4,46 \text{ m/s}$$

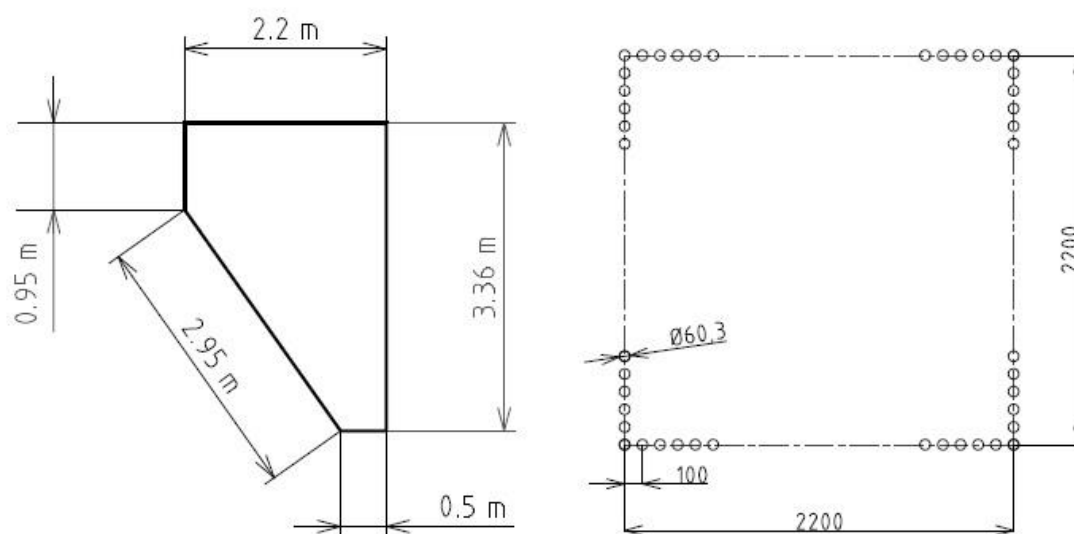
Aj pre výpočet vratnej komory budeme musieť určiť všetky rozmery, pričom znova berieme do úvahy rýchlosť spalín a zvolenú teplotu na konci komory. Jednotlivé rozmery a plochy sú uvedené v nasledujúcich tabuľkách a schéme:

	Značka	Rozmer	Jednotka
Šírka III. ťahu = šírka rošta	\check{s}_{ro}	2,2	m
Dĺžka III. ťahu	L_{III}	1,2	m
Výška vratnej komory:	h_{vk}	3,36	m
Výška výstupu. z II. tahu:	$h_{II out}$	0,95	m
Dĺžka výpadu vrat. komory	L_{vyp}	0,5	m
Predná stena vrat. komory	p_{vk}	2,95	m

Tab. 15 Rozmery vratnej komory

	Rozměr	Jednotka
$S_{\text{vystup II}}$	2,09	m^2
S_{vrchna}	4,84	m^2
S_{zadna}	7,392	m^2
S_{vypad}	1,1	m^2
S_{predna}	6,49	m^2
S_{bocna}	5,34	m^2

Tab. 16 Obsahy jednotlivých ploch vratnej komory



Obr. 7 Schéma obratovej komory a membránová stena

Celková plocha vratnej komory:

$$S_{vk \text{ celk}} = 2 \cdot S_{\text{bocna}} + S_{\text{predna}} + S_{\text{vrchna}} + S_{\text{zadna}} + S_{\text{vystup II}} + S_{\text{vypad}} \quad (6-6)$$

$$S_{vk \text{ celk}} = 2 \cdot 5,34 + 6,49 + 4,84 + 7,392 + 2,09 + 1,1 = 32,592 \text{ m}^2$$

Aktívna plocha vratnej komory:

Je to celková plocha bez plochy výstupu z II. ťahu, výpadu a vrchnej časti

$$S_{vk \text{ akt}} = S_{vk \text{ celk}} - S_{\text{vystup II}} - S_{\text{vypad}} - S_{\text{vrchna}} \quad (6-7)$$

$$S_{vk \text{ akt}} = 32,592 - 2,09 - 1,1 - 4,84 = 24,562 \text{ m}^2$$

6.1.2 Tepelný výpočet membránovej steny vratnej komory

Vo vratnej komore sa nachádzajú trubky membránovej steny aj závesné trubky, tepelný výpočet teda pozostáva z výpočtu tepla, ktoré spaliny odovzdajú ako stene, tak aj závesným trubkám. V tejto podkapitole sa uskutoční tepelný výpočet membránovej steny.

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

V prípade membránovej steny ide o pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spvkskut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-8)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0824}{1,553} \cdot \left(\frac{4,46 \cdot 1,553}{0,000122} \right)^{0,8} \cdot 0,6105^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 6,677 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Parametre spalín pre danú strednú teplotu sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,0824	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,000113	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,6105	[-]

Tab. 17 Parametre spalín vo vratnej komore

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{vk}}{O_{kanál}} = \frac{4 \cdot 4,4024}{2 \cdot (2,2 + 2,2)} = 1,829 \text{ m} \quad (6-9)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{vk \text{ str}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{vk \text{ str}}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{vk \text{ str}}}} \quad (6-10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,15 \cdot 977,71^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,55}{977,71} \right)^4}{1 - \frac{542,55}{977,71}}$$

$$\alpha_s = 14,586 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

a_{st} - stupeň čírnosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{vk\ str}$ - stredná teplota spalín vo vratnej komore [K]

Stupeň čírnosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,162} = 0,15 \quad (6-11)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (4,899 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 1,298 = 0,162 \quad (6-12)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálenia nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{vk\ str} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6-13)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 1,295}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{704,557 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,249$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{vk}}{S_{vk\ celk}} = 3,6 \cdot \frac{11,748}{32,592} = 1,298 \text{ m} \quad (6-14)$$

Objem vratnej komory:

$$V_{vk} = S_{bocna} \cdot \check{s}_{ro} = 5,34 \cdot 2,2 = 11,748 \text{ m}^3 \quad (6-15)$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{vyparnik} + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{vk\ in} - I_{vk\ out})}{S_{akt}} \quad (6-16)$$

$$t_z = 296,38 + 0,0043 \cdot \frac{0,79 \cdot (6722,894 - 6593,4)}{24,562} = 269,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 542,55 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,6 \cdot (6,677 + 14,586) = 12,758 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-17)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 12,758 = 7,655 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-18)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplota odobratá spalinám membránovou stenou vo vratnej komore:

$$Q_{vk} = \frac{k \cdot S_{akt} \cdot \Delta t_{ln vk1}}{1000} = \frac{7,655 \cdot 24,562 \cdot 435,132}{1000} = 81,81 \text{ kW} \quad (6-19)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln vk1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{442,834 - 427,52}{\ln \frac{442,834}{427,52}} = 435,132 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-20)$$

$$\Delta t_1 = t_{kII \text{ skut}} - t_{vyparnik} = 712,214 - 269,38 = 442,834 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-21)$$

$$\Delta t_2 = t_{vk \text{ out}} - t_{vyparnik} = 696,9 - 269,38 = 427,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-22)$$

6.1.3 Tepelný výpočet závesných trubiek vratnej komory

Závesné trubky podopierajú prehrievačy v celom III. ťahu vo vertikálnom smere. Sýta para s teplotou $t_{vyparnik} = 269,38 \text{ } ^\circ\text{C}$ vystupuje z bubna a je postupne ohrievaná spalinami až na zvolenú teplotu $t_{zt \text{ out}} = 276,23 \text{ } ^\circ\text{C}$. V každej časti si teda zvolím vstupnú teplotu pary do danej časti a iteračným výpočtom ju overím. Základné rozmery závesných trubiek sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	$D_{zt} =$	0,0337	m
Hrúbka trubky	$t_{zt} =$	0,0056	m
Vnútorň priemer	$d_{zt} =$	0,0225	m
Priečna rozteč	$s_1 =$	0,2	m
Pozdĺžna rozteč	$s_2 =$	0,15	m
Počet trubiek v 1 rade	$n_{zt1r} =$	11	[-]
Počet radov	$n_{rzt} =$	2	[-]

Tab. 18 Rozmery závesných trubiek

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Uvažujeme priečne prúdenie pri usporiadaní trubiek za sebou, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot v_{k \cdot skut} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6-23)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{0,0824}{0,0337} \cdot \left(\frac{4,458 \cdot 0,0337}{1,13 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6105^{0,33}$$

$$\alpha_k = 40,555 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V našom prípade je počet radov $n_{rzt} = 2 < 10$, predo podľa [1] platí:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rzt} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad (6-24)$$

Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzkov:

$c_s = 1$ pretože $\sigma_2 > 2$ [1]

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{zt}} = \frac{0,2}{0,0337} = 5,935 \quad (6-25)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{zt}} = \frac{0,15}{0,0337} = 4,45 > 2 \quad (6-26)$$

Súčinitel' prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčinitel'ov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti závesných trubiek.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{zt1\ in}$	273,73	°C
Výstupná t pary	$t_{zt1\ out}$	276,23	°C
Stredná t pary	$t_{zt1\ str}$	274,98	°C
Stredná T pary	$T_{zt1\ str}$	548,13	K
Súčinitel' tepelnej vodivosti	$\lambda_{zt1\ p}$	0,0566	W/m ² K
Súčinitel' dynamickej viskozity	$\eta_{zt1\ p}$	1,85E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	$Pr_{zt1\ p}$	1,383	[-]
Merný objem	$v_{zt1\ p}$	0,037	m ³ /kg
Súčinitel' kinematickej viskozity	$\nu_{zt1\ p}$	6,85E-07	m ² /s

Tab. 19 Parametre pary v závesných trubkách vo vratnej komore

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{zt1\ p}}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_{zt1\ p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{zt1\ p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-27)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0566}{0,0225} \cdot \left(\frac{16,392 \cdot 0,0225}{6,85 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,383^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_p = 2534,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietochný prierez pre paru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt} = \frac{\pi \cdot 0,0225^2}{4} \cdot 22 = 0,0087 \text{ m}^2 \quad (6-28)$$

Rýchlosť prúdenia pary v závesných trubkách:

$$w_p = \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot v_{zt1\ p}}{F_p} = \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot 0,037}{0,0087} = 16,392 \text{ m/s} \quad (6-29)$$

Súčinitel' prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{vk\ str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{vk\ str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{vk\ str}}} \quad (6-30)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,15 \cdot 977,71^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{548,192}{977,71}\right)^4}{1 - \frac{548,192}{977,71}}$$

$$\alpha_s = 25,429 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{vk\ str}$ - stredná teplota spalín vo vratnej komore [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,162} = 0,259 \quad (6-31)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (11,859 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,99 = 0,162 \quad (6-32)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčinitel' zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{vk\ str} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6-33)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,99}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{704,557 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 3,022$$

Účinná hrúbka sálovej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{zt}^2} - 1 \right) \quad (6-34)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,0337^2} - 1 \right) = 0,99 \text{ m}$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{zt1\ str} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{M_{pp} \cdot (I_{zt\ out} - I_{ztk\ in})}{S_{zt}} \quad (6-35)$$

$$t_z = 274,98 + \left(0,0035 + \frac{1}{2534,12} \right) \cdot \frac{4,167 \cdot (2820,2 - 2809,6)}{2,562} = 275,042\ ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 548,192\ \text{K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha závesných trubiek:

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot \frac{L_{III} \cdot n_{zt}}{2} = \pi \cdot 0,0337 \cdot \frac{2,22}{2} = 2,562\ \text{m}^2 \quad (6-36)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (40,555 + 25,429) = 65,984\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-37)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 65,984}{1 + \frac{65,984}{2534,21}} = 36,657\ \text{W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-38)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplota odobratá spalinám závesnými trubkami vo vratnej komore:

$$Q_{zt1} = \frac{k \cdot S_{zt} \cdot \Delta t_{\ln\ vk2}}{1000} = \frac{36,657 \cdot 2,562 \cdot 429,545}{1000} = 40,342\ \text{kW} \quad (6-39)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln\ vk2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{435,984 - 423,17}{\ln \frac{435,984}{423,17}} = 429,545\ ^\circ\text{C} \quad (6-40)$$

$$\Delta t_1 = t_{kII\ skut} - t_{zt1\ out} = 712,214 - 276,23 = 435,984\ ^\circ\text{C} \quad (6-41)$$

$$\Delta t_2 = t_{vk\ out} - t_{zt1\ in} = 696,9 - 273,73 = 423,17\ ^\circ\text{C} \quad (6-42)$$

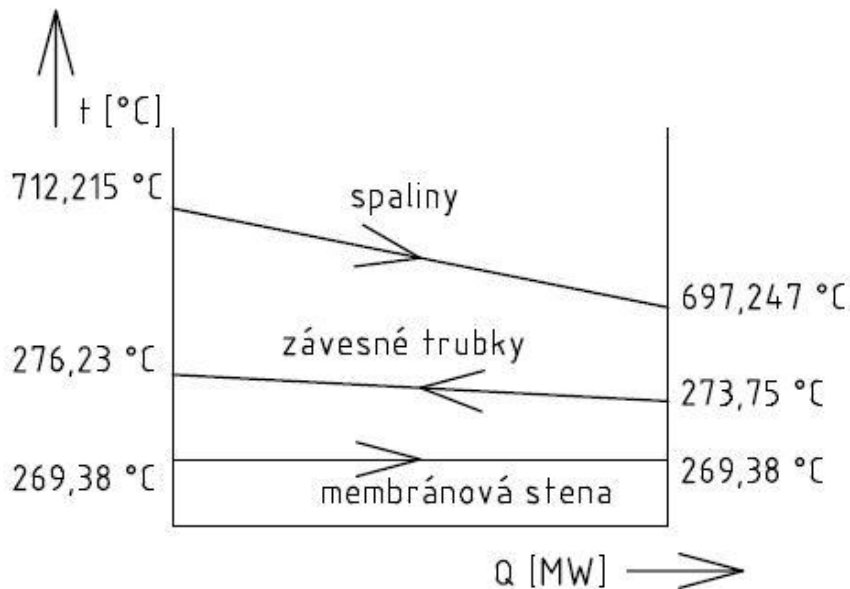
Skutočná entalpia na vstupe do závesných trubiek vo vratnej komore:

$$I_{ztk\ in\ skut} = I_{zt\ out} - \frac{Q_{zt1}}{0,93 \cdot M_{pp}} = 2820,2 - \frac{40,342}{0,93 \cdot 4,167} = 2809,9\ \text{kJ/kg} \quad (6-43)$$

Skutočná teplota na vstupu do závesných trubiek vo vratnej komore:

Interpoláciou z parných tabuliek sme pre skutočnú vstupnú entalpiu a tlak 5,45 MPa (rovnaký ako vo výparníku) určili skutočnú vstupnú teplotu $t_{zt1 in skut} = 273,75 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,02 \text{ } ^\circ\text{C}$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.



Obr. 8 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z vratnej komory

Teplo odobraté spalínám vo vratnej komore:

$$Q_{vk celk} = Q_{vk} + Q_{zt1} = 81,811 + 40,342 = 122,153 \text{ kW} \quad (6-44)$$

Teplo vstupujúce do vratnej komory:

Teplo, ktoré vstupuje je totožné s teplom, ktoré odchádza z II. ťahu

$$Q_{vk in} = Q_{II out} = 5310,74 \text{ kW} \quad (6-45)$$

Teplo spalín na výstupe z vratnej komory:

Je to teplo, ktoré vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, ktorá bola odobratá membránovou stenou a závesnými trubkami

$$Q_{vk out} = Q_{vk in} - Q_{vk celk} = 5310,74 - 122,153 = 5188,591 \text{ kW} \quad (6-46)$$

Entalpia spalín na výstupe z vratnej komory:

$$I_{vk out} = \frac{Q_{vk out}}{M_{pv}} = \frac{5188,591}{0,79} = 6568,26 \text{ kJ/kg} \quad (6-47)$$

Skutočná teplota na výstupe z vratnej komory:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{vk\ out\ skut} = 697,247\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,346\text{ }^{\circ}\text{C}$, čo môžeme považovať za presný počiatočný odhad.

6.2 Výpočet časti prehrievača P3

Ďalšou časťou III. ťahu je časť, kde sa nachádza trubkový zväzok prehrievača P3. Aj táto časť obsahuje membránovú stenu a závesné trubky, ktoré podopierajú prehrievač. Výpočet je podobný ako v predošlých častiach. Na začiatku odhadnem teplotu spalín na konci časti s P3, potom uskutočnime tepelný výpočet pre membránovú stenu, závesné trubky aj P3 a nakoniec porovnáme skutočnú výstupnú teplotu s odhadovanou.

Vstupnou teplotou spalín do časti P3 je výstupná teplota z obratovej komory.

$$t_{P3sp\ in} = t_{vk\ out\ skut} = 697,247\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výstupnú teplotu volíme: $t_{P3sp\ out} = 588,8\text{ }^{\circ}\text{C}$

Stredná teplota spalín v časti P3:

$$t_{P3sp\ str} = \frac{t_{P3sp\ in} + t_{P3sp\ out}}{2} = \frac{697,247 + 588,8}{2} = 643,023\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6-48)$$

Plošný prierez spalín v časti P3:

$$F_{P3} = \check{s}_{ro} \cdot L_{III} - n_{trP31r} \cdot D_{P3} \cdot l_{P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \quad (6-49)$$

$$F_{P3} = 2,2 \cdot 2,2 - 11 \cdot 0,0337 \cdot 2,2 - 22 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0337^2}{4} = 4,005\text{ }m^2$$

n_{P31r} - počet trúbok P3 v jednom rade

D_{P3} - priemer trúbok P3

l_{P3} - dĺžka trúbok P3, $l_{P3} = L_{III} = 2,2\text{ }m$

Počty a priemery trúbok sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Skutočná rýchlosť v časti P3:

$$w_{spP3} = \frac{O_{SP\ skut}^V \cdot M_{pv}}{F_{P3}} \cdot \frac{273,15 + t_{P3sp\ str}}{273,15} \quad (6-50)$$

$$w_{spP3} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{4,005} \cdot \frac{273,15 + 643,023}{273,15} = 4,2\text{ }m/s$$

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{p3}	0,0337	m
Hrúbka trubky	t_{p3}	0,004	m
Vnútorý priemer	d_{p3}	0,0257	m
Rozteč medzi radmi 1	$z1_{p3}$	0,08	m
Rozteč medzi radmi 2	$z2_{p3}$	0,06	m
Rozteč medzi trubkami	R_{tp3}	0,2	m
Počet trubiek v 1 rade	n_{p31r}	11	[-]
Počet radov	n_{p3rad}	16	[-]
Počet hadov	n_{p3had}	2	[-]

Tab. 20 Rozmery prehrievača P3

6.2.1 Tepelný výpočet membránovej steny v časti P3

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

V prípade membránovej steny ide o pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spP3} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-51)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,077}{0,321} \cdot \left(\frac{4,2 \cdot 0,321}{0,000102} \right)^{0,8} \cdot 0,615^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

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

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Parametre spalín pre danú strednú teplotu sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,077	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,000102	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,615	[-]

Tab. 21 Parametre spalín v časti P3

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \dot{V}_{ro} \cdot L_{III}}{O_{kanál}} = \frac{4 \cdot 2,2 \cdot 2,2}{60,27} = 0,321 \text{ m} \quad (6-52)$$

Obvod prierezu kanála:

$$O_{kanál} = 2 \cdot (\check{s}_{ro} + L_{III}) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{trP31r} \cdot (D_{P3} + l_{P3}) \quad (6-53)$$

$$O_{kanál} = 2 \cdot (2,2 + 2,2) + \pi \cdot 0,0337 \cdot 22 + 2 \cdot 11 \cdot (0,0337 + 2,2) = 60,27 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P3sp\ str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P3sp\ str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P3sp\ str}}} \quad (6-54)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,177 \cdot 916,173^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,677}{916,173}\right)^4}{1 - \frac{542,677}{916,173}}$$

$$\alpha_s = 15,057 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P3sp\ str}$ - stredná teplota spalín v časti P3 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,195} = 0,177 \quad (6-55)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (20,29 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,378 = 0,195 \quad (6-56)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{P3sp\ str} + 273,15}{1000}\right) \cdot r_{sp} \quad (6-57)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,378}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{704,557 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 5,171$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{P3} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{P3}^2} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,06}{\pi \cdot 0,0337^2} - 1\right) = 0,378 \text{ m} \quad (6-58)$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{\text{vyparnik}} + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{P3 \text{ in}} - I_{P3 \text{ out}})}{S_{akt}} \quad (6-59)$$

$$t_z = 296,38 + 0,0043 \cdot \frac{0,79 \cdot (6568,26 - 5479,3)}{25,168} = 269,527 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 542,677 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Otrubkovaná plocha membránovej steny:

$$S_{akt} = 2 \cdot H_{P3} \cdot (\xi_{ro} + L_{III}) = 2 \cdot 2,286 \cdot (2,2 + 2,2) = 25,168 \text{ m}^2 \quad (6-60)$$

Výška celej časti P3:

$$H_{P3} = (z_{1P3} + z_{2P3}) \cdot (n_{P3rad} - 1) + z_{2P3} + H_{so} \quad (6-61)$$

$$H_{P3} = (0,08 + 0,06) \cdot (16 - 1) + 0,06 + 0,7 = 2,86 \text{ m}$$

H_{so} - výška servisného otvoru

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (9,04 + 15,057) = 21,687 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-62)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 21,687 = 13,012 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-63)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplota odobraté spalínám membránovou stenou v časti P3:

$$Q_{P3ms} = \frac{k \cdot S_{akt} \cdot \Delta t_{\ln P31}}{1000} = \frac{13,012 \cdot 25,168 \cdot 371,005}{1000} = 121,502 \text{ kW} \quad (6-64)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln P31} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{427,877 - 319,42}{\ln \frac{427,877}{319,42}} = 371,005 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-65)$$

$$\Delta t_1 = t_{P3sp \text{ in}} - t_{\text{vyparnik}} = 697,247 - 269,38 = 427,877 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-66)$$

$$\Delta t_2 = t_{P3sp \text{ out}} - t_{\text{vyparnik}} = 588,8 - 269,38 = 319,42 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-67)$$

6.2.2 Tepelný výpočet závesných trubiek časti P3

Postup výpočtu bude rovnaký, ako v prípade trubiek vo vratnej komore. Výstupnou teplotou v tejto časti je skutočná vstupná teplota v obratovej komore a to $t_{p3zt\ out} = 273,75\text{ °C}$, vstupnú teplotu volím $t_{p3zt\ in} = 271,6\text{ °C}$.

