

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF ENERGY

KOTEL NA SPALOVÁNÍ VÝPALKŮ LIHOVARŮ

STEAM BOILER FOR FYTOMASS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JAN ROTREKL

VEDOUCÍ PRÁCE

DOC. ING. ZDENĚK SKÁLA, CSC.

BRNO 2008
SUPERVI

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kotle na spalování výpalků lihovarů. Ze zadaných parametrů jsou vypočteny stechiometrické výpočty a entalpie spalin. Dále byl proveden tepelný výpočet, návrh rozměrů spalovací komory a dimenzování teplosměnných ploch. Kotel má výparník s přirozenou cirkulací a roštové ohniště.

Klíčová slova: kotel, výparník, přehřívák, ekonomizér, biomasa, výpalky lihovarů, tlaková ztráta

Annotation