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Hodnota súčiniteľa prestupu tepla konvekciou v tejto časti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny: $\alpha_k = 9,04\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (Rovnica 6-51).

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti závesných trubiek.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{p3zt\ in}$	271,6	°C
Výstupná t pary	$t_{p3zt\ out}$	273,75	°C
Stredná t pary	$t_{p3zt\ str}$	272,675	°C
Stredná T pary	$T_{p3zt\ str}$	545,825	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	$\lambda_{p3zt\ p}$	0,0569	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	$\eta_{p3zt\ p}$	1,84E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	$Pr_{p3zt\ p}$	1,41	[-]
Merný objem	$v_{p3zt\ p}$	0,03656	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_{p3zt\ p}$	6,73E-07	m ² /s

Tab. 22 Parametre pary v závesných trubkách v časti P3

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{p3zt\ p}}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_{p3zt\ p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{p3zt\ p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-68)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0569}{0,0225} \cdot \left(\frac{16,197 \cdot 0,0225}{6,73 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,41^{0,4} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$\alpha_p = 2578,58\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietokový prierez pre paru:

Prierez je v celom ťahu konštantný, preto $F_p = 0,0087\text{ m}^2$

Rýchlost' prúdenia pary v závesných trubkách:

$$w_p = \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot v_{p3zt p}}{F_p} = \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot 0,0366}{0,0087} = 16,197 \text{ m/s} \quad (6-69)$$

Súčiniteľ' prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P3sp str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P3sp str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P3sp str}}} \quad (6-70)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,177 \cdot 916,17^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{555,55}{916,17}\right)^4}{1 - \frac{555,55}{916,17}}$$

$$\alpha_s = 15,379 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P3sp str}$ - stredná teplota spalín v časti P3 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

Hodnota stupňa čiernosti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny, preto: $a = 0,177$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{p3zt str} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot (I_{p3zt out} - I_{p3zt in})}{S_{ztP3}} \cdot 1000 \quad (6-71)$$

$$t_z = 272,675 + \left(0,0035 + \frac{1}{2578,58}\right) \cdot \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot (2809,9 - 2805,6)}{6,661} \cdot 1000$$

$$t_z = 282,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_z = 555,55 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha závesných trubiiek:

$$S_{ztP3} = \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} \cdot H_{P3} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 22 \cdot 2,86 = 6,661 \text{ m}^2 \quad (6-72)$$

Súčiniteľ' prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (9,04 + 15,379) = 24,419 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-73)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 24,419}{1 + \frac{24,419}{2578,58}} = 14,03 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-74)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplu odobraté spalinám závesnými trúbkami v časti P3:

$$Q_{P3zt} = \frac{k \cdot S_{ztP3} \cdot \Delta t_{\ln P32}}{1000} = \frac{14,03 \cdot 6,661 \cdot 367,791}{1000} = 34,374 \text{ kW} \quad (6-75)$$

Teplotný logaritmickej spád:

$$\Delta t_{\ln P32} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{423,497 - 317,2}{\ln \frac{423,497}{317,2}} = 367,791 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6-76)$$

$$\Delta t_1 = t_{P3sp \text{ in}} - t_{P3zt \text{ out}} = 697,247 - 273,75 = 423,497 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6-77)$$

$$\Delta t_2 = t_{P3sp \text{ out}} - t_{P3zt \text{ in}} = 588,8 - 271,6 = 317,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6-78)$$

Skutočná entalpia na vstupe do závesných trúbek v časti P3:

$$I_{P3zt \text{ in skut}} = I_{P3zt \text{ out}} - \frac{Q_{P3zt}}{0,93 \cdot M_{pp}} \quad (6-79)$$

$$I_{P3zt \text{ in skut}} = 2809,9 - \frac{34,374}{0,93 \cdot 4,167} = 2800,92 \text{ kJ/kg}$$

Skutočná teplota na vstupe do závesných trúbek časti P3:

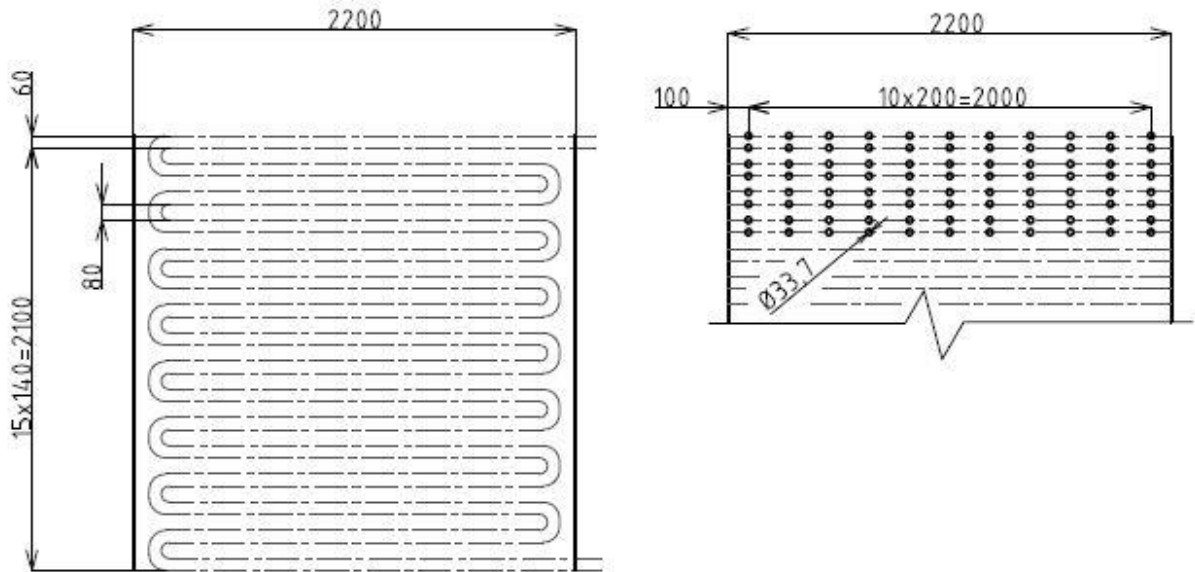
Interpoláciou z parných tabuliek sme pre skutočnú vstupnú entalpiu a tlak 5,45 MPa (rovnaký ako vo výparníku) určili skutočnú vstupnú teplotu $t_{P3zt \text{ in skut}} = 271,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je 0,1 $^\circ\text{C}$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

6.2.3 Tepelný výpočet trúbek prehrievača P3

Prehrievač P3 je koncipovaný ako dvojhad a je tvorený hladkými trúbkami. V súvislosti so spalinami je zapojený v súpruďom zapojení z dôvodu vysokých teplôt spalín v tejto časti. Výstupná teplota pary z P3 je stanovená zadaním diplomovej práce $t_{P3p \text{ out}} = 415 \text{ }^\circ\text{C}$, vstupnú teplotu volím $t_{P3p \text{ in}} = 346,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Na základe týchto teplôt som si vypočítal výkon prehrievača P3 a následne ideálnu plochu resp. počet radov P3. Tieto hodnoty potom porovnam s vypočítanými veličinami. Základne rozmery sú uvedené na začiatku kapitoly, schéma prehrievača P3 je v nasledujúcom obrázku:



Obr. 9 Schéma usporiadania trubiek prehrievača P3

Stredná teplota pary v P3:

$$t_{p3p\ str} = \frac{t_{p3p\ in} + t_{p3p\ out}}{2} = \frac{346,5 + 415}{2} = 380,75\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6-80)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Všetky potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre spalín sú uvedené v tab. 21.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{P3}} \cdot \left(\frac{w_{spP3} \cdot D_{P3}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6-81)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,992 \cdot \frac{0,077}{0,0337} \cdot \left(\frac{4,198 \cdot 0,0337}{1,02 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,615^{0,33}$$

$$\alpha_k = 42,764\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V tomto prípade je počet radov $n_{p3rad} = 16 > 10$, preto podľa [1] platí: $c_z = 1$

Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzkov:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (6-82)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,78}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,992$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P3}} = \frac{R_{tP3}}{D_{P3}} = \frac{0,2}{0,0337} = 5,935 > 3 \rightarrow \sigma_1 = 3 \quad (6-83)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P3}} = \frac{z_{2P3}}{D_{P3}} = \frac{0,06}{0,0337} = 1,78 \quad (6-84)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti prehrievača P3.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{p3p \text{ in}}$	346,5	°C
Výstupná t pary	$t_{p3p \text{ out}}$	415	°C
Stredná t pary	$t_{p3p \text{ str}}$	380,75	°C
Stredná T pary	$T_{p3p \text{ str}}$	653,9	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_{p3p}	0,0578	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_{p3p}	2,34E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	Pr_{p3p}	1,03	[-]
Merný objem	v_{p3p}	0,055	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_{p3p}	1,29E-06	m ² /s

Tab. 23 Parametre pary v prehrievači P3

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{p3p}}{d_{P3}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P3}}{\nu_{p3p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{p3p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-85)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0578}{0,0257} \cdot \left(\frac{20,082 \cdot 0,0257}{1,29 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,03^{0,4} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$\alpha_p = 1589,964 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietokový prierez pre paru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P3}^2}{4} \cdot n_{p31r} \cdot n_{p3had} = \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \cdot 11,2 = 0,011 \text{ m}^2 \quad (6-86)$$

Rýchlosť prúdenia pary v prehrievači P3:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{P3p}}{F_p} = \frac{4,167 \cdot 0,055}{0,011} = 20,082 \text{ m/s} \quad (6-87)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P3spstr}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P3spstr}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P3spstr}}} \quad (6-88)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,177 \cdot 916,17^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{713,36}{916,17}\right)^4}{1 - \frac{713,36}{916,17}}$$

$$\alpha_s = 19,998 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P3spstr}$ - stredná teplota spalín v časti P3 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

Hodnota stupňa čiernosti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny, preto: $a = 0,177$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{P3pstr} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{P3teor}}{S_{P3}} \cdot 1000 \quad (6-89)$$

$$t_z = 380,75 + \left(0,006 + \frac{1}{1589,964}\right) \cdot \frac{735,4}{81,987} \cdot 1000$$

$$t_z = 440,21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_z = 713,36 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha trubiiek prehrievača P3:

$$S_{P3} = \pi \cdot D_{P3} \cdot l_{P3} \cdot n_{P31r} \cdot n_{P3rad} \cdot n_{P3had} \quad (6-90)$$

$$S_{P3} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 11 \cdot 16,2 = 81,987 \text{ m}^2$$

Teoretický výkon prehrievača P3:

$$Q_{P3\ teor} = M_{pp} \cdot (i_{P3p\ out} - i_{P3p\ in}) = 4,167 \cdot (3233,2 - 3056,2) \quad (6-91)$$

$$Q_{P3\ teor} = 735,4\ kW$$

$i_{P3p\ out}$ - výstupná entalpia pary z P3, určená z parných tabuliek pre $t_{P3p\ out}$ a tlak na výstupe z kotla, ktorý je zadaný: $p_{P3p\ out} = 5\ MPa$

$i_{P3p\ in}$ - vstupná entalpia pary z P3, určená z parných tabuliek pre $t_{P3p\ in}$ a tlak na vstupe do P3. Tlaková strata v P3 bola po konzultácii stanovená na $\Delta p_{P3} = 0,15\ MPa$.

Tým pádom: $p_{P3p\ in} = 5,15\ MPa$.

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,95 \cdot (42,764 + 19,998) = 59,624\ W/m^2 \cdot K \quad (6-92)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 59,624}{1 + \frac{59,624}{1589,964}} = 34,481\ W/m^2 \cdot K \quad (6-93)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplota odobraté spalinám prehrievačom P3:

$$Q_{P3\ pr} = \frac{k \cdot S_{P3} \cdot \Delta t_{\ln P33}}{1000} = \frac{34,481 \cdot 81,987 \cdot 252,004}{1000} = 712,417\ kW \quad (6-94)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln P33} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{350,747 - 173,8}{\ln \frac{350,747}{173,8}} = 252,004\ ^\circ C \quad (6-95)$$

$$\Delta t_1 = t_{P3sp\ in} - t_{P3p\ in} = 697,247 - 273,75 = 350,747\ ^\circ C \quad (6-96)$$

$$\Delta t_2 = t_{P3sp\ out} - t_{P3p\ out} = 588,8 - 415 = 173,8\ ^\circ C \quad (6-97)$$

Z teoretického výkonu prehrievača P3 si vypočítam ideálnu plochu prehrievača a z toho vyjadrím ideálny počet radov.

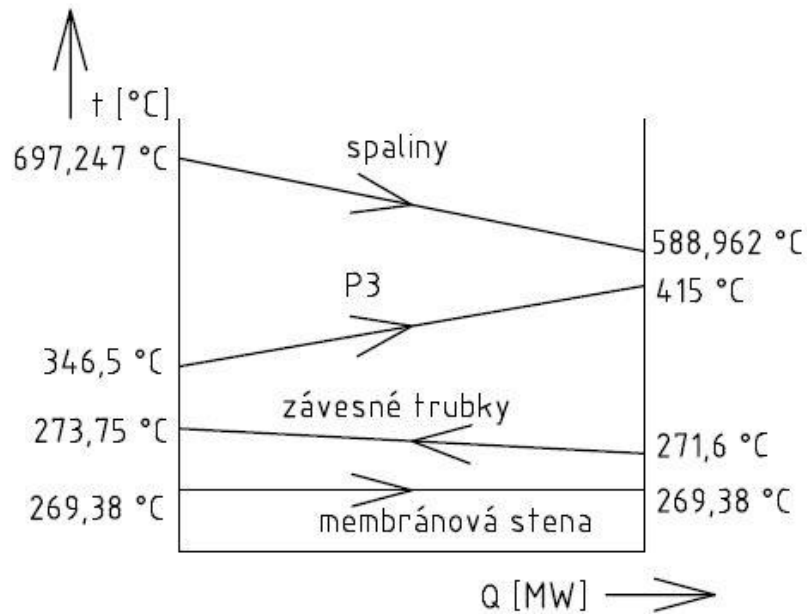
Ideálna plocha prehrievača P3:

$$S_{P3\ id} = \frac{Q_{P3\ teor} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\ln P33}} = \frac{735,4 \cdot 1000}{34,481 \cdot 252,004} = 84,632\ m^2 \quad (6-98)$$

Ideální počet radov prehrievača P3:

$$n_{P3rad id} = \frac{S_{P3 id}}{\pi \cdot D_{P3} \cdot l_{P3} \cdot n_{P31r} \cdot n_{P3had}} \quad (6-99)$$

$$n_{P3rad id} = \frac{84,632}{\pi \cdot 0,03372 \cdot 2,2 \cdot 11,2} = 16,516 \rightarrow \text{volím 16 radov}$$



Obr. 10 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z časti P3

Teplo odobraté spalínám v časti P3:

$$Q_{P3 celk} = Q_{P3ms} + Q_{P3zt} + Q_{P3pr} \quad (6-100)$$

$$Q_{P3 celk} = 121,502 + 34,374 + 712,417 = 868,293 \text{ kW}$$

Teplo vstupující do časti P3:

Teplo, které vstupuje je totožné s teplem, které odchází z vratnej komory

$$Q_{P3 in} = Q_{vk out} = 5188,591 \text{ kW} \quad (6-101)$$

Teplo spalín na výstupe z časti P3:

Je to teplo, které vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, která bola odobratá membránovou stenou, závesnými trubkami a trubkami prehrievača P3

$$Q_{P3 out} = Q_{P3 in} - Q_{P3 celk} = 5188,591 - 868,293 = 4320,298 \text{ kW} \quad (6-102)$$

Entalpia spalín na výstupu z části P3:

$$I_{P3sp\ out} = \frac{Q_{P3\ out}}{M_{pv}} = \frac{4320,298}{0,79} = 5469,084\ kJ/kg \quad (6-103)$$

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{P3sp\ out\ skut} = 588,962\ ^\circ C$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,162\ ^\circ C$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

6.3 Výpočet časti prehrievača P2

Treťou časťou III. ťahu je časť, v ktorej sa nachádza trubkový zväzok prehrievača P2. Takisto ako v predošlej časti, aj tu sa nachádzajú závesné trubky podopierajúce P2 a membránová stena. Výpočet prebehne rovnako, ako v časti v P2, na začiatku odhadnem výstupnú teplotu spalín, uskutočnime tepelný výpočet výhrevných plôch a porovnáme volenú hodnotu so skutočnou.

Vstupnou teplotou spalín do časti P2 je výstupná teplota z časti P3.

$$t_{P2sp\ in} = t_{P3sp\ out\ skut} = 588,962\ ^\circ C$$

Výstupnú teplotu volím: $t_{P2sp\ out} = 477\ ^\circ C$

Stredná teplota spalín v časti P2:

$$t_{P2sp\ str} = \frac{t_{P2sp\ in} + t_{P2sp\ out}}{2} = \frac{588,962 + 477}{2} = 532,981\ ^\circ C \quad (6-104)$$

Plošný prierez spalín v časti P2:

$$F_{P2} = \dot{V}_{ro} \cdot L_{III} - n_{trP21r} \cdot D_{P2} \cdot l_{P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \quad (6-105)$$

$$F_{P2} = 2,2 \cdot 2,2 - 22 \cdot 0,0337 \cdot 2,2 - 22 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0337^2}{4} = 3,189\ m^2$$

n_{P21r} - počet trúbok P2 v jednom rade

D_{P2} - priemer trúbok P2

l_{P2} - dĺžka trúbok P2, $l_{P2} = L_{III} = 2,2\ m$

Počty a priemery trúbok sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Skutočná rychlost' v části P2:

$$w_{spP2} = \frac{O_{SP\ skut}^V \cdot M_{pv}}{F_{P2}} \cdot \frac{273,15 + t_{P2sp\ str}}{273,15} \quad (6-106)$$

$$w_{spP2} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{3,189} \cdot \frac{273,15 + 532,981}{273,15} = 4,638 \text{ m/s}$$

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{P2}	0,0337	m
Hrúbka trubky	t_{P2}	0,004	m
Vnútorý priemer	d_{P2}	0,0257	m
Rozteč medzi radmi	z_{1P2}	0,08	m
Rozteč medzi trubkami	R_{tP2}	0,1	m
Počet trubiek v 1 rade	n_{P21r}	22	[-]
Počet radov	n_{P2rad}	26	[-]
Počet hadov	$n_{P2ha=}$	1	[-]

Tab. 24 Rozmery prehrievača P2

6.3.1 Tepelný výpočet membránovej steny v časti P2

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

V prípade membránovej steny ide o pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spP2} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-107)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0678}{0,177} \cdot \left(\frac{4,638 \cdot 0,321}{0,000082} \right)^{0,8} \cdot 0,627^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 11,597 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Parametre spalín pre danú strednú teplotu sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,0678	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,000082	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,627	[-]

Tab. 25 Parametre spalín v časti P2

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \check{s}_{ro} \cdot L_{III}}{O_{kanál}} = \frac{4 \cdot 2,2 \cdot 2,2}{109,412} = 0,177 \text{ m} \quad (6-108)$$

Obvod prierezu kanála:

$$O_{kanál} = 2 \cdot (\check{s}_{ro} + L_{III}) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{trP21r} \cdot (D_{P2} + l_{P2}) \quad (6-109)$$

$$O_{kanál} = 2 \cdot (2,2 + 2,2) + \pi \cdot 0,0337 \cdot 22 + 2 \cdot 22 \cdot (0,0337 + 2,2) = 109,412 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P2sp str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P2sp str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P2sp str}}} \quad (6-110)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,154 \cdot 806,131^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,674}{806,131}\right)^4}{1 - \frac{542,674}{806,131}}$$

$$\alpha_s = 10,047 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P2sp str}$ - stredná teplota spalín v časti P2 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,167} = 0,154 \quad (6-111)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (27,1 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,242 = 0,167 \quad (6-112)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{P2sp\ str} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6-113)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,242}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{532,981 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 6,908$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{P2} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{P2}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot D_{P2} \cdot \left(\frac{4 \cdot R_{tP2} \cdot z_{1P2}}{\pi \cdot D_{P2}^2} - 1 \right) \quad (6-114)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,08 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,0337^2} - 1 \right) = 0,242 \text{ m}$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{vyparnik} + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{P2\ in} - I_{P2\ out})}{S_{akt}} \quad (6-115)$$

$$t_z = 296,38 + 0,0043 \cdot \frac{0,79 \cdot (5469,1 - 4460,6)}{23,76} = 269,524 \text{ °C}$$

$$T_z = 542,674 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Otrubkovaná plocha membránovej steny:

$$S_{akt} = 2 \cdot H_{P2} \cdot (š_{ro} + L_{III}) = 2 \cdot 2,7 \cdot (2,2 + 2,2) = 23,76 \text{ m}^2 \quad (6-116)$$

Výška celej časti P2:

$$H_{P2} = z_{1P2} \cdot (n_{P2rad} - 1) + H_{so} = 0,08 \cdot 25 + 0,7 = 2,7 \text{ m} \quad (6-117)$$

H_{so} - výška servisného otvoru

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,8 \cdot (11,597 + 10,047) = 16,88 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-118)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 16,88 = 9,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-119)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplu odobraté spalínám membránovou stenou v časti P2:

$$Q_{P2ms} = \frac{k \cdot S_{akt} \cdot \Delta t_{ln P21}}{1000} = \frac{9,723,76.295,589}{1000} = 60,393 \text{ kW} \quad (6-120)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln P21} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{319,582 - 207,62}{\ln \frac{319,582}{207,62}} = 295,589 \text{ °C} \quad (6-121)$$

$$\Delta t_1 = t_{P2sp in} - t_{vyparnik} = 588,962 - 269,38 = 319,582 \text{ °C} \quad (6-122)$$

$$\Delta t_2 = t_{P2sp out} - t_{vyparnik} = 477 - 269,38 = 207,62 \text{ °C} \quad (6-123)$$

6.3.2 Tepelný výpočet závesných trubiek časti P2

Postup výpočtu bude rovnaký, ako v prípade trubiek v časti P3. Výstupnou teplotou v tejto časti je skutočná vstupná teplota v časti P3 a to $t_{P2zt out} = 271,7 \text{ °C}$, vstupnú teplotu volím $t_{P2zt in} = 270,7 \text{ °C}$.

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Hodnota súčiniteľa prestupu tepla konvekciou v tejto časti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny: $\alpha_k = 11,597 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (rovnica 6-107).

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti závesných trubiek.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{P2zt in}$	270,7	°C
Výstupná t pary	$t_{P2zt out}$	271,7	°C
Stredná t pary	$t_{P2zt str}$	271,2	°C
Stredná T pary	$T_{P2zt str}$	544,35	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	$\lambda_{P2zt p}$	0,057	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	$\eta_{P2zt p}$	1,83E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	$Pr_{P2zt p}$	1,432	[-]
Merný objem	$v_{P2zt p}$	0,0363	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_{P2zt p}$	6,64E-07	m ² /s

Tab. 26 Parametre pary v závesných trubkách v časti P2

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{P2zt p}}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{v_{P2zt p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{P2zt p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-124)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,057}{0,0225} \cdot \left(\frac{16,082 \cdot 0,0225}{6,64 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,432^{0,4} \cdot 1.1.1$$

$$\alpha_p = 2610,513 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietočný prierez pre paru:

Prierez je v celom ťahu konštantný, preto $F_p = 0,0087 \text{ m}^2$

Rýchlosť prúdenia pary v závesných trubkách:

$$w_p = \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot v_{P2zt p}}{F_p} = \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot 0,0363}{0,0087} = 16,082 \text{ m/s} \quad (6-125)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P2sp str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P2sp str}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P2sp str}}} \quad (6-126)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,157 \cdot 806,131^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{555,596}{806,131} \right)^4}{1 - \frac{555,596}{806,131}}$$

$$\alpha_s = 10,296 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P2sp str}$ - stredná teplota spalín v časti P2 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

Hodnota stupňa čiernosti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny, preto: $a = 0,157$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{P2zt\ str} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot (I_{P2zt\ out} - I_{P2zt\ in})}{S_{ztP2}} \cdot 1000 \quad (6-127)$$

$$t_z = 271,2 + \left(0,0035 + \frac{1}{2610,513} \right) \cdot \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot (2800,9 - 2796,2)}{6,289} \cdot 1000$$

$$t_z = 282,445 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 555,596 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha závesných trubiek:

$$S_{ztP2} = \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} \cdot H_{P2} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 22 \cdot 2,7 = 6,289 \text{ m}^2 \quad (6-128)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (11,597 + 10,296) = 21,892 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-129)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 21,892}{1 + \frac{21,892}{2610,513}} = 13,026 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-130)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Tepló odobraté spalinám závesnými trubkami v časti P2:

$$Q_{P2zt} = \frac{k \cdot S_{ztP2} \cdot \Delta t_{\ln P22}}{1000} = \frac{13,026 \cdot 6,289 \cdot 257,813}{1000} = 21,12 \text{ kW} \quad (6-131)$$

Teplotný logaritmickej spád:

$$\Delta t_{\ln P22} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{317,262 - 206,3}{\ln \frac{317,262}{206,3}} = 257,813 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-132)$$

$$\Delta t_1 = t_{P2sp\ in} - t_{P2zt\ out} = 588,962 - 271,7 = 317,262 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-133)$$

$$\Delta t_2 = t_{P2sp\ out} - t_{P2zt\ in} = 477 - 270,7 = 206,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-134)$$

Skutočná entalpia na vstupe do závesných trubiek v časti P2:

$$I_{P2zt\ in\ skut} = I_{P2zt\ out} - \frac{Q_{P2zt}}{0,93 \cdot M_{pp}} = 2800,9 - \frac{21,12}{0,93 \cdot 4,167} = 2795,47 \text{ kJ/kg} \quad (6-135)$$

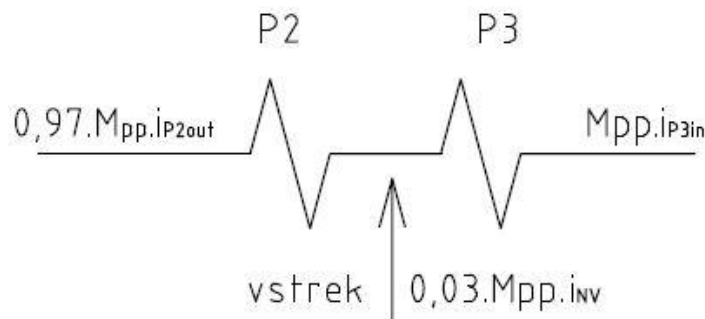
Skutočná teplota na vstupu do závesných trubiek časti P2:

Interpoláciou z parných tabuliek sme pre skutočnú vstupnú entalpiu a tlak 5,45 MPa (rovnaký ako vo výparníku) určili skutočnú vstupnú teplotu $t_{P2zt \text{ in skut}} = 270,45 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,25 \text{ } ^\circ\text{C}$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

6.3.3 Tepelný výpočet trubiek prehrievača P2

Prehrievač P2 je koncipovaný ako klasický jednohad a je tvorený hladkými trubkami. P2 je zapojený v protiprúdom zapojení Výstupnú teplotu pary z P2 stanovím z bilančnej rovnice, keďže medzi P2 a P3 je z dôvodu regulácie teploty pary realizovaný 2. vstrek napájacej vody, ako to je naznačené na obrázku. Po odbornej konzultácii volím vstrek 3%.



Obr. 11 Schéma regulácie teploty vstrekom medzi P2 a P3

Bilančná rovnica:

$$0,97 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2p \text{ out}} + 0,03 \cdot M_{pp} \cdot i_{NV} = M_{pp} \cdot i_{P3p \text{ in}} \quad (6-136)$$

$$i_{P2p \text{ out}} = \frac{M_{pp} \cdot i_{P3p \text{ in}} - 0,03 \cdot M_{pp} \cdot i_{NV}}{0,97 \cdot M_{pp}}$$

$$i_{P2p \text{ out}} = \frac{4,167 \cdot 3056,2 - 0,03 \cdot 4,167 \cdot 528,88}{0,97 \cdot 4,167} = 3134,36 \text{ kJ/kg}$$

i_{NV} - entalpia napájacej vody, určená z parných tabuliek. Teplotu napájacej vody máme určenú zadaním diplomovej práce: $t_{NV} = 125 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tlak napájacej vody je súčtom tlaku pary na výstupe a tlakových strát v jednotlivých častiach kotla:

$$p_{NV} = p_{P3p \text{ out}} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{EKO} \quad (6-137)$$

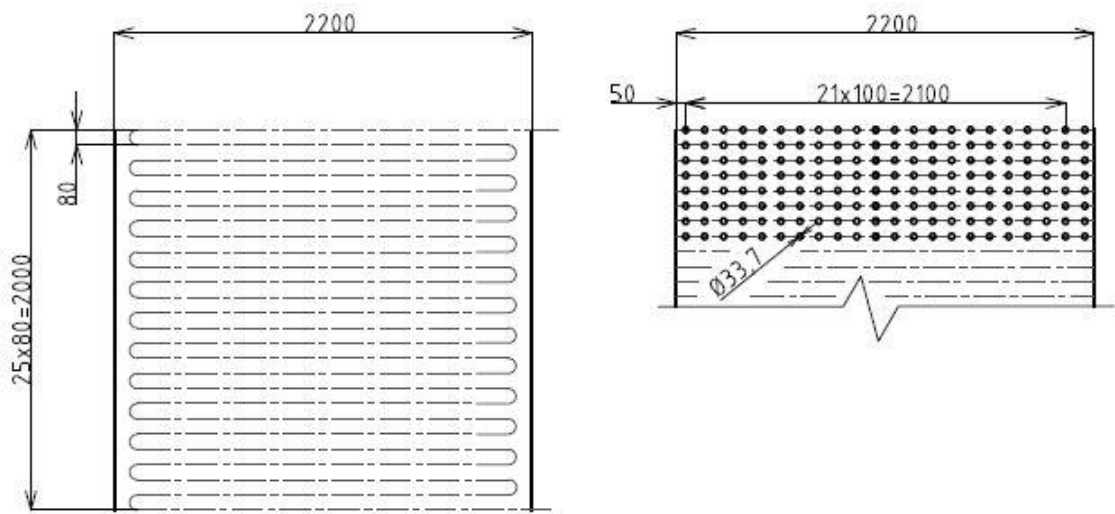
$$p_{NV} = 5 + 0,15 + 0,15 + 0,15 + 0,3 = 5,75 \text{ MPa}$$

Roštový parní kotol s prirodzenou cirkuláciou na spalovanie slámy z pšenice, žita a ječmene

Pomocou entalpie pary na výstupe z prehrievača P2 $i_{p2p\ out}$ a tlaku $p_{p2\ out} = 5,15\ MPa$ určíme z parných tabuliek výstupnú teplotu z P2: $t_{p2p\ out} = 376,3\ ^\circ C$

Vstupnú teplotu volíme $t_{p2p\ in} = 308\ ^\circ C$

Na základe stanovených teplôt vypočítame výkon prehrievača P2 a následne ideálnu plochu resp. počet radov P2. Tieto hodnoty potom porovnáme s vypočítanými veličinami. Základné rozmery sú uvedené na začiatku kapitoly, schéma prehrievača P2 je v nasledujúcom obrázku:



Obr. 12 Schéma usporiadania trúbok prehrievača P2

Stredná teplota pary v P2:

$$t_{p2p\ str} = \frac{t_{p2p\ in} + t_{p2p\ out}}{2} = \frac{308 + 376,3}{2} = 342,15\ ^\circ C \quad (6-138)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Všetky potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre spalín sú uvedené v tab. 25.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{P2}} \cdot \left(\frac{w_{spP2} \cdot D_{P2}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6-139)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0678}{0,0337} \cdot \left(\frac{4,638 \cdot 0,0337}{8,2 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,627^{0,33}$$

$$\alpha_k = 46,756\ W/m^2 \cdot K$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V tomto prípade je počet radov $n_{p2rad} = 26 > 10$, preto podľa [1] platí: $c_z = 1$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P2}} = \frac{R_{tP2}}{D_{P2}} = \frac{0,1}{0,0337} = 2,967 \quad (6-140)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P2}} = \frac{z_{2P2}}{D_{P2}} = \frac{0,08}{0,0337} = 2,374 > 2 \rightarrow c_s = 1 \quad (6-141)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti prehrievača P2.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{P2p \text{ in}}$	308	°C
Výstupná t pary	$t_{P2p \text{ out}}$	376,3	°C
Stredná t pary	$t_{P2p \text{ str}}$	342,15	°C
Stredná T pary	$T_{P2p \text{ str}}$	615,3	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_{P2p}	0,055	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_{P2p}	2,18E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	Pr_{P2p}	1,09	[-]
Merný objem	v_{P2p}	0,0485	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_{P2p}	1,09E-06	m ² /s

Tab. 27 Parametre pary v prehrievači P2

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{P2p}}{d_{P2}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P2}}{\nu_{P2p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{P2p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-142)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,055}{0,0257} \cdot \left(\frac{17,709 \cdot 0,0257}{1,09 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,09^{0,4} \cdot 1.1.1$$

$$\alpha_p = 1600,74 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietochný prierez pre paru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} \cdot n_{P21r} \cdot n_{P2had} = \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \cdot 22.1 = 0,011 \text{ m}^2 \quad (6-143)$$

Rýchlost' průdenia pary v prehrievači P2:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{P2p}}{F_p} = \frac{4,167 \cdot 0,0485}{0,011} = 17,709 \text{ m/s} \quad (6-144)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P2spstr}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P2spstr}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P2spstr}}} \quad (6-145)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,177 \cdot 806,131^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{654,378}{806,131}\right)^4}{1 - \frac{654,378}{806,131}}$$

$$\alpha_s = 12,42 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P2spstr}$ - stredná teplota spalín v časti P2 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

Hodnota stupňa čiernosti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny, preto: $a = 0,154$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{P2pstr} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{P2teor}}{S_{P2}} \cdot 1000 \quad (6-146)$$

$$t_z = 342,15 + \left(0,006 + \frac{1}{1600,74}\right) \cdot \frac{785,9}{133,229} \cdot 1000$$

$$t_z = 381,228 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_z = 654,378 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha trubiek prehrievača P2:

$$S_{P2} = \pi \cdot D_{P2} \cdot l_{P2} \cdot n_{P21r} \cdot n_{P2rad} \cdot n_{P2had} \quad (6-147)$$

$$S_{P2} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 22 \cdot 26,1 = 133,229 \text{ m}^2$$

Teoretický výkon prehrievača P2:

$$Q_{P2\ teor} = 0,97 \cdot M_{pp} \cdot (i_{P2p\ out} - i_{P2p\ in}) \quad (6-148)$$

$$Q_{P2\ teor} = 0,97 \cdot 4,167 \cdot (3134,36 - 2939,9)$$

$$Q_{P2\ teor} = 785,9\ kW$$

$i_{P2p\ out}$ - výstupná entalpia pary z P2, určená z parných tabuliek pre $t_{P2p\ out}$ a tlak:

$$p_{P2p\ out} = p_{P3p\ in} = p_{P3p\ out} + \Delta p_{P3} = 5 + 0,15 = 5,15\ MPa \quad (6-149)$$

$i_{P2p\ in}$ - vstupná entalpia pary v P2, určená z parných tabuliek pre $t_{P2p\ in}$ a tlak na vstupe do P2. Tlaková strata v P2 bola po konzultácii stanovená na $\Delta p_{P2} = 0,15\ MPa$.

Tým pádom: $p_{P2p\ in} = 5,3\ MPa$.

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (46,756 + 12,42) = 53,258\ W/m^2 \cdot K \quad (6-150)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 53,258}{1 + \frac{53,258}{1600,74}} = 30,926\ W/m^2 \cdot K \quad (6-151)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplotný logaritmickej spád:

$$Q_{P2\ pr} = \frac{k \cdot S_{P2} \cdot \Delta t_{\ln P23}}{1000} = \frac{30,926 \cdot 133,229 \cdot 190}{1000} = 782,826\ kW \quad (6-152)$$

Teplotný logaritmickej spád:

$$\Delta t_{\ln P23} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{212,66 - 169}{\ln \frac{212,66}{169}} = 190\ ^\circ C \quad (6-153)$$

$$\Delta t_1 = t_{P2sp\ in} - t_{P2p\ out} = 588,962 - 376,3 = 212,66\ ^\circ C \quad (6-154)$$

$$\Delta t_2 = t_{P2sp\ out} - t_{P2p\ in} = 477 - 308 = 169\ ^\circ C \quad (6-155)$$

Z teoretického výkonu prehrievača P2 si vypočítam ideálnu plochu prehrievača a z toho vyjadrim ideálny počet radov.

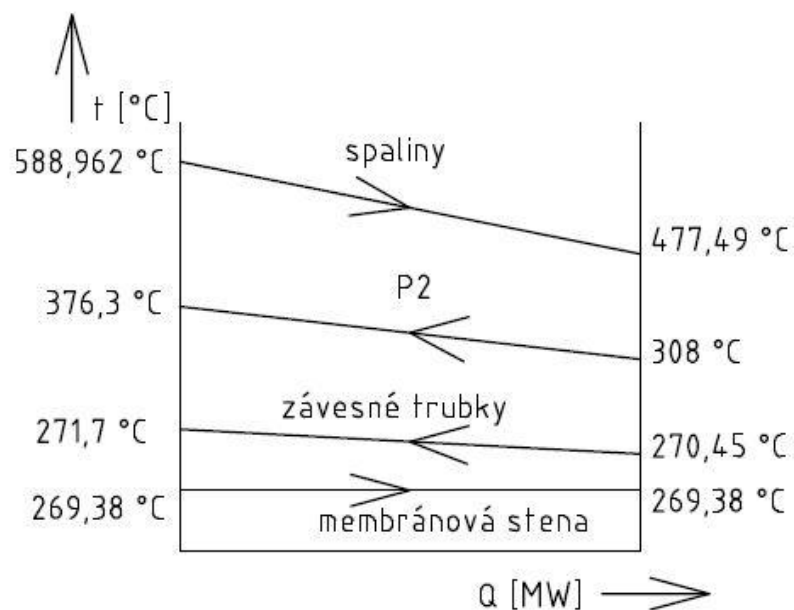
Ideální plocha prehrívača P2:

$$S_{P2 id} = \frac{Q_{P2 teor} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln P23}} = \frac{785,9 \cdot 1000}{30,926 \cdot 190} = 133,752 \text{ m}^2 \quad (6-156)$$

Ideální počet radov prehrívača P2:

$$n_{P2rad id} = \frac{S_{P2 id}}{\pi \cdot D_{P2} \cdot l_{P2} \cdot n_{P21r} \cdot n_{P2had}} \quad (6-157)$$

$$n_{P2rad id} = \frac{133,752}{\pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 2,2} = 26,1 \rightarrow \text{volím 26 radov}$$



Obr. 13 Teploty spalín a média na vstupu a výstupu z části P2

Teplo odobraté spalínám v části P2:

$$Q_{P2 celk} = Q_{P2ms} + Q_{P2zt} + Q_{P2pr} \quad (6-158)$$

$$Q_{P2 celk} = 60,393 + 21,12 + 782,826 = 864,339 \text{ kW}$$

Teplo vstupující do části P2:

Teplo, které vstupuje je totožné s teplem, které odchází z části P3

$$Q_{P2 in} = Q_{P3 out} = 4320,298 \text{ kW} \quad (6-159)$$

Teplota spalín na výstupu z části P2:

Je to teplo, které vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, která byla odobratá membránovou stenou, závesnými trubkami a trubkami prehríváča P2

$$Q_{P2\ out} = Q_{P2\ in} - Q_{P2\ celk} = 4320,298 - 864,339 = 3455,958\ kW \quad (6-160)$$

Entalpia spalín na výstupu z části P2:

$$I_{P2\ sp\ out} = \frac{Q_{P2\ out}}{M_{pv}} = \frac{3455,958}{0,79} = 4374,913\ kJ/kg \quad (6-161)$$

Skutočná teplota na výstupu z části P2:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{P2\ sp\ out\ skut} = 477,49\ ^\circ C$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,49\ ^\circ C$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

6.4 Výpočet časti prehríváča P1b

Poslednou časťou III. ťahu je prehríváč P1, ktorý musel byť z dôvodu veľkosti rozdelený na 2 časti. V tomto ťahu sa teda nachádza iba prehríváč P1b, ktorý je podpieraný závesnými trubkami a obklopený membránovou stenou. Výpočet bude opäť podobný ako v predošlých častiach, na začiatku odhadnem výstupnú teplotu spalín, uskutočnim tepelný výpočet výhrevných plôch a porovnáme volenú hodnotu so skutočnou.

Vstupnou teplotou spalín do časti P1b je výstupná teplota z časti P2.

$$t_{P1b\ sp\ in} = t_{P2\ sp\ out\ skut} = 477,49\ ^\circ C$$

Výstupnú teplotu volím: $t_{P1b\ sp\ out} = 407,9\ ^\circ C$

Stredná teplota spalín v časti P1b:

$$t_{P1b\ sp\ str} = \frac{t_{P1b\ sp\ in} + t_{P1b\ sp\ out}}{2} = \frac{477,49 + 407,9}{2} = 442,695\ ^\circ C \quad (6-162)$$

Plošný prierez spalín v časti P1b:

$$F_{P1b} = \check{s}_{r0} \cdot L_{III} - n_{trP1b1r} \cdot D_{P1b} \cdot l_{P1b} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \quad (6-163)$$

$$F_{P1b} = 2,2 \cdot 2,2 - 22 \cdot 0,0337 \cdot 2,2 - 22 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0337^2}{4} = 3,189\ m^2$$

n_{P1b1r} - počet trubiek P1b v jednom rade

D_{P1b} - priemer trubiek P1b

l_{P1b} - dĺžka trubiek P1b, $l_{P1b} = L_{III} = 2,2 \text{ m}$

Počty a priemery trubiek sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Skutočná rýchlosť v časti P1b:

$$w_{spP1b} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{P1b}} \cdot \frac{273,15 + t_{P1bspstr}}{273,15} \quad (6-164)$$

$$w_{spP1b} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{3,189} \cdot \frac{273,15 + 442,695}{273,15} = 4,119 \text{ m/s}$$

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{P1b}	0,0337	m
Hrúbka trubky	t_{P1b}	0,004	m
Vnútorý priemer	d_{P1b}	0,0257	m
Rozteč medzi radmi	z_{1P1b}	0,08	m
Rozteč medzi trubkami	R_{tP1b}	0,1	m
Počet trubiek v 1 rade	n_{P1b1r}	22	[-]
Počet radov	n_{P1brad}	26	[-]
Počet hadov	n_{P1bhad}	1	[-]

Tab. 28 Rozmery prehrievača P1b

6.4.1 Tepelný výpočet membránovej steny v časti P1b

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

V prípade membránovej steny ide o pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spP1b} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-165)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0606}{0,177} \cdot \left(\frac{4,119 \cdot 0,321}{0,000068} \right)^{0,8} \cdot 0,635^{0,4} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 11,003 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Parametre spalín pre danú strednú teplotu sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,0606	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,000068	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,635	[-]

Tab. 29 Parametre spalín v časti P1b

Ekvivalentný priemer:

$$d_e = \frac{4 \cdot \check{s}_{ro} \cdot L_{III}}{O_{kanál}} = \frac{4 \cdot 2,2 \cdot 2,2}{109,412} = 0,177 \text{ m} \quad (6-166)$$

Obvod prierezu kanála:

$$O_{kanál} = 2 \cdot (\check{s}_{ro} + L_{III}) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{trP1b1r} \cdot (D_{P1b} + l_{P1b}) \quad (6-167)$$

$$O_{kanál} = 2 \cdot (2,2 + 2,2) + \pi \cdot 0,0337 \cdot 22 + 2 \cdot 22 \cdot (0,0337 + 2,2) = 109,412 \text{ m}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P1bspstr}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P1bspstr}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P1bspstr}}} \quad (6-168)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,16 \cdot 715,845^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,645}{715,845}\right)^4}{1 - \frac{542,645}{715,845}}$$

$$\alpha_s = 8,359 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P1bspstr}$ - stredná teplota spalín v časti P1b [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,167} = 0,16 \quad (6-169)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (28,39 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,242 = 0,175 \quad (6-170)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{P1bsp \text{ str}} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6-171)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,242}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{442,695 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,236$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{P1b} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{P1b}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot D_{P1b} \cdot \left(\frac{4 \cdot R_{tP1b} \cdot z_{1P1b}}{\pi \cdot D_{P1b}^2} - 1 \right) \quad (6-172)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,08 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,0337^2} - 1 \right) = 0,242 \text{ m}$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{vyparnik} + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{P1b \text{ in}} - I_{P1b \text{ out}})}{S_{akt}} \quad (6-173)$$

$$t_z = 296,38 + 0,0043 \cdot \frac{0,79 \cdot (4374,91 - 3777)}{17,6} = 269,495 \text{ °C}$$

$$T_z = 542,645 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Otrubkovaná plocha membránovej steny:

$$S_{akt} = 2 \cdot H_{P1b} \cdot (\check{s}_{ro} + L_{III}) = 2 \cdot 2 \cdot (2,2 + 2,2) = 17,6 \text{ m}^2 \quad (6-174)$$

Výška celej časti P1b:

$$H_{P1b} = z_{1P1b} \cdot (n_{P1brad} - 1) = 0,08 \cdot 25 = 2 \text{ m} \quad (6-175)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,8 \cdot (11,003 + 8,359) = 15,103 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-176)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 15,103 = 8,76 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-177)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplota odobraté spalínám membránovou stenou v časti P1b:

$$Q_{P1bms} = \frac{k \cdot S_{akt} \cdot \Delta t_{\ln P1b1}}{1000} = \frac{8,76 \cdot 17,6 \cdot 170,961}{1000} = 26,358 \text{ kW} \quad (6-178)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln P1b1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{208,11 - 138,52}{\ln \frac{208,11}{138,52}} = 295,589 \text{ °C} \quad (6-179)$$

$$\Delta t_1 = t_{P1bsp \text{ in}} - t_{vyparnik} = 477,49 - 269,38 = 208,11 \text{ °C} \quad (6-180)$$

$$\Delta t_2 = t_{P1bsp \text{ out}} - t_{vyparnik} = 407,9 - 269,38 = 138,52 \text{ °C} \quad (6-181)$$

6.4.2 Tepelný výpočet závesných trubiek časti P1b

Postup výpočtu bude rovnaký, ako v predošlých častiach. Výstupnou teplotou v tejto časti je skutočná vstupná teplota v časti P2 a to $t_{P1bzt \text{ out}} = 270,45 \text{ °C}$. Vstupnou teplotou je teplota pary, ktorá vychádza z bubna $t_{P1bzt \text{ in}} = 269,38 \text{ °C}$.

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Hodnota súčiniteľa prestupu tepla konvekciou v tejto časti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny: $\alpha_k = 11,003 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (rovnica 6-165).

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti závesných trubiek.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{P1zt \text{ in}}$	269,38	°C
Výstupná t pary	$t_{P1zt \text{ out}}$	270,45	°C
Stredná t pary	$t_{P1zt \text{ str}}$	269,915	°C
Stredná T pary	$T_{P1zt \text{ str}}$	543,065	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	$\lambda_{P1zt \text{ p}}$	0,0574	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	$\eta_{P1zt \text{ p}}$	1,83E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	$Pr_{P2zt \text{ p}}$	1,45	[-]
Merný objem	$v_{P1zt \text{ p}}$	0,0361	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_{P1zt \text{ p}}$	6,61E-07	m ² /s

Tab. 30 Parametre pary v závesných trubkách v časti P1b

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{P1bzt p}}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{v_{P1bzt p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{P1bzt p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-182)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0574}{0,0225} \cdot \left(\frac{16,082 \cdot 0,0225}{6,61 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,45^{0,4} \cdot 1,1 \cdot 1$$

$$\alpha_p = 2642 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietočný prierez pre paru:

Prierez je v celom ťahu konštantný, preto $F_p = 0,0087 \text{ m}^2$

Rýchlosť prúdenia pary v závesných trubkách:

$$w_p = \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot v_{P1bzt p}}{F_p} = \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot 0,0361}{0,0087} = 15,993 \text{ m/s} \quad (6-183)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P1bsp str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P1bsp str}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P1bsp str}}} \quad (6-184)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,16 \cdot 715,845^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{553,713}{715,845} \right)^4}{1 - \frac{553,713}{715,845}}$$

$$\alpha_s = 10,296 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P1bsp str}$ - stredná teplota spalín v časti P1b [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

Hodnota stupňa čiernosti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny, preto: $a = 0,16$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{P1bzt\ str} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot (I_{P1bzt\ out} - I_{P1bzt\ in})}{S_{ztP1b}} \cdot 1000 \quad (6-185)$$

$$t_z = 269,915 + \left(0,0035 + \frac{1}{2642} \right) \cdot \frac{0,93 \cdot 4,167 \cdot (2793,5 - 2790,2)}{4,658} \cdot 1000$$

$$t_z = 280,563 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 553,713\text{K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha závesných trubiek:

$$S_{ztP1b} = \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} \cdot H_{P1b} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 22,2 = 4,658 \text{ m}^2 \quad (6-186)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (11,003 + 8,559) = 19,563 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-187)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 19,563}{1 + \frac{19,563}{2642}} = 11,652 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-188)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplo odobraté spalínám závesnými trubkami v časti P1b:

$$Q_{P1bzt} = \frac{k \cdot S_{ztP1b} \cdot \Delta t_{\ln P1b2}}{1000} = \frac{11,652 \cdot 4,658 \cdot 170,491}{1000} = 9,254 \text{ kW} \quad (6-189)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln P1b2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{207,04 - 138,52}{\ln \frac{207,04}{138,52}} = 170,491 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-190)$$

$$\Delta t_1 = t_{P1bsp\ in} - t_{P1bzt\ out} = 477,49 - 270,45 = 207,04 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-191)$$

$$\Delta t_2 = t_{P1bsp\ out} - t_{P1bzt\ in} = 407,9 - 269,38 = 138,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6-192)$$

Skutočná entalpia na vstupe do závesných trubiek v časti P1b:

$$I_{P1bzt \text{ in skut}} = I_{P2zt \text{ in skut}} - \frac{Q_{P2zt}}{0,93 \cdot M_{pp}} = 2795,47 - \frac{9,254}{0,93 \cdot 4,167} \quad (6-193)$$

$$I_{P1bzt \text{ in skut}} = 2793,08 \text{ kJ/kg}$$

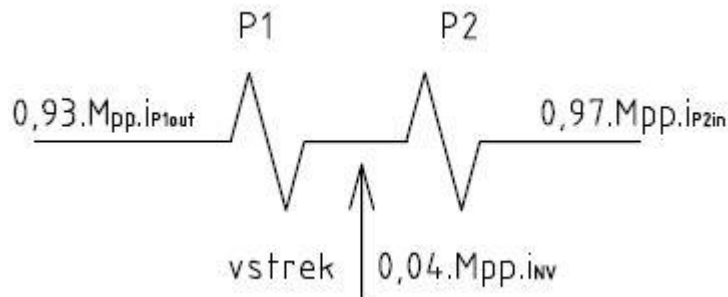
Skutočná teplota na vstupe do závesných trubiek časti P1b:

Interpoláciou z parných tabuliek sme pre skutočnú vstupnú entalpiu a tlak 5,45 MPa (rovnaký ako vo výparníku) určili skutočnú vstupnú teplotu $t_{P1bzt \text{ in skut}} = 269,9^\circ\text{C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,52^\circ\text{C}$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

6.4.3 Tepelný výpočet trubiek prehrievača P1b

Prehrievač P1b je koncipovaný rovnako, ako predošlý prehrievač P2, je taktiež zapojený v protiprúdom zapojení. Výstupnú teplotu pary z P1b opäť stanovím z bilančnej rovnice, keďže medzi P1b a P2 je z dôvodu regulácie teploty pary realizovaný 1. vstrek napájacej vody, ako to je naznačené na obrázku. Po odbornej konzultácii volím vstrek 4%.



Obr. 14 Schéma regulácie teploty vstrekom medzi P1 a P2

Bilančná rovnica:

$$0,93 \cdot M_{pp} \cdot i_{P1p \text{ out}} + 0,04 \cdot M_{pp} \cdot i_{NV} = 0,97 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2p \text{ in}} \quad (6-194)$$

$$i_{P1p \text{ out}} = \frac{0,97 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2p \text{ in}} - 0,04 \cdot M_{pp} \cdot i_{NV}}{0,93 \cdot M_{pp}}$$

$$i_{P1p \text{ out}} = \frac{0,97 \cdot 4,167 \cdot 2939,9 - 0,04 \cdot 4,167 \cdot 528,88}{0,93 \cdot 4,167} = 3042,7 \text{ kJ/kg}$$

i_{NV} - entalpia napájacej vody, určená z parných tabuliek. Teplotu napájacej vody máme určenú zadaním diplomovej práce: $t_{NV} = 125^\circ\text{C}$

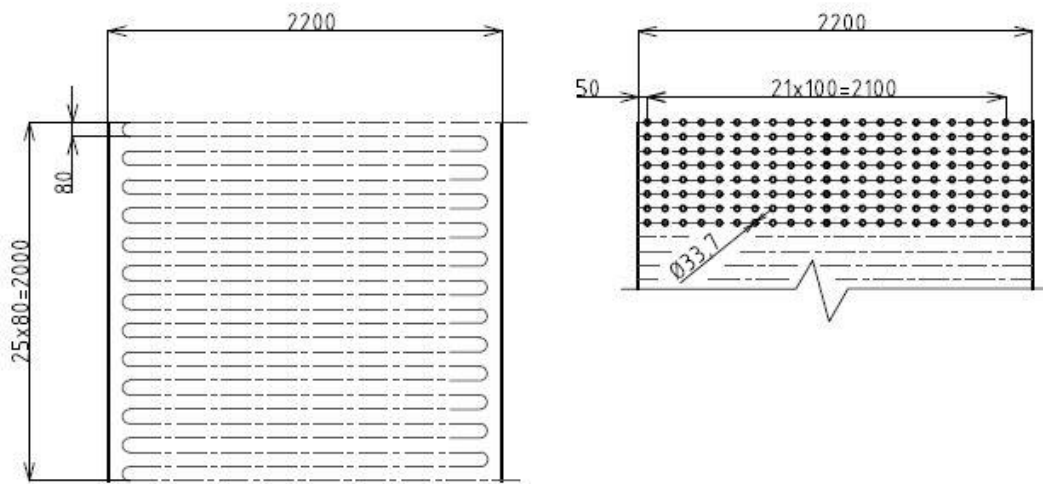
Pomocou entalpie pary na výstupe z prehrievača P1 $i_{P1p \text{ out}}$ a tlaku $p_{P1 \text{ out}} = 5,3 \text{ MPa}$ určíme z parných tabuliek výstupnú teplotu z P1: $t_{P1bp \text{ out}} = 343^\circ\text{C}$

Roštový parní kotol s prirodzenou cirkuláciou na spalovanie slámy z pšenice, žita a ječmene

Keďže sme museli prehrievač P1 rozdeliť na 2 segmenty, odhadnem vstupnú teplotu najprv pre časť P1b:

Vstupnú teplotu volím $t_{P1bp\ in} = 302\text{ °C}$

Na základe stanovených teplôt vypočítam výkon prehrievača P1b a následne ideálnu plochu resp. počet radov P1b. Tieto hodnoty potom porovnam s vypočítanými veličinami. Základné rozmery sú uvedené na začiatku kapitoly, schéma prehrievača P1b je v nasledujúcom obrázku:



Obr. 15 Schéma usporiadania trubičiek prehrievača P1b

Stredná teplota pary v P1b:

$$t_{P1bp\ str} = \frac{t_{P1bp\ in} + t_{P1bp\ out}}{2} = \frac{302 + 343}{2} = 322,5\text{ °C} \quad (6-195)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Všetky potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre spalín sú uvedené v tab. 25.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{P1b}} \cdot \left(\frac{w_{spP1b} \cdot D_{P1b}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6-196)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0606}{0,0337} \cdot \left(\frac{4,119 \cdot 0,0337}{6,8 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,635^{0,33}$$

$$\alpha_k = 43,875\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V tomto prípade je počet radov $n_{P1brad} = 26 > 10$, preto podľa [1] platí: $c_z = 1$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P1b}} = \frac{R_{tP1b}}{D_{P1b}} = \frac{0,1}{0,0337} = 2,967 \quad (6-197)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P1b}} = \frac{z_{2P1b}}{D_{P1b}} = \frac{0,08}{0,0337} = 2,374 > 2 \rightarrow c_s = 1 \quad (6-198)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti prehrievača P1b.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{P1b\ p\ in}$	302	°C
Výstupná t pary	$t_{P1b\ p\ out}$	343	°C
Stredná t pary	$t_{P1b\ p\ str}$	322,5	°C
Stredná T pary	$T_{P1b\ p\ str}$	595,65	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	$\lambda_{P1b\ p}$	0,0547	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	$\eta_{P1b\ p}$	2,08E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	$Pr_{P1b\ p}$	1,14	[-]
Merný objem	$v_{P1b\ p}$	0,0446	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_{P1b\ p}$	9,28E-07	m ² /s

Tab. 31 Parametre pary v prehrievači P1b

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{P1b\ p}}{d_{P1b}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P1b}}{\nu_{P1b\ p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{P1b\ p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6-199)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0547}{0,0257} \cdot \left(\frac{16,285 \cdot 0,0257}{0,928 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_p = 1721,852 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietokový prierez pre paru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P1b}^2}{4} \cdot n_{P1b1r} \cdot n_{P1bhad} = \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \cdot 22 \cdot 1 = 0,011 \text{ m}^2 \quad (6-200)$$

Rýchlost' prúdenia pary v prehrievači P1b:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{P1bp}}{F_p} = \frac{4,167 \cdot 0,0446}{0,011} = 17,709 \text{ m/s} \quad (6-201)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P1bspstr}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P1bspstr}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P1bspstr}}} \quad (6-202)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,177 \cdot 715,845^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{620,133}{715,845}\right)^4}{1 - \frac{620,133}{715,845}}$$

$$\alpha_s = 9,865 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P1bspstr}$ - stredná teplota spalín v časti P1b [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

Hodnota stupňa čiernosti je rovnaká, ako v prípade membránovej steny, preto: $a = 0,16$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{P1bpstr} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{P1bteor}}{S_{P1b}} \cdot 1000 \quad (6-203)$$

$$t_z = 322,5 + \left(0,006 + \frac{1}{1721,852}\right) \cdot \frac{495,652}{133,229} \cdot 1000$$

$$t_z = 346,983 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_z = 620,133 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha trúbek prehrievača P1b:

$$S_{P1a} = \pi \cdot D_{P1b} \cdot l_{P1b} \cdot n_{P1b1r} \cdot n_{P1brad} \cdot n_{P1bhad} \quad (6-204)$$

$$S_{P1a} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 22 \cdot 26 \cdot 1 = 133,229 \text{ m}^2$$

Teoretický výkon prehrievača P1b:

$$Q_{P1b\ teor} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot (i_{P1bp\ out} - i_{P1bp\ in}) \quad (6-205)$$

$$Q_{P1b\ teor} = 0,974 \cdot 167 \cdot (3042,7 - 2914,8)$$

$$Q_{P1b\ teor} = 495,652\ kW$$

$i_{P1bp\ out}$ - výstupná entalpia pary z P1b, určená z parných tabuliek pre $t_{P1bp\ out}$ a tlak:

$$p_{P1bp\ out} = p_{P2p\ in} = p_{P3p\ out} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} \quad (6-206)$$

$$p_{P1bp\ out} = 5 + 0,15 + 0,15 = 5,3\ MPa$$

$i_{P1ap\ in}$ - vstupná entalpia pary v P1a, určená z parných tabuliek pre $t_{P1ap\ in}$ a tlak na vstupe do P1b. Tlaková strata v celom prehrievači P1 bola po konzultácii stanovená na $\Delta p_{P1} = 0,15\ MPa$.

Tým pádom: $p_{P1ap\ in} = 5,45\ MPa$.

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (43,875 + 9,865) = 53,739\ W/m^2 \cdot K \quad (6-207)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,653 \cdot 739}{1 + \frac{53,739}{1721,852}} = 31,268\ W/m^2 \cdot K \quad (6-208)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Tepló odobraté spalinám prehrievačom P1b:

$$Q_{P1b\ pr} = \frac{k \cdot S_{P1b} \cdot \Delta t_{\ln P1b3}}{1000} = \frac{31,268 \cdot 133,229 \cdot 119,626}{1000} = 498,334\ kW \quad (6-209)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln P1b3} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{134,49 - 105,9}{\ln \frac{134,49}{105,9}} = 119,626\ ^\circ C \quad (6-210)$$

$$\Delta t_1 = t_{P1bsp\ in} - t_{P1bp\ out} = 477,49 - 343 = 134,49\ ^\circ C \quad (6-211)$$

$$\Delta t_2 = t_{P1bsp\ out} - t_{P1bp\ in} = 407,9 - 302 = 105,9\ ^\circ C \quad (6-212)$$

Z teoretického výkonu prehrievača P1b si vypočítam ideálnu plochu prehrievača a z toho vyjadrím ideálny počet radov.

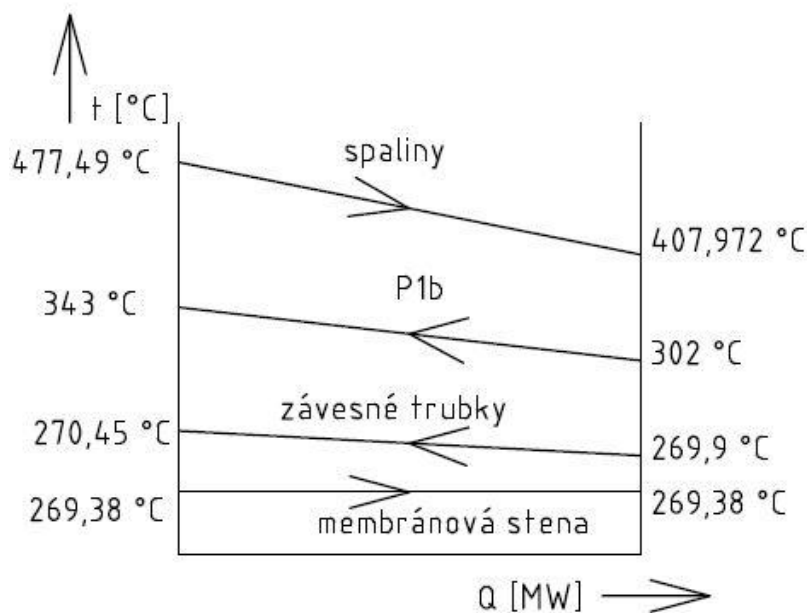
Ideální plocha prehrievača P1b:

$$S_{P1bid} = \frac{Q_{P1b\ teor} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\ln P1b3}} = \frac{495,652 \cdot 1000}{31,268 \cdot 119,626} = 132,512 \text{ m}^2 \quad (6-213)$$

Ideálny počet radov prehrievača P1b:

$$n_{P1brad id} = \frac{S_{P1bid}}{\pi \cdot D_{P1b} \cdot l_{P1b} \cdot n_{P1b1r} \cdot n_{P1bhad}} \quad (6-214)$$

$$n_{P2rad id} = \frac{132,512}{\pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 22,1} = 25,86 \rightarrow \text{volím 26 radov}$$



Obr. 16 Teploty spalin a média na vstupe a výstupe z časti P1b

Teplo odobraté spalinám v časti P1b:

$$Q_{P1b\ celk} = Q_{P1bms} + Q_{P1bz} + Q_{P1bpr} \quad (6-215)$$

$$Q_{P1b\ celk} = 26,358 + 9,254 + 498,334 = 533,946 \text{ kW}$$

Teplo vstupujúce do časti P1b:

Teplo, ktoré vstupuje je totožné s teplom, ktoré odchádza z časti P2

$$Q_{P1bin} = Q_{P2out} = 3455,958 \text{ kW} \quad (6-216)$$

Teplota spalín na výstupu z části P1b:

Je to teplo, které vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, která byla odobratá membránovou stenou, závesnými trubkami a trubkami prehrievača P1b

$$Q_{P1b\ out} = Q_{P1b\ in} - Q_{P1b\ celk} = 3455,958 - 533,946 = 2922,013\ kW \quad (6-217)$$

Entalpia spalín na výstupu z části P1b:

$$I_{P1bsp\ out} = \frac{Q_{P1b\ out}}{M_{pv}} = \frac{2922,013}{0,79} = 3698,99\ kJ/kg \quad (6-218)$$

Skutočná teplota na výstupu z části P1b:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{P1bsp\ out\ skut} = 407,972\ ^\circ C$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,072\ ^\circ C$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

7 VÝPOČET IV. A V. ŤAHU

V IV. Ťahu kotla sa nachádza 2. časť prehrievača P1 - P1a, ekonomizér a časť ohrievača vzduchu OVZ2. Tento ťah už nie je tvorený membránovou stenou ale iba plechom, keďže teplota spalín je nižšia. Tak, ako aj v predchádzajúcom ťahu, bude každá časť navrhovaná jednotlivo, rozmery aj tepelný výpočet. Medzi každým segmentom bude opäť priestor vysoký 0,7 m určený pre servisný otvor a ofukovače

Rozmery IV. ťahu som volil rovnaké, ako v predošlom III. ťahu

Šírka IV. ťahu: $\check{s}_{IV} = \check{s}_{ro} = 2,2 \text{ m}$

Dĺžka IV. ťahu: $L_{IV} = 2,2 \text{ m}$

7.1 Výpočet prehrievača P1a

P1a je druhou časťou prehrievača P1, ktorý bol z dôvodu veľkosti rozdelený a 2. Časť sa teda nachádza až vo IV. ťahu. Najprv sa určia základné rozmery prehrievača a následne prebehne tepelný výpočet, ktorý je oproti predošlým zredukovaný len na výpočet tepla odovzdaného trubkám prehrievača P1a. Najprv odhadnem teplotu spalín na konci P1a a výpočtom ju následne overím.

Plošný prierez spalín v P1a:

$$F_{P1a} = \check{s}_{ro} \cdot L_{IV} - n_{P1a1r} \cdot D_{P1a} \cdot l_{P1a} \quad (7-1)$$

$$F_{P1a} = 2,2 \cdot 2,2 - 22 \cdot 0,0337 \cdot 2,2 = 3,209 \text{ m}^2$$

Vstupnou teplotou spalín do prehrievača P1a je výstupná teplota z časti P1b.

$$t_{P1asp \text{ in}} = t_{P1bsp \text{ out skut}} = 407,972 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výstupnú teplotu volím: $t_{P1asp \text{ out}} = 359,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Stredná teplota spalín v časti P3:

$$t_{P1asp \text{ str}} = \frac{t_{P1asp \text{ in}} + t_{P1asp \text{ out}}}{2} = \frac{407,972 + 359,5}{2} = 383,736 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7-2)$$

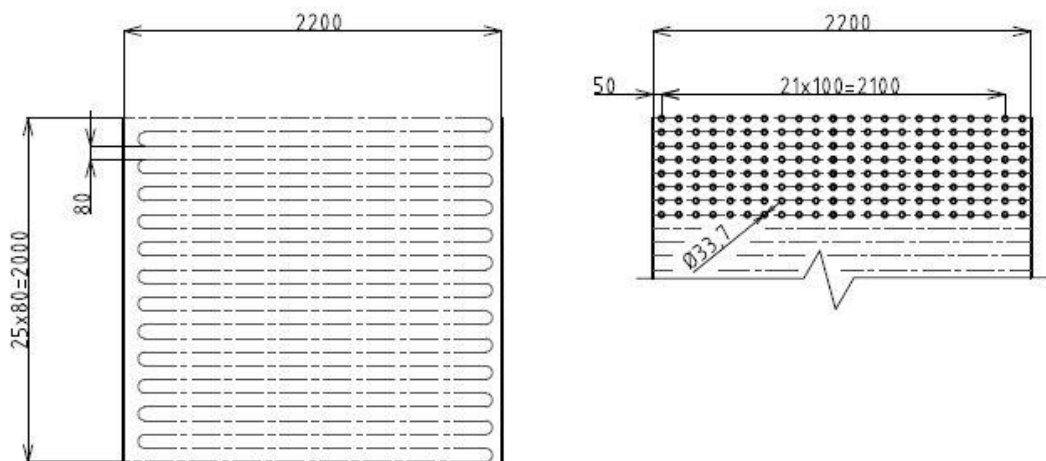
Skutočná rýchlosť spalín v P1a:

$$w_{spP1a} = \frac{O_{SP \text{ skut}}^V \cdot M_{pv}}{F_{P1a}} \cdot \frac{273,15 + t_{P1asp \text{ str}}}{273,15} \quad (7-3)$$

$$w_{spP1a} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{3,209} \cdot \frac{273,15 + 383,736}{273,15} = 3,756 \text{ m/s}$$

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{P1a}	0,0337	m
Hrúbka trubky	t_{P1a}	0,004	m
Vnútorňý priemer	d_{P1a}	0,0257	m
Rozteč medzi radmi	z_{1P1a}	0,08	m
Rozteč medzi trubkami	R_{tP1a}	0,1	m
Počet trubiek v 1 rade	n_{P1a1r}	22	[-]
Počet radov	n_{P1arad}	26	[-]
Počet hadov	n_{P1ahad}	1	[-]

Tab. 32 Rozmery prehrievača P1a



Obr. 17 Schéma usporiadania trubiek prehrievača P1a

Teplota pary na výstupe z prehrievača P1a je rovnaká ako teplota pary na vstupe do P1b:

$$t_{P1ap\ out} = t_{P1bp\ in} = 302\text{ °C}$$

Vstupnú teplotu pary volím: $t_{P1ap\ in} = 276,2\text{ °C}$

Stredná teplota pary v P1b:

$$t_{P1ap\ str} = \frac{t_{P1ap\ in} + t_{P1ap\ out}}{2} = \frac{276,2 + 302}{2} = 289,115\text{ °C} \quad (7-4)$$

Na základe stanovených teplôt vypočítam výkon prehrievača P1a a následne ideálnu plochu resp. počet radov P1a. Tieto hodnoty potom porovnam s vypočítanými veličinami.

Súčinitel' prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Všetky potřebné vzorce, hodnoty súčinitel'ov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre spalín sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,0557	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,0000588	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,642	[-]

Tab. 33 Parametre spalín v časti P1a

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{P1a}} \cdot \left(\frac{W_{spP1b} \cdot D_{P1a}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7-5)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0557}{0,0337} \cdot \left(\frac{3,756 \cdot 0,0337}{5,8 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,642^{0,33}$$

$$\alpha_k = 41,884 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Opravný súčinitel' na počet pozdĺžnych radov:

V tomto prípade je počet radov $n_{P1arad} = 26 > 10$, preto podľa [1] platí: $c_z = 1$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{P1a}} = \frac{R_{tP1a}}{D_{P1a}} = \frac{0,1}{0,0337} = 2,967 \quad (7-6)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{P1a}} = \frac{z_{2P1a}}{D_{P1a}} = \frac{0,08}{0,0337} = 2,374 > 2 \rightarrow c_s = 1 \quad (7-7)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre pary sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu pary v danej časti prehrievača P1a.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t pary	$t_{P1a\ in}$	276,23	°C
Výstupná t pary	$t_{P1a\ out}$	302	°C
Stredná t pary	$t_{P1a\ str}$	289,115	°C
Stredná T pary	$T_{P1a\ str}$	562,265	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	$\lambda_{P1a\ p}$	0,0547	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	$\eta_{P1a\ p}$	1,92E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	$Pr_{P1a\ p}$	1,262	[-]
Merný objem	$v_{P1a\ p}$	0,0399	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_{P1a\ p}$	7,66E-07	m ² /s

Tab. 34 Parametre pary v prehrievači P1a

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{P1a\ p}}{d_{P1a}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{P1a}}{\nu_{P1a\ p}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{P1a\ p}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7-8)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0547}{0,0257} \cdot \left(\frac{16,285 \cdot 0,0257}{0,766 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,262^{0,4} \cdot 1.1.1$$

$$\alpha_p = 1912,069 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietochný prierez pre paru:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P1a}^2}{4} \cdot n_{P1a1r} \cdot n_{P1ahad} = \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \cdot 22.1 = 0,011 \text{ m}^2 \quad (7-9)$$

Rýchlosť prúdenia pary v prehrievači P1a:

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{P1a\ p}}{F_p} = \frac{4,167 \cdot 0,0399}{0,011} = 14,569 \text{ m/s} \quad (7-10)$$

Súčinitel' prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{P1asp\ str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{P1asp\ str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{P1asp\ str}}} \quad (7-11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,165 \cdot 656,886^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{571,476}{656,886}\right)^4}{1 - \frac{571,476}{656,886}}$$

$$\alpha_s = 7,873 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{P1asp\ str}$ - stredná teplota spalín v časti P1a [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,18} = 0,165 \quad (7-12)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (29,235 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,242 = 0,18 \quad (7-13)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčinitel' zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{P1asp\ str} + 273,15}{1000}\right) \cdot r_{sp} \quad (7-14)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,242}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{383,736 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,451$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{P1a} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{P1a}^2} - 1\right) = 0,9 \cdot D_{P1a} \cdot \left(\frac{4 \cdot R_{tP1a} \cdot Z_{1P1a}}{\pi \cdot D_{P1a}^2} - 1\right) \quad (7-15)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,08 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,0337^2} - 1\right) = 0,242 \text{ m}$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{P1ap\ str} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{P1ateor}}{S_{P1a}} \cdot 1000 \quad (7-16)$$

$$t_z = 289,115 + \left(0,006 + \frac{1}{1912,069} \right) \cdot \frac{348,348}{133,229} \cdot 1000$$

$$t_z = 298,326 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 571,476 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha trubiek prehrievača P1a:

$$S_{P1a} = \pi \cdot D_{P1a} \cdot l_{P1a} \cdot n_{P1a1r} \cdot n_{P1arad} \cdot n_{P1ahad} \quad (7-17)$$

$$S_{P1a} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 22 \cdot 26 \cdot 1 = 133,229 \text{ m}^2$$

Teoretický výkon prehrievača P1a:

$$Q_{P1a\ teor} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot (i_{P1ap\ out} - i_{P1ap\ in}) \quad (7-18)$$

$$Q_{P1a\ teor} = 0,93 \cdot 4,167 \cdot (2914,8 - 2820,2)$$

$$Q_{P1a\ teor} = 348,348 \text{ kW}$$

$i_{P1ap\ out}$ - výstupná entalpia pary z P1a

$$i_{P1ap\ out} = i_{P1bp\ in} = 2914,8 \text{ kJ/kg}$$

$i_{P1ap\ in}$ - vstupná entalpia pary v P1a, určená z parných tabuliek pre $t_{P1ap\ in}$ a tlak na vstupe do P1a. Tlaková strata v celom prehrievači P1 bola po konzultácii stanovená na $\Delta p_{P1} = 0,15 \text{ MPa}$.

Tým pádom: $p_{P1ap\ in} = 5,45 \text{ MPa}$.

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (41,884 + 7,873) = 49,757 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-19)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 49,757}{1 + \frac{49,757}{1912,069}} = 29,097 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-20)$$

ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]

Teplota odobraté spalinám prehrívačom P1a:

$$Q_{P1a pr} = \frac{k \cdot S_{P1a} \cdot \Delta t_{\ln P1a}}{1000} = \frac{29,097.133,229.94,165}{1000} = 365,04 \text{ kW} \quad (7-21)$$

Teplotný logaritmickej spád:

$$\Delta t_{\ln P1a} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{134,49 - 105,9}{\ln \frac{134,49}{105,9}} = 94,165 \text{ °C} \quad (7-22)$$

$$\Delta t_1 = t_{P1asp in} - t_{P1ap out} = 407,972 - 302 = 105,972 \text{ °C} \quad (7-23)$$

$$\Delta t_2 = t_{P1asp out} - t_{P1ap in} = 359,5 - 276,23 = 83,27 \text{ °C} \quad (7-24)$$

Z teoretického výkonu prehrívača P1a si vypočítam ideálnu plochu prehrívača a z toho vyjadrím ideálny počet radov.

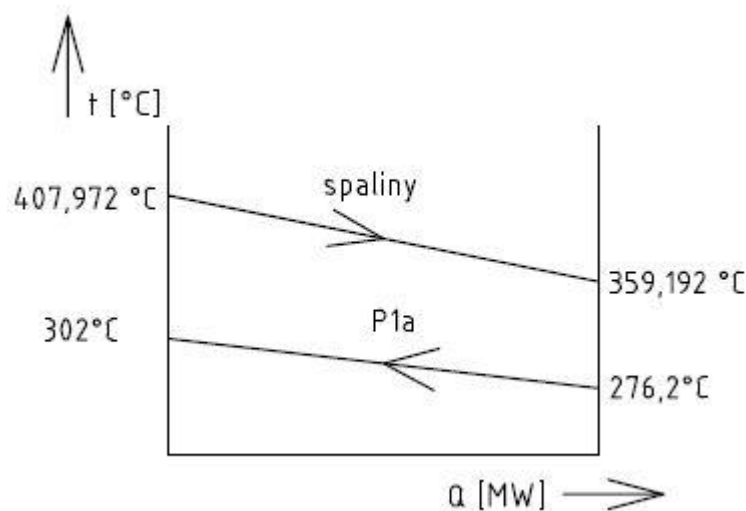
Ideálna plocha prehrívača P1a:

$$S_{P1a id} = \frac{Q_{P1a teor} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\ln P1a}} = \frac{348,348 \cdot 1000}{29,097.94,165} = 127,137 \text{ m}^2 \quad (7-25)$$

Ideálny počet radov prehrívača P1a:

$$n_{P1arad id} = \frac{S_{P1a id}}{\pi \cdot D_{P1a} \cdot l_{P1a} \cdot n_{P1a1r} \cdot n_{P1ahad}} \quad (7-26)$$

$$n_{P1arad id} = \frac{127,137}{\pi \cdot 0,0337 \cdot 2,2 \cdot 2,2 \cdot 1} = 24,82 \rightarrow \text{volím 26 radov}$$



Obr. 18 Teploty spalin a média na vstupe a výstupe z časti P1a

Teplota vstupujúca do časti P1a:

Teplota, ktorá vstupuje je totožná s teplotou, ktorá odchádza z časti P1b

$$Q_{P1a\ in} = Q_{P1b\ out} = 2922,013\ kW \quad (7-27)$$

Teplota spalín na výstupe z časti P1a:

Je to teplota, ktorá vstupuje, zmenšená o hodnotu teploty, ktorá bola odobratá trúbkami prehrievača P1a

$$Q_{P1a\ out} = Q_{P1a\ in} - Q_{P1a\ pr} = 2922,013 - 365,04 = 2556,973\ kW \quad (7-28)$$

Entalpia spalín na výstupe z časti P1a:

$$I_{P1asp\ out} = \frac{Q_{P1a\ out}}{M_{pv}} = \frac{2556,973}{0,79} = 3236,88\ kJ/kg \quad (7-29)$$

Skutočná teplota na výstupe z časti P1a:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{P1asp\ out\ skut} = 359,19\ ^\circ C$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,3\ ^\circ C$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

7.2 Výpočet ohrievača vzduchu OVZ2

OVZ2 sa nachádza v IV. a V. ťahu a je umiestnený za ekonomizérom. Funkciou OVZ2 je ohriať sekundárny vzduch z $t_{OVZ2\ vz\ in} = 65\ ^\circ C$ na $t_{OVZ2\ vz\ out} = 150\ ^\circ C$. Tieto hodnoty boli volené po odbornej konzultácii. Spaliny po odovzdaní teploty v OVZ2 odchádzajú z kotla komínom do ovzdušia, výstupná teplota spalín teda bude $t_{OVZ2\ sp\ out} = 142\ ^\circ C$. Vstupnú teplotu spalín volím $t_{OVZ2\ sp\ in} = 213,56\ ^\circ C$. Výpočet bude obdobný, ako v predošlých prípadoch. Navrhнем základné rozmery OVZ2, uskutočnim tepelný výpočet a porovnam volené teploty so skutočnými.

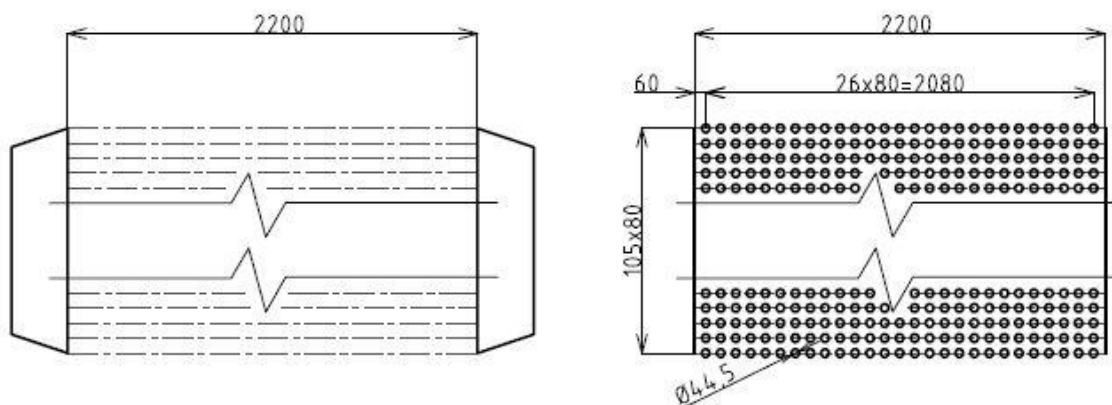
Rozmery V. ťahu sú rovnaké, ako vo IV. ťahu.

Základné rozmery a schéma OVZ2 sú zobrazené v nasledujúcej tabuľke resp. na obrázku.

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{OVZ2}	0,0445	m
Hrúbka trubky	t_{OVZ2}	0,0032	m
Vnútorný priemer	d_{OVZ2}	0,0381	m
Rozteč medzi trubkami	$z1_{OVZ2}$	0,08	m
Rozteč medzi trubkami	$z2_{OVZ2}$	0,08	m
Počet trubiek v 1 rade	n_{OVZ21r}	27	[-]
Počet radov	$n_{OVZ2rad}$	106	[-]

Tab. 35 Rozmery ohrievača vzduchu OVZ2



Obr. 19 Schéma usporiadania trubiek OVZ2

Stredná teplota spalín v časti OVZ2:

$$t_{OVZ2sp\ str} = \frac{t_{OVZ2sp\ in} + t_{OVZ2sp\ out}}{2} = \frac{213,56 + 142}{2} = 177,782 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7-30)$$

Plošný prierez spalín v OVZ2:

$$F_{OVZ2} = \check{s}_{ro} \cdot L_{IV} - n_{OVZ21r} \cdot D_{OVZ2} \cdot l_{OVZ2} \quad (7-31)$$

$$F_{OVZ2} = 2,2 \cdot 2,2 - 27 \cdot 0,0445 \cdot 2,2 = 2,197 \text{ m}^2$$

Skutočná rýchlosť spalín v OVZ2:

$$w_{spOVZ2} = \frac{O_{SP\ skut}^V \cdot M_{pv}}{F_{OVZ2}} \cdot \frac{273,15 + t_{OVZ2sp\ str}}{273,15} \quad (7-32)$$

$$w_{spOVZ2} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{2,1979} \cdot \frac{273,15 + 177,782}{273,15} = 3,767 \text{ m/s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

Všetky potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre spalín sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,038	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,0000302	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,675	[-]

Tab. 36 Parametre spalín v časti OVZ2

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{OVZ2}} \cdot \left(\frac{w_{spOVZ2} \cdot D_{OVZ2}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7-33)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,999 \cdot \frac{0,038}{0,0445} \cdot \left(\frac{3,756 \cdot 0,0445}{3,02 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,675^{0,33}$$

$$\alpha_k = 40,682 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V tomto prípade je počet radov $n_{OVZ2rad} = 106 > 10$, preto podľa [1] platí: $c_z = 1$

Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzkov:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7-34)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 1,798 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,798}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,999$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{OVZ2}} = \frac{z_{1OVZ2}}{D_{OVZ2}} = \frac{0,08}{0,0445} = 1,798 \quad (7-35)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{OVZ2}} = \frac{z_{2OVZ2}}{D_{OVZ2}} = \frac{0,08}{0,0445} = 1,798 \quad (7-36)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane vzduchu:

Uvažujeme pozdĺžne prúdenie, potrebné vzorce, hodnoty súčiniteľov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1]. Parametre vzduchu sú uvedené v nasledujúcej tabuľke a vzťahujú sa na strednú teplotu vzduchu v danej časti OVZ2.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vstupná t vzduchu	$t_{OVZ2\ in}$	65	°C
Výstupná t vzduchu	$t_{OVZ2\ out}$	150	°C
Stredná t vzduchu	$t_{OVZ2\ str}$	107,5	°C
Stredná T vzduchu	$T_{OVZ2\ str}$	380,65	K
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_{OVZ2}	0,0328	W/m ² K
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_{OVZ2}	2,20E-05	N.s/m ²
Prandtlovo č.	Pr_{OVZ2}	0,71	[-]
Merný objem	$v_{p1a\ p}$	0,0399	m ³ /kg
Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_{OVZ2}	2,32E-05	m ² /s

Tab. 37 Parametre vzduchu v OVZ2

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{OVZ2}}{d_{OVZ2}} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d_{OVZ2}}{\nu_{OVZ2}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{OVZ2}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7-37)$$

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{0,0328}{0,0381} \cdot \left(\frac{1,91 \cdot 0,0381}{2,32 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,71^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{vz} = 10,814 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_t, c_l, c_m - opravné koeficienty, ich hodnota bola volená podľa [1]

Prietochný prierez pre vzduch:

$$F_{vz} = \frac{\pi \cdot d_{OVZ2}^2}{4} \cdot n_{OVZ21r} \cdot n_{OVZ2rad} = \frac{\pi \cdot 0,0381^2}{4} \cdot 27 \cdot 106 = 3,263 \text{ m}^2 \quad (7-38)$$

Rýchlosť prúdenia vzduchu v OVZ2:

$$w_{vz} = \frac{M_{pp} \cdot O_{VZ\ skut}^V}{F_{vz}} \cdot \left(1 + \frac{t_{OVZ2vz\ str}}{273,15} \right) = \frac{4,167 \cdot 5,655}{3,263} \cdot \left(1 + \frac{107,5}{273,15} \right) \quad (7-39)$$

$$w_{vz} = 1,91 \text{ m/s}$$

Súčinitel' prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{OVZ2sp\ str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{OVZ2sp\ str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{OVZ2sp\ str}}} \quad (7-40)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 450,932^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{415,791}{450,932}\right)^4}{1 - \frac{415,791}{450,932}}$$

$$\alpha_s = 2,235 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{OVZ2sp\ str}$ - stredná teplota spalín v OVZ2 [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,143} = 0,134 \quad (7-41)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (45,12 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,125 = 0,143 \quad (7-42)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčinitel' zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{OVZ2sp\ str} + 273,15}{1000}\right) \cdot r_{sp} \quad (7-43)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,125}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{177,782 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 11,499$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{OVZ2} \cdot \left(\frac{4 \cdot z_{1OVZ2} \cdot z_{2OVZ2}}{\pi \cdot D_{OVZ2}^2} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,08 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,0445^2} - 1\right) \quad (7-44)$$

$$s = 0,125 \text{ m}$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmeneTeplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = \frac{t_{OVZ2sp\ str} + t_{OVZ2vz\ str}}{2} = \frac{177,782 + 107,5}{2} = 142,641\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-45)$$

$$T_z = 415,791\text{ K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (40,682 + 2,235) = 42,918\text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-46)$$

 ξ - súčiniteľ využitia [1]**Súčiniteľ prechodu tepla:**

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_{vz}}{\alpha_1 + \alpha_{vz}} = 0,95 \cdot \frac{42,918 \cdot 10,814}{42,918 + 10,814} = 8,206\text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-47)$$

 ψ - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [1]Teplota odobraté spalínám ohrievačom OVZ2:

$$Q_{OVZ2} = \frac{k \cdot S_{OVZ2} \cdot \Delta t_{\ln OVZ2}}{1000} = \frac{8,206 \cdot 880,241 \cdot 70,067}{1000} = 506,096\text{ kW} \quad (7-48)$$

Plocha trubiek OVZ2:

$$S_{OVZ2} = \pi \cdot D_{OVZ2} \cdot l_{OVZ2} \cdot n_{OVZ21r} \cdot n_{OVZ2rad} \quad (7-49)$$

$$S_{OVZ2} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,2 \cdot 27 \cdot 106 = 880,241\text{ m}^2$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln OVZ2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{77 - 63,56}{\ln \frac{77}{63,56}} = 70,067\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-50)$$

$$\Delta t_1 = t_{OVZ2sp\ out} - t_{OVZ2vz\ in} = 142 - 65 = 77\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-51)$$

$$\Delta t_2 = t_{OVZ2sp\ in} - t_{OVZ2vz\ out} = 213,56 - 150 = 63,56\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-52)$$

Teoretický výkon ohrievača OVZ2:

$$Q_{OVZ2\ teor} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot (i_{vz\ out} - i_{vz\ in}) = 0,79 \cdot 1,4 \cdot (972,3 - 342,19) \quad (7-53)$$

$$Q_{OVZ2\ teor} = 497,79\text{ kW}$$

$i_{vz\ in}, i_{vz\ out}$ - vstupná a výstupná entalpia vzduchu pre dané teploty. Hodnoty sú brané z tab. 3

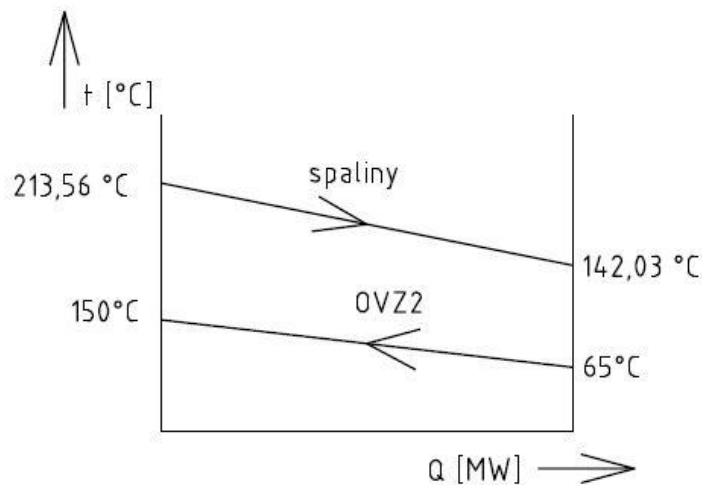
Ideálna plocha ohrievača OVZ2:

$$S_{OVZ2 id} = \frac{Q_{OVZ2 teor} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln OVZ2}} = \frac{497,79 \cdot 1000}{8,206.70,067} = 865,794 \text{ m}^2 \quad (7-54)$$

Ideálny počet radov ohrievača OVZ2:

$$n_{p3rad id} = \frac{S_{OVZ2 id}}{\pi \cdot D_{OVZ2} \cdot l_{OVZ} \cdot n_{OVZ21r}} = \frac{865,794}{\pi \cdot 0,0445.2,2.27} \quad (7-55)$$

$$n_{p3rad id} = 104,26 \rightarrow \text{volím 106 radov}$$



Obr. 20 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z OVZ2

Teplo vstupujúce do OVZ2:

Teplo, ktoré vstupuje je totožné s teplom, ktoré odchádza z ekonomizéra. Výpočet tohto tepla bude uskutočnený v nasledujúcej časti.

$$Q_{OVZ2 in} = Q_{EKO out} = 1490,47 \text{ kW} \quad (7-56)$$

Teplo spalín na výstupe z OVZ2:

Je to teplo, ktoré vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, ktorá bola odobratá trubkami ohrievača vzduchu OVZ2.

$$Q_{OVZ2 out} = Q_{OVZ2 in} - Q_{OVZ2} = 1490,47 - 506,096 = 984,374 \text{ kW} \quad (7-57)$$

Entalpia spalín na výstupe z OVZ2:

$$I_{OVZ2 out} = \frac{Q_{OVZ2 out}}{M_{pv}} = \frac{984,374}{0,79} = 1246,123 \text{ kJ/kg} \quad (7-58)$$

Skutočná teplota na výstupe z OVZ2:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu spalín, ktoré odchádzajú z komína: $t_{OVZ2sp\ out\ skut} = 142,031\text{ °C}$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,31\text{ °C}$, čo znamená, že aj odhad vstupnej teploty môžeme považovať za správny.

7.3 Výpočet ekonomizéra

Ekonomizér slúži ako ohrievač napájacej vody. Je tvorený hladkými trubkami, ktoré sú dvojito vyhnuté z dôvodu zvýšenia rýchlosti vody v trubkách. Z dôvodu veľkosti bude EKO rozdelené do viacerých segmentov, medzi každým bude opäť miesto pre servisný otvor.

Teplota spalín na vstupe do ekonomizéra je rovnaká ako teplota na výstupe z P1a: $t_{EKosp\ in} = 359,192\text{ °C}$, výstupnú teplotu sme vypočítali v predošlej časti, je to teplota, ktorá vstupuje do OVZ2: $t_{EKosp\ out} = 213,5\text{ °C}$

Teplota napájacej vody je stanovená zadaním diplomovej práce: $t_{EKov\ in} = 125\text{ °C}$, výstupnú teplotu vody z EKA odhadnem a overím tepelným výpočtom.

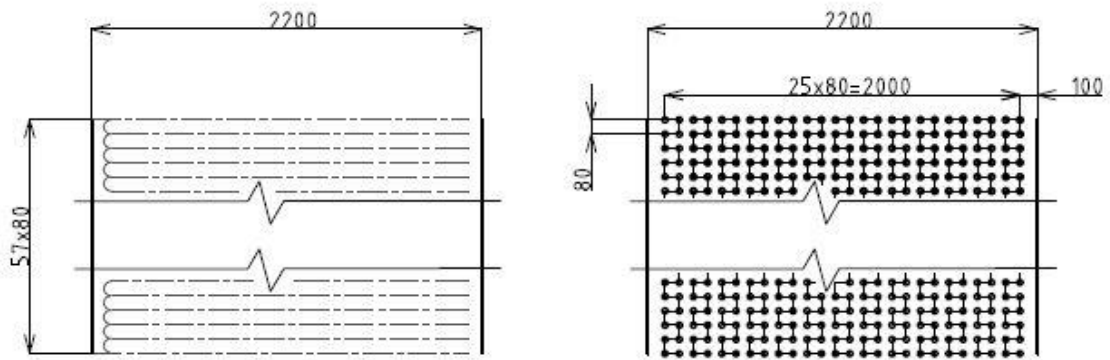
Volím: $t_{EKov\ out} = 188\text{ °C}$

Výstupná voda z ekonomizéra bude následne ohrievať vzduch v OVZ1.

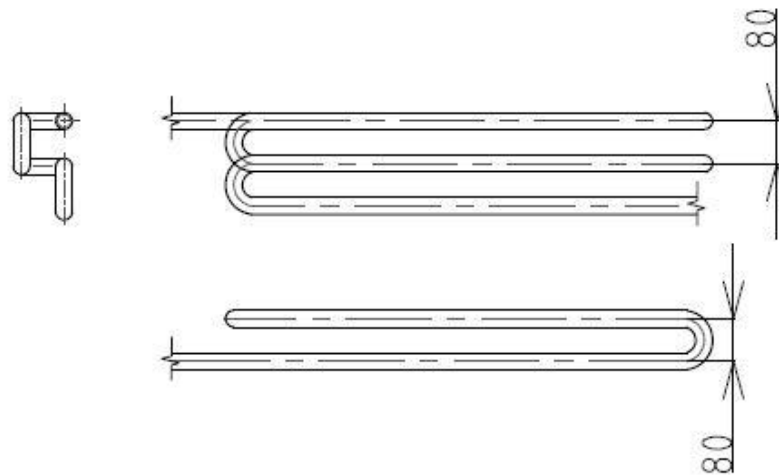
	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{EKO}	0,0318	m
Hrúbka trubky	t_{EKO}	0,0036	m
Vnútorý priemer	d_{EKO}	0,0246	m
Rozteč medzi trubkami	$z1_{EKO}$	0,08	m
Rozteč medzi trubkami	$z2_{EKO}$	0,08	m
Počet trubiek v 1 rade	n_{EKO1r}	13	[-]
Počet radov	n_{EKOrad}	58	[-]

Tab. 38 Rozmery ekonomizéra

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene



Obr. 21 Schéma usporiadanie trubiek ekonomizéra



Obr. 22 Princíp vyhnutia trubiek ekonomizéra

Stredná teplota spalín v EKV:

$$t_{EKosp\ str} = \frac{t_{EKosp\ in} + t_{EKosp\ out}}{2} = \frac{359,192 + 213,5}{2} = 286,1\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-59)$$

Plošný prierez spalín v EKV:

$$F_{EKO} = \check{s}_{ro} \cdot L_{IV} - 2 \cdot n_{EK01r} \cdot D_{EKO} \cdot l_{EKO} \quad (7-60)$$

$$F_{EKO} = 2,2 \cdot 2,2 - 2 \cdot 130,0318 \cdot 2,2 = 3,021\text{ }m^2$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmeneSkutočná rychlost spalín v EKO:

$$w_{spEKO} = \frac{O_{SP\ skut}^V \cdot M_{pv}}{F_{EKO}} \cdot \frac{273,15 + t_{EKOsp\ str}}{273,15} \quad (7-61)$$

$$w_{spEKO} = \frac{6,345 \cdot 0,79}{3,021} \cdot \frac{273,15 + 286,1}{273,15} = 3,397 \text{ m/s}$$

Středná teplota vody v EKO:

$$t_{EKOV\ str} = \frac{t_{EKOV\ in} + t_{EKOV\ out}}{2} = \frac{125 + 188}{2} = 156,5 \text{ °C} \quad (7-62)$$

Prietočný prierez pre vodu:

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_{EKO}^2}{4} \cdot n_{EKO1r} = \frac{\pi \cdot 0,0246^2}{4} \cdot 13 = 0,0062 \text{ m}^2 \quad (7-63)$$

Rýchlosť vody v trubkách EKA:

$$w_v = \frac{M_{pp} \cdot v_{EKOV}}{F_v} = \frac{4,167 \cdot 0,00109}{0,0062} = 0,735 \text{ m/s} \quad (7-64)$$

 v_{EKOV} - merný objem vody v EKO, určený pre strednú teplotu vody**Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:**

Všetky potřebné vzorce, hodnoty súčinitel'ov aj parametrov spalín sú prevzaté z [1].
Parametre spalín sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ	0,0469	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν	0,000044	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,655	[-]

Tab. 39 Parametre spalín v časti ekonomizéra

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{EKO}} \cdot \left(\frac{w_{spEKO} \cdot D_{EKO}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7-65)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0469}{0,0318} \cdot \left(\frac{3,397 \cdot 0,0318}{4,4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,655^{0,33}$$

$$\alpha_k = 40,99 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov:

V tomto prípade je počet radov $n_{EKOrad} = 58 > 10$, preto podľa [1] platí: $c_z = 1$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{EKO}} = \frac{z_{1EKO}}{D_{EKO}} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 \quad (7-66)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{EKO}} = \frac{z_{2EKO}}{D_{EKO}} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 > 2 \rightarrow c_s = 1 \quad (7-67)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{EKOSp str}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{EKOSp str}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{EKOSp str}}} \quad (7-68)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,159 \cdot 559,246^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{444,028}{559,246}\right)^4}{1 - \frac{444,028}{559,246}}$$

$$\alpha_s = 4,167 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

a_{st} - stupeň čiernosti povrchu stien, volíme $a_{st} = 0,8$ [1]

$T_{EKOSp str}$ - stredná teplota spalín v EKO [K]

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,173} = 0,159 \quad (7-69)$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (33,58 \cdot 0,255 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,202 = 0,173 \quad (7-70)$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$ neuvažuje sa pri výpočte roštových kotlov [1].

Súčiniteľ zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{EKOSp str} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7-71)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,13}{3,16 \cdot \sqrt{0,026 \cdot 0,202}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{286,096 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,255$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,558$$

Účinná hrúbka sálavej plochy:

$$s = 0,9 \cdot D_{EKO} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{EKO}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot D_{EKO} \cdot \left(\frac{4 \cdot z_{1EKO} \cdot z_{2EKO}}{\pi \cdot D_{EKO}^2} - 1 \right) \quad (7-72)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,08 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,0318^2} - 1 \right) = 0,202 \text{ m}$$

Teplota zaneseného povrchu steny:

$$t_z = t_{EKov \text{ str}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{EKO \text{ teor}}}{S_{EKO}} \cdot 1000 \quad (7-73)$$

$$t_z = 156,5 + (0,0045 + 0) \cdot \frac{1059}{331,437} \cdot 1000$$

$$t_z = 170,878 \text{ °C}$$

$$T_z = 444,028 \text{ K}$$

ε - súčiniteľ zanesenia, hodnota bola volená podľa [1]

Plocha trubiek EKA:

$$S_{EKO} = \pi \cdot D_{EKO} \cdot l_{EKO} \cdot 2 \cdot n_{EKO1r} \cdot n_{EKO \text{ rad}} \quad (7-74)$$

$$S_{EKO} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,2 \cdot 2 \cdot 13,58 = 331,437 \text{ m}^2$$

Teoretický výkon EKA:

$$Q_{EKO \text{ teor}} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot (i_{EKov \text{ out}} - i_{EKov \text{ in}}) \quad (7-75)$$

$$Q_{EKO \text{ teor}} = 0,93 \cdot 4,167 \cdot (802,4 - 588,88)$$

$$Q_{EKO \text{ teor}} = 1059 \text{ kW}$$

$i_{EKov \text{ out}}$ - výstupná entalpia vody z EKA pre teplotu 188 °C a tlak 5,45 MPa

$i_{EKov \text{ in}}$ - vstupná entalpia vody z EKA pre teplotu napájacej vody

$t_{EKov \text{ in}} = t_{nv} = 125 \text{ °C}$. Tlaková strata v ekonomizéri bola po konzultácii stanovená na $\Delta p_{EKO} = 0,3 \text{ MPa}$, tým pádom: $p_{EKO \text{ in}} = 5,75 \text{ MPa}$.

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,95 \cdot (40,99 + 4,167) = 42,899 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-76)$$

ξ - súčiniteľ využitia [1]

Súčinitel' prechodu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,642,899 = 25,739 \text{ W/m}^2 \cdot K \quad (7-77)$$

ψ - súčinitel' tepelnej efektívnosti [1]

Teplu odobraté spalinám ekonomizérom:

$$Q_{EKOr} = \frac{k \cdot S_{EKO} \cdot \Delta t_{\ln EKO}}{1000} = \frac{25,739 \cdot 331,437 \cdot 125,016}{1000} = 1066,503 \text{ kW} \quad (7-78)$$

Teplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln EKO} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{134,49 - 105,9}{\ln \frac{134,49}{105,9}} = 125,016 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7-79)$$

$$\Delta t_1 = t_{EKOr\text{ in}} - t_{EKOr\text{ out}} = 359,192 - 188 = 171,192 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7-80)$$

$$\Delta t_2 = t_{EKOr\text{ out}} - t_{EKOr\text{ in}} = 213 - 125 = 88 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7-81)$$

Z teoretického výkonu ekonomizéra si vypočítam ideálnu plochu EKA a z toho vyjadrím ideálny počet radov.

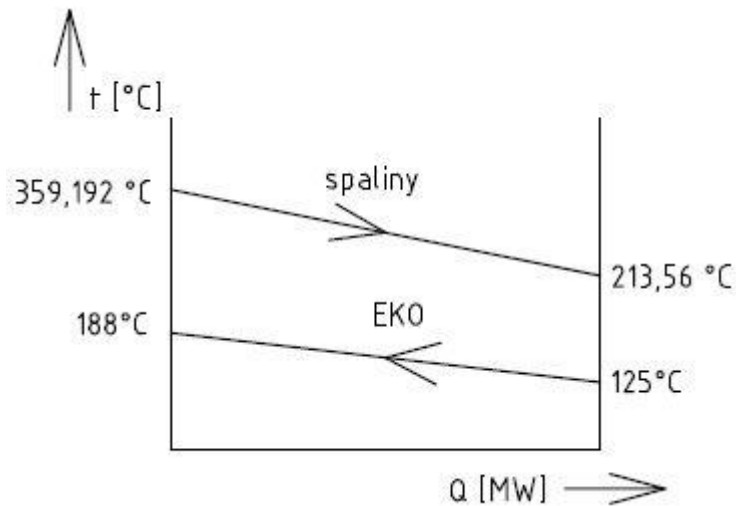
Ideálna plocha EKA:

$$S_{EKO\text{ id}} = \frac{Q_{EKO\text{ teor}} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{\ln EKO}} = \frac{1059 \cdot 1000}{25,739 \cdot 125,016} = 302,105 \text{ m}^2 \quad (7-82)$$

Ideálny počet radov EKA:

$$n_{EKOrad\text{ id}} = \frac{S_{EKO\text{ id}}}{\pi \cdot D_{EKO} \cdot l_{EKO} \cdot 2 \cdot n_{EKOr}} \quad (7-83)$$

$$n_{EKOrad\text{ id}} = \frac{302,105}{\pi \cdot 0,03182 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 13} = 57,592 \rightarrow \text{volím 58 radov}$$



Obr. 23 Teploty spalín a média na vstupu a výstupu z části EKA

Teplo vstupující do ekonomizéra:

Teplo, které vstupuje je totožné s teplem, které odchází z části P1a

$$Q_{EKO\ in} = Q_{P1a\ out} = 2556,973\ kW \quad (7-84)$$

Teplo spalín na výstupu z ekonomizéra:

Je to teplo, které vstupuje, zmenšené o hodnotu tepla, která byla odobratá trubkami EKA.

$$Q_{EKO\ out} = Q_{EKO\ in} - Q_{EKO\ tr} = 2556,973 - 1066,503 = 1490,47\ kW \quad (7-85)$$

Entalpia spalín na výstupu z ekonomizéra:

$$I_{EKO\ sp\ out} = \frac{Q_{EKO\ out}}{M_{pv}} = \frac{1490,47}{0,79} = 1886,792\ kJ/kg \quad (7-86)$$

Skutočná teplota na výstupu z části P1a:

Interpoláciou z Tab. 3 sme pre danú výstupnú entalpiu určili skutočnú výstupnú teplotu $t_{EKO\ sp\ out\ skut} = 213,56\ ^\circ C$.

Odchýlka medzi skutočnou a volenou teplotou je $0,06\ ^\circ C$, čo môžeme považovať za presný počiatkový odhad.

8 VÝPOČET OVZ1

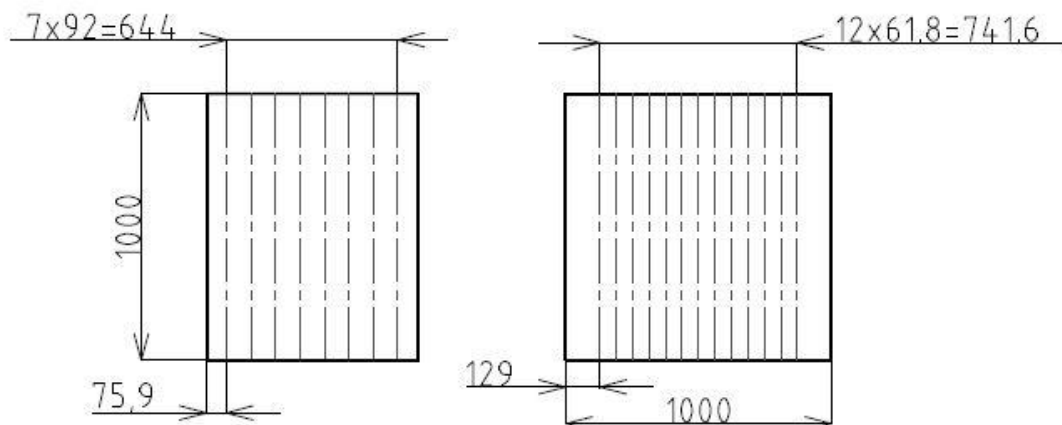
Ohrievač vzduchu OVZ1 sa už nenachádza v ťahu kotla, je umiestnený vedľa a slúži na ohriatie sekundárneho vzduchu z $t_{OVZ1\ vz\ in} = 20\text{ °C}$ na $t_{OVZ1\ vz\ out} = 65\text{ °C}$. Ohrievacím médiom je voda z ekonomizéra, ktorá prúdi v rebrovaných trubkách a odovzdáva teplo vzduchu a ochladená odchádza do bubna, kde sa dohreje na teplotu sýtosti. Teplota vody na vstupe do OVZ1 je zhodná s teplotou, ktorá vystupuje z ekonomizéra a to $t_{OVZ1v\ in} = 188\text{ °C}$. Teplotu vody na výstupe volím $t_{OVZ1v\ out} = 173\text{ °C}$.

Najprv navrhнем základné rozmery OVZ1, následne uskutočnim tepelný výpočet a hodnotu predaného tepla porovnam s teoretickým výkonom OVZ1.

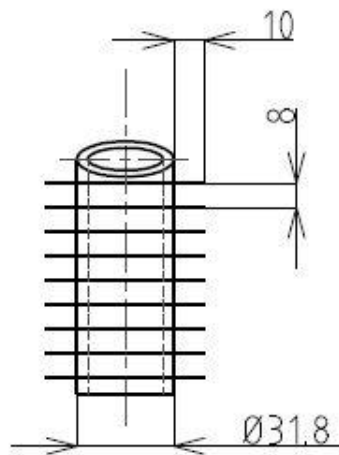
Základné rozmery a schéma OVZ2 sú zobrazené v nasledujúcej tabuľke resp. na obrázku.

	Značka	Rozmer	Jednotka
Vonkajší priemer	D_{OVZ1}	0,0318	m
Vnútorý priemer	d_{OVZ1}	0,0246	m
Výška rebra	$h_{žOVZ1}$	0,01	m
Hrúbka rebra	$t_{žOVZ1}$	0,0008	m
Rozteč 2 rebier	$s_{žOVZ1}$	0,008	m
Počet rebier na 1 m	$n_{žOVZ1}$	125	1/m
Počet trubiek v 1 rade	$n_{OVZ1\ 1r}$	13	[-]
Počet radov	$n_{OVZ1\ rad}$	8	[-]
Rozteč medzi trubkami	s_1	0,0618	m
Rozteč medzi trubkami	s_2	0,092	m

Tab. 40 Rozmery ohrievača vzduchu OVZ1



Obr. 24 Schéma usporiadania trubiek OVZ1



Obr. 25 Trubka OVZ1

Rýchlosť vody v trubkách je rovnaká, ako v ekonomizéri: $w_v = 0,7351 \text{ m/s}$

Stredná teplota vody v OVZ1:

$$t_{OVZ1v \text{ str}} = \frac{t_{OVZ1v \text{ in}} + t_{OVZ1v \text{ out}}}{2} = \frac{173 + 188}{2} = 180,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8-1)$$

Množstvo vody v trubkách:

$$M_v = 0,93 \cdot M_{pp} = 0,93 \cdot 4,167 = 3,875 \text{ kg/s} \quad (8-2)$$

Celková potrebná plocha pre vodu:

$$S_{OVZ1v} = \frac{M_v \cdot v_{EKov}}{w_v} = \frac{3,875 \cdot 0,00113}{0,7351} = 0,00596 \text{ m}^2 \quad (8-3)$$

v_{EKov} - merný objem vody stanovený zo strednej teploty vody

Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín:

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} \quad (8-4)$$

$$\alpha_{1r} = (0,785 \cdot 0,91 + 0,215) \cdot \frac{0,85 \cdot 69,421}{1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 69,421} = 42,967 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Podiel výhrevnej plochy rebier a celkovej plochy:

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D_{OVZ1}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D_{OVZ1}}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}OVZ1}}{D_{OVZ1}} - \frac{t_{\dot{z}OVZ1}}{D_{OVZ1}}\right)} \quad (8-5)$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{0,0518}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0518}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,008}{0,0318} - \frac{0,0008}{0,0318}\right)} = 0,785$$

Priemer rebier:

$$D_{\dot{z}} = D_{OVZ1} + 2 \cdot h_{\dot{z}OVZ1} = 0,0318 + 2 \cdot 0,01 = 0,0518 \text{ m} \quad (8-6)$$

Podiel voľných častí trubky a celkovej plochy:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,785 = 0,215 \quad (8-7)$$

Súčiniteľ efektívnosti rebra: $E = 0,9$ - určený z grafu podľa [1], jeho hodnota závisí na súčiniteľoch β , $h_{\dot{z}OVZ1}$ a $\frac{D_{\dot{z}}}{D_{OVZ1}}$

Súčiniteľ β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{t_{\dot{z}OVZ1} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K)}} \quad (8-8)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 69,421}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0045 \cdot 0,85 \cdot 69,421)}} = 53,983$$

$\psi_{\dot{z}}$ - koeficient charakterizujúci nerovnomerné rozdelenie α_K po povrchu rebra, hodnota volená podľa [1] pre rebrá s kruhovým základom

$\lambda_{\dot{z}}$ - súčiniteľ tepelnej vodivosti rebier

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{vz}}{s_{zOVZ1}} \cdot \left(\frac{D_{OVZ1}}{s_{zOVZ1}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{zOVZ1}}{s_{zOVZ1}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot s_{zOVZ1}}{\nu_{vz}}\right)^{0,65} \quad (8-9)$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 1,01 \cdot 0,38^{0,2} \cdot \frac{0,028}{0,008} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,008}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,008}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,2 \cdot 0,008}{1,74 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 69,421 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_z - hodnota určená z grafu podľa [1]

Parameter určujúci usporiadanie trubiek vo zväzku:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{1,943 - 1}{3,485 - 1} = 0,38 \quad (8-10)$$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{OVZ1}} = \frac{0,0618}{0,0318} = 1,943 \quad (8-11)$$

Priečna rozteč medzi trubkami:

$$s_1 = D_{OVZ1} + 2 \cdot h_{zOVZ1} + a = 0,0318 + 2 \cdot 0,01 + 0,01 = 0,0618 \text{ m} \quad (8-12)$$

a - vzdialenosť medzi 2 trubkami, hodnota bola volená

Pomerná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D_{OVZ1}} = \frac{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}}{D_{OVZ1}} = \frac{\sqrt{0,0618^2 + 0,092^2}}{0,0318} = 3,485 \quad (8-13)$$

s_2 - pozdĺžna rozteč, hodnota bola volená

	Značka	Rozmer	Jednotka
Súč. tepelnej vodivosti	λ_{vz}	0,028	W/m ² K
Súč. kinematickej viskozity	ν_{vz}	0,0000174	m ² /s

Tab. 41 Parametre vzduchu v časti OVZ1

Rýchlosť vzduchu v časti OVZ1:

$$w_{vz} = \frac{O_{VZ}^V \cdot M_{pv}}{F_{vz}} \cdot \frac{273,15 + t_{OVZ1vz \text{ str}}}{273,15} \quad (8-14)$$

$$w_{vz} = \frac{5,655 \cdot 0,79}{0,561} \cdot \frac{273,15 + 42,5}{273,15} = 9,209 \text{ m/s}$$

Středná teplota vzduchu v OVZ1:

$$t_{OVZ1vz\ str} = \frac{t_{OVZ1vz\ in} + t_{OVZ1vz\ out}}{2} = \frac{20 + 65}{2} = 42,5\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (8-15)$$

Prierez pre vzduch:

$$F_{vz} = \dot{s}_{OVZ1} \cdot L_{OVZ1} - n_{OVZ1\ 1r} \cdot D_{OVZ1} \cdot L_{OVZ1} - 2 \cdot h_{zOVZ1} \cdot t_{zOVZ1} \cdot L_{OVZ1} \cdot n_{zOVZ1} \cdot n_{OVZ1\ 1r} \quad (8-16)$$

$$F_{vz} = 1.1 - 13.0,0318.1 - 2.0,01.0,0008.1.125.13 = 0,561\text{ }m^2$$

\dot{s}_{OVZ1} - šířka OVZ1, rozmer bol volený

L_{OVZ1} - výška OVZ1, rozmer bol volený

Súčiniteľ prechodu tepla:

$$k = \alpha_{1r} = 42,967\text{ }W/m^2 \cdot K \quad (8-17)$$

Plocha trubky na 1 m:

$$S_{1m} = \pi \cdot D_{OVZ1} \cdot (1 - n_{zOVZ1} \cdot t_{zOVZ1}) + n_{zOVZ1} \cdot S_{1zOVZ1} \quad (8-18)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,0318(1 - 125.0,0008) + 125.0,0028 = 0,434\text{ }m^2$$

Plocha 1 rebra:

$$S_{1zOVZ1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D_{OVZ1}^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_{zOVZ1} \quad (8-19)$$

$$S_{1zOVZ1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0518^2 - 0,0318^2)}{4} + \pi \cdot 0,0518 \cdot 0,0008 = 0,0028\text{ }m^2$$

Teoretický výkon OVZ1:

$$Q_{OVZ1\ teor} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot (i_{vz(65^{\circ}\text{C})} - i_{vz(20^{\circ}\text{C})}) \quad (8-20)$$

$$Q_{OVZ1\ teor} = 0,79.1,4 \cdot (342,3 - 105,1) = 262,3\text{ }kW$$

Ideálna plocha OVZ1:

$$S_{OVZ1\ id} = \frac{Q_{OVZ1\ teor} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln\ OVZ1}} = \frac{262,3 \cdot 1000}{42,967 \cdot 137,455} = 44,413\text{ }m^2 \quad (8-21)$$

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmeneTeplotný logaritmický spád:

$$\Delta t_{\ln OVZ1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{123 - 153}{\ln \frac{123}{153}} = 137,455 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8-22)$$

$$\Delta t_1 = t_{OVZ1v \text{ in}} - t_{OVZ1vz \text{ out}} = 188 - 65 = 123 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8-23)$$

$$\Delta t_2 = t_{OVZ1v \text{ out}} - t_{OVZ1vz \text{ in}} = 173 - 20 = 153 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8-24)$$

Výhrevná plocha 1 radu trubiek:

$$S_{OVZ1 \text{ 1rad}} = L_{OVZ1} \cdot S_{1m} \cdot n_{OVZ1 \text{ 1r}} = 1,0,434,13 = 5,648 \text{ m}^2 \quad (8-25)$$

Ideální počet radov:

$$n_{OVZ1 \text{ rad}} = \frac{S_{OVZ1 \text{ id}}}{S_{OVZ1 \text{ 1rad}}} = \frac{44,413}{5,648} = 7,863 \rightarrow \text{volím 8 radov} \quad (8-26)$$

Skutočná výhrevná plocha trubiek:

$$S_{OVZ1 \text{ skut}} = n_{OVZ1 \text{ rad skut}} \cdot S_{OVZ1 \text{ 1rad}} = 8,5,648 = 45,186 \text{ m}^2 \quad (8-27)$$

Skutočný výkon OVZ1:

$$Q_{OVZtr} = \frac{k \cdot S_{OVZ1 \text{ skut}} \cdot \Delta t_{\ln OVZ1}}{1000} = \frac{42,967 \cdot 45,186 \cdot 137,455}{1000} \quad (8-28)$$

$$Q_{OVZtr} = 266,868 \text{ kW}$$

Skutočný výkon sa od teoretického líši minimálne, preto môžem predpokladať, že odhadovaná hodnota výstupnej teploty vody z OVZ1 je správna.

9 KONTROLA TEPELNEJ BILANCIE

Súčet tepiel všetkých výhrevných plôch okrem OVZ2:

Keďže v OVZ1 predáva voda ekonomizéra teplo vzduchu, toto teplo odpočítame.

$$\sum Q_i = Q_{st} + Q_m + Q_{II} + Q_{vkcelk} + Q_{P3celk} + Q_{P2celk} + Q_{P1bcelk} \quad (9-1)$$

$$+ Q_{P1a} + Q_{EKO} - Q_{OVZ1}$$

$$\sum Q_i = 7053,547 + 125,802 + 597,085 + 122,153 + 868,293$$

$$+ 864,34 + 533,946 + 365,04 + 1066,503 - 266,868$$

$$\sum Q_i = 11329,84 \text{ kW}$$

Tepelná bilancia:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_i}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} \quad (9-2)$$

$$\Delta Q = 15600 \cdot 0,9057 - \frac{11329,84}{0,79} \cdot \frac{100 - 0,9535}{100} = -76,3839 \text{ kJ/kg}$$

Odchýlka tepelnej bilancie:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-76,3839}{15600} \cdot 100 = -0,4896 \% \quad (9-3)$$

Odchýlka tepelnej bilancie nepresiahla 0,5 %, kotrolu teda môžeme považovať za vyhovujúcu.

ZÁVER

Cieľom diplomovej práce bolo navrhnúť roštový kotol s prirodzenou cirkuláciou spaľujúci obilnú slamu. Zo zadania plynulo, že navrhovaný kotol má mať parný výkon $M_{pp} = 15 \text{ t/h}$, taktiež boli stanovené parametre pary na výstupe a to konkrétne teplota $t_{pp} = 415 \text{ °C}$ a tlak $p_{pp} = 5 \text{ MPa}$. Teplota napájacej vody je $t_{nv} = 125 \text{ °C}$.

Čo sa týka paliva, bola stanovená jeho výhrevnosť $Q_i^r = 15,6 \text{ MJ/kg}$ a prvkový rozbor.

V prvej kapitole sa na základe daného prvkového rozboru uskutočnil výpočet stochiometrie spalín a entalpie vzduchu a produktov spaľovania.

V nasledujúcej kapitole sa následne určila tepelná bilancia a účinnosť kotla na základe vypočítaných strát.

Zvyšné kapitoly sa už zaoberali priamo určovaním základných rozmerov kotla a tepelným výpočtom výhrevných plôch.

3. kapitola pojednávala o spaľovacej komore. Na základe voleného plošného zaťaženia sa stanovili rozmery roštu, určila sa dĺžka aj výška celej komory. Do tejto časti je privádzaný vzduch o teplote 150 °C . Následný tepelný výpočet určil množstvo tepla odovzdaného membránovej stene, ktorou je I. ťah tvorený.

Spaliny ďalej prechádzajú cez mrežu, kde sa takisto uskutočnil tepelný výpočet a určenie základných rozmerov

II. ťah je tvorený iba membránovou stenou z dôvodu vysokej teploty spalín, za ním nasleduje vratná komora, kde sa nachádza výsypka pre čiastočky popola v spalínach, ktoré by mohli abrazívne poškodiť trubky výhrevných plôch v ďalšom ťahu. V obratovej komore sa už okrem membránovej steny nachádzajú aj závesné trubky, ktoré sú chladené parou z bubna a podopierajú prehrievače v III. ťahu.

V III. ťahu sa realizoval ako návrh rozmerov celého ťahu, tak postupne aj jednotlivých výhrevných plôch, konkrétne prehrievačov P3, P2 a P1b. Medzi nimi sa uvažoval vstrek pary z dôvodu regulácie teploty pary na výstupe a tým pádom aj dodržania stanovených parametrov na výstupe. Za každou časťou sa nechával priestor určený pre servisný otvor a ofukovač, ktorý pomáhal pri očisťovaní trubiek od popolčeka. Tepelný výpočet sa týkal trubiek prehrievačov, závesných trubiek a membránovej steny, ktorými bol tvorený celý III. ťah.

Následný IV. ťah už bol tvorený iba plechovou šachtou, nachádza sa tu 2. časť prehrievača P1, konkrétne P1a. Nasledoval ekonomizér, ktorý slúži ako ohrievač napájacej vody. Voda z ekonomizéra odchádzala do ohrievača vzduchu OVZ1, kde ohrievala vzduch z 20 °C na 65 °C a následne putovala do bubna, kde sa dohriala na požadované parametre. Z dôvodu veľkosti musel byť rozdelený na 3 časti. Za ekonomizérom nasledoval ohrievač vzduchu OVZ2, ktorý ohrieva vzduch zo 65 °C na 150 °C . Takisto, ako v prípade ekonomizéra, aj OVZ 2 musel byť rozdelený a tak jeho časť tvorí aj posledný, V ťah.

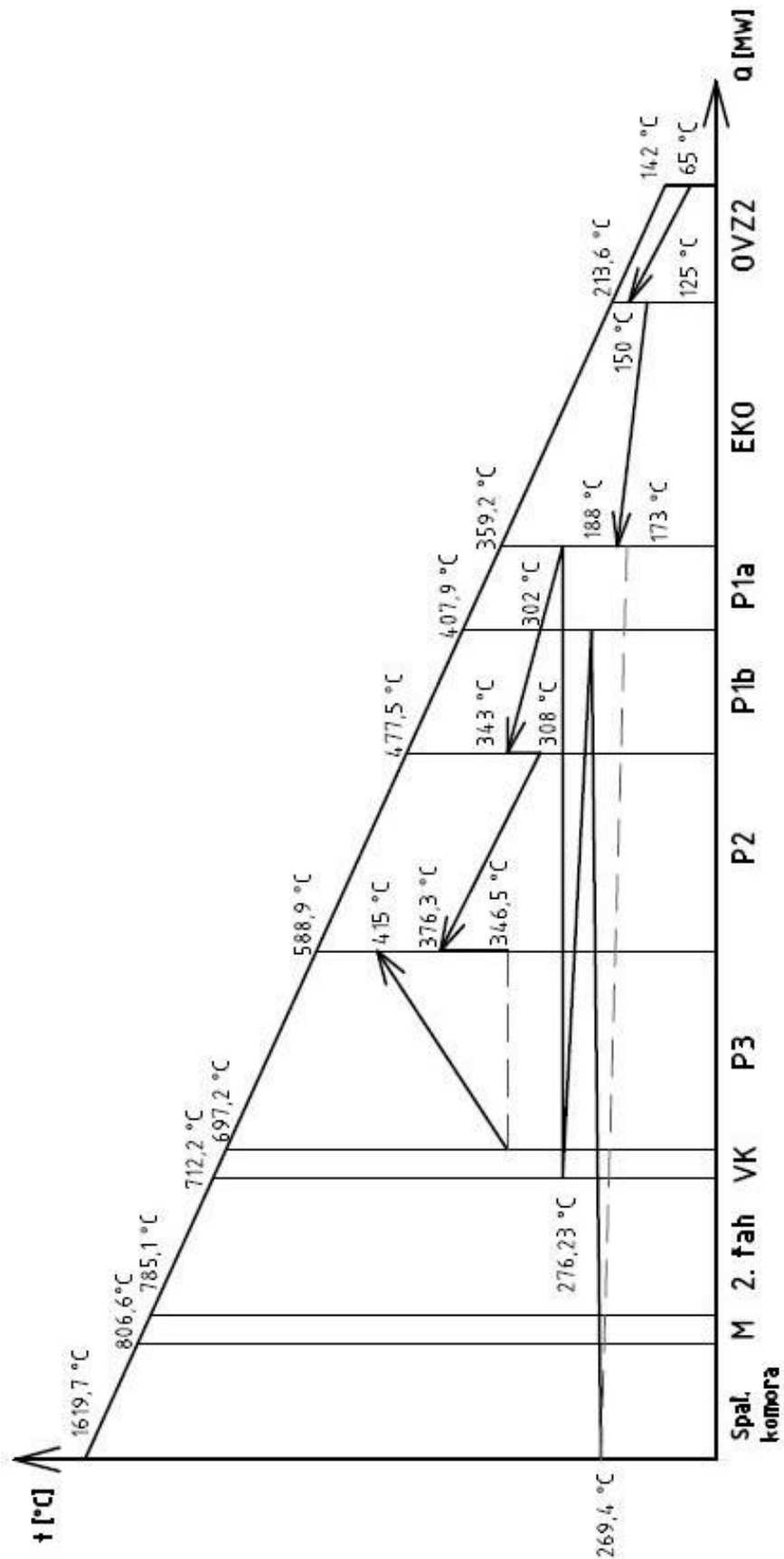
Teplota spalín na výstupe z V. ťahu nesmela podkročiť rosný bod z dôvodu nízkoteplotnej korózie na trúbkách výmenníka.

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Ohrievač vzduchu OVZ1 sa nenachádza v žiadnom z ťahov kotla, je konštruovaný ako výmenník voda - vzduch a ohriaty vzduch putuje cez potrubie do OVZ2. Táto prepojovacia armatúra je finančne nákladnejšia, preto sa OVZ2 nenachádzal za P1a ale až v nižšej časti kotla, za ekonomizérom.

Návrh kotla, jeho rozmerov a tepelný výpočet bol v poslednej kapitole overený odchýlkou tepelnej bilancie, ktorá nesmela presiahnuť hodnotu 0,5 %. Keďže vypočítaná odchýlka bola $\Delta = -0,4896 \%$, môžeme daný návrh kotla považovať za dostatočne presný. V nasledujúcom obrázku je znázornený pílový diagram znázorňujúci priebeh teplôt spalín a média v jednotlivých častiach kotla.

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene



Obr. 26 Pilový diagram spalín a média v kotli

POUŽITÁ LITERATÚRA A ZDROJE

- [1] BUDAJ, Florian. Parní kotle - podklady pro tepelný výpočet. Vyd. 4. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992.
- [2] Zittau's Fluid Property Calculator. ZITTAU/GOERLITZ UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Technical Thermodynamics. Hochschule Zittau/Goerlitz [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <<http://thermodynamik.hszg.de/fpc/index.php>>
- [3] Sláma jako palivo. BFS Energo, a.s. [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <www.bfs-energo.cz/cze/slama-jako-palivo.html>.
- [4] Kotle na biomasu se loni poprvé prodalo více než kotle na uhlí. Česká peleta [online]. 2014 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <<http://www.ceska-peleta.cz/tiskove-zpravy/prodeje-kotlu-na-biomasu-poprve-porazily-uhli/>>

ZOZNAM POUŽITÝCH VELIČÍN A SYMBOLOV

Symbol	Jednotka	Názov veličiny
A^r	%	Podiel popoloviny v palive
B_0	-	Boltzmanovo číslo
C_i	%	Podiel horľaviny v danej časti kotla
D_x	m	Priemer trubiek danej výhrevnej plochy
F_x	m^2	Plošný prierez spalín v danej časti kotla
H_x	m	Výška danej časti s výmenníkom
h_z	m	Výška rebra
h_x	m	Výška danej časti kotla
$I_{SP\ min}$	kJ/kg	Entalpia spalín pri $\alpha=1$
I_{SP}	kJ/kg	Entalpia spalín s prebytkom vzduchu
$I_{VZ\ min}$	kJ/kg	Entalpia vzduchu pri $\alpha=1$
I_u	kJ/kg	Užitočné teplo uvoľnené v ohnisku
$I_{x\ out}$	kJ/kg	Entalpia spalín na výstupe z danej časti
L_x	m	Dĺžka danej časti kotla
M_p	kg/s	Množstvo paliva privedeného do kotla
M_{pp}	t/h	Výkon kotla
M_{pv}	kg/s	Výpočtové (skutočne spálené) množstvo paliva
M_v	kg/s	Množstvo vody v trubkách
$O_{H_2O\ min}$	m_n^3/kg	Minimálny objem vodnej pary
$O_{O_2\ min}$	m_n^3/kg	Minimálny objem kyslíka
$O_{SP\ min}^x$	m_n^3/kg	Minimálny objem daných spalín
$O_{SP\ skut}^x$	m_n^3/kg	Skutočný objem daných spalín
$O_{VZ\ min}^x$	m_n^3/kg	Minimálny objem daného vzduchu
$O_{VZ\ skut}^x$	m_n^3/kg	Skutočný objem daného vzduchu
$O_{kanál}$	m	Obvod kanála danej časti kotla
$O_{sp\cdot c}$	kJ/kg	Stredné celkové merné teplo spalín
O_x	m_n^3/kg	Objem danej zlučiny
Q_{RC}	MW	Stratové teplo
Q_i^r	MJ/kg	Výhrevnosť paliva
Q_p^p	kJ/kg	Teplo privedené do kotla
Q_v	MW	Výrobné teplo pary
Q_{vz}	kJ/kg	Teplo privedené do kotla so vzduchom
$Q_{x\ in}$	kW	Teplo vstupujúce do danej časti kotla
$Q_{x\ out}$	kW	Teplo vystupujúce z danej časti kotla
$Q_{x\ teor}$	kW	Teoretický výkon výmenníka

Roštový parní kotol s prirodzenou cirkuláciou na spalovanie slámy z pšenice, žita a ječmene

Q_x	kW	Množstvo tepla v danej časti kotla
$S_{x \text{ akt}}$	m^2	Aktívna plocha danej časti kotla
$S_{x \text{ id}}$	m^2	Ideálna plocha výmenníka
S_x	m^2	Plocha danej časti kotla
$\frac{S_h}{S}$	-	Podiel voľných častí trubky a celkovej plochy
$\frac{S_z}{S}$	-	Podiel výhrevnej plochy rebier a celkovej plochy
\check{s}_x	m	Šírka danej časti kotla
T_{stx}	K	Stredná teplota v danej časti
V_x	m^3	Objem danej časti kotla
W^r	%	Vlhkosť paliva
X_i	%	Podiel popola v danej časti kotla
a_0	-	Stupeň čiernosti ohniska
a_{pl}	-	Efektívny stupeň čiernosti plameňa
a_{st}	-	Stupeň čiernosti povrchu stien
c_{VZ}^v	kJ/m^3K	Merné teplo vlhkého vzduchu
c_i	kJ/kgK	Merné teplo popola pre danú teplotu
c_s	-	Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzkov
c_t, c_l, c_m	-	Opravné koeficienty pre pozdĺžnu konvekciu
c_z	-	Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych radov
d_e	m	Ekvivalentný priemer
d_x	m	Vnútorý priemer trubky
i_{nv}	kJ/kg	Entalpia napájacej vody
i_{pp}	kJ/kg	Entalpia prehriatej pary
$k_p \cdot \mu$	$1/m \cdot MPa$	Súčiniteľ zoslabenia sálenia časticami popolčeka
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	$1/m \cdot MPa$	Súčiniteľ zoslabenia sálenia nesvietivými trojatómovými plynmi
n_{x1r}	-	Počet trubiek v 1 rade
n_{xhad}	-	Počet hadov
$n_{xrad \text{ id}}$	-	Ideálny počet radov výmenníka
n_{xrad}	-	Počet radov
p_{nv}	MPa	Tlak napájacej vody
p_{pp}	MPa	Tlak prehriatej pary
p_{sp}	MPa	Parciálny tlak trojatómových plynov v spalinách
q_s	kW/m^2	Plošné zaťaženie roštu
r_{H_2O}	m^3/kg	Objemový podiel vody v spalinách

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

r_{RO_2}	m^3/kg	Objemový podiel ostatných trojatómových plynov v spalinách
$s_{\dot{z}}$	m	Rozteč 2 rebier
$t_{\dot{z}}$	m	Hrúbka rebra
t_{ad}	$^{\circ}C$	Adiabatická teplota
t_{stx}	$^{\circ}C$	Stredná teplota v danej časti
t_{xin}	$^{\circ}C$	Teplota na vstupe do danej časti kotla
$t_{xout\ skut}$	$^{\circ}C$	Skutočná teplota na výstupe z danej časti kotla
t_{xout}	$^{\circ}C$	Teplota na konci danej časti kotla
t_x	m	Hrúbka steny trubky
t_z	$^{\circ}C$	Teplota zaneseného povrchu steny
v_x	m^3/kg	Merný objem pary
w_p	m/s	Rýchlosť pary
w_{spx}	m/s	Rýchlosť spalín v danej časti kotla
$w_{spxskut}$	m/s	Skutočná rýchlosť spalín v danej časti kotla
w_{vz}	m/s	Rýchlosť vzduchu
z_{1x}	m	Priečna rozteč
z_{2x}	m	Pozdĺžna rozteč
z_{ci}	%	Strata mechanickým nedopalom i-tej časti
z_{cn}	%	Strata chemickým nedopalom
z_{fi}	%	Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov i-tej časti
z_k	%	Komínová strata
z_{so}	%	Strata zdieľaním tepla do okolia
α_1	$W/m^2.K$	Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny
α_{1r}	$W/m^2.K$	Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín
α_k	$W/m^2.K$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín
α_p	$W/m^2.K$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane pary
α_s	$W/m^2.K$	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním
η_k	%	Tepelná účinnosť kotla
σ_1	-	Pomerná priečna rozteč
σ_2'		Pomerná uhlopriečna rozteč
σ_2	-	Pomerná pozdĺžna rozteč
φ_{σ}	-	Parameter určujúci usporiadanie trubiek vo zväzku
$\psi_{\dot{z}}$	-	Koeficient char. nerovnomerné rozdelenie α_K po povrchu rebra

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

E	-	Súčiniteľ efektívnosti rebra
Pr	-	Prandtlovo číslo
a	-	Stupeň čiernosti prúdu spalín
k	$W/m^2.K$	Súčiniteľ prechodu tepla
$k.p.s$	-	Optická hustota spalín
p	MPa	Tlak v ohnisku
s	m	Účinná hrúbka sálavej plochy
Δ	%	Odchýľka tepelnej bilancie
Δt_{lnx}	$^{\circ}C$	Teplotný logaritmický spád
ΔQ	kJ/kg	Tepelná bilancia
α	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu
ε	-	Súčiniteľ zanesenia
λ	W/m^2K	Súčiniteľ tepelnej vodivosti
μ	g/m^3	Stredná hmotová koncentrácia popolčeka v spalínach
ν	m^2/s	Súčiniteľ kinematickej viskozity
ξ	-	Súčiniteľ zanesenia stien ohniska
φ	-	Súčiniteľ uchovania tepla
ψ	-	Súčiniteľ tepelnej efektívnosti stien

ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK

Obr. 1 Membránová stena I. řahu	25
Obr. 2 Schéma a základné rozmery I. řahu	26
Obr. 3 Schéma usporiadania trubic v mreži	31
Obr. 4 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z mreže	35
Obr. 5 Schéma II. řahu a membránová stena	39
Obr. 6 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z II. řahu	42
Obr. 7 Schéma obratovej komory a membránová stena.....	46
Obr. 8 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z vratnej komory	54
Obr. 9 Schéma usporiadania trubic prehrievača P3	62
Obr. 10 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z časti P3	66
Obr. 11 Schéma regulácie teploty vstrekom medzi P2 a P3	74
Obr. 12 Schéma usporiadania trubic prehrievača P2	75
Obr. 13 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z časti P2	79
Obr. 14 Schéma regulácie teploty vstrekom medzi P1 a P2	87
Obr. 15 Schéma usporiadania trubic prehrievača P1b	88
Obr. 16 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z časti P1b	92
Obr. 17 Schéma usporiadania trubic prehrievača P1a.....	95
Obr. 18 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z časti P1a.....	100
Obr. 19 Schéma usporiadania trubic OVZ2	102
Obr. 20 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z OVZ2.....	107
Obr. 21 Schéma usporiadanie trubic ekonomizéra.....	109
Obr. 22 Princíp vyhnutia trubic ekonomizéra	109
Obr. 23 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z časti EKA	114
Obr. 24 Schéma usporiadania trubic OVZ1	115
Obr. 25 Trubka OVZ1	116
Obr. 26 Pilový diagram spalín a média v kotli.....	125
Tab. 1 Prvkový rozbor paliva	14
Tab. 2 Merné entalpie a teplá zložiek spalín	17
Tab. 3 Entalpia vzduchu a spalín.....	18
Tab. 4 Bilancia popola v kotli	19
Tab. 5 Strata mechanickým nedopalom v danej časti kotla	20
Tab. 6 Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov v danej časti kotla	21
Tab. 7 Tlakové straty v jednotlivých výhrevných plochách.....	22
Tab. 8 Rozmery I. řahu	26
Tab. 9 Obsahy jednotlivých plôch I. řahu	27
Tab. 10 Základné rozmery mreže.....	31
Tab. 11 Parametre spalín v oblasti mreže.....	33
Tab. 12 Rozmery II. řahu	38
Tab. 13 Obsahy jednotlivých plôch II. řahu.....	39
Tab. 14 Parametre spalín v II. řahu	40
Tab. 15 Rozmery vratnej komory.....	45
Tab. 16 Obsahy jednotlivých plôch vratnej komory	46
Tab. 17 Parametre spalín vo vratnej komore.....	47
Tab. 18 Rozmery závesných trubic	49

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování slámy z pšenice, žita a ječmene

Tab. 19 Parametre pary v závesných trubkách vo vratnej komore	51
Tab. 20 Rozmery prehrievača P3	56
Tab. 21 Parametre spalín v časti P3	56
Tab. 22 Parametre pary v závesných trubkách v časti P3	59
Tab. 23 Parametre pary v prehrievači P3	63
Tab. 24 Rozmery prehrievača P2	68
Tab. 25 Parametre spalín v časti P2	69
Tab. 26 Parametre pary v závesných trubkách v časti P2	71
Tab. 27 Parametre pary v prehrievači P2	76
Tab. 28 Rozmery prehrievača P1b	81
Tab. 29 Parametre spalín v časti P1b	82
Tab. 30 Parametre pary v závesných trubkách v časti P1b	84
Tab. 31 Parametre pary v prehrievači P1b	89
Tab. 32 Rozmery prehrievača P1a	95
Tab. 33 Parametre spalín v časti P1a	96
Tab. 34 Parametre pary v prehrievači P1a	97
Tab. 35 Rozmery ohrievača vzduchu OVZ2	102
Tab. 36 Parametre spalín v časti OVZ2	103
Tab. 37 Parametre vzduchu v OVZ2	104
Tab. 38 Rozmery ekonomizéra	108
Tab. 39 Parametre spalín v časti ekonomizéra	110
Tab. 40 Rozmery ohrievača vzduchu OVZ1	115
Tab. 41 Parametre vzduchu v časti OVZ1	118

ZOZNAM PRÍLOH

Výkres kotla na slamu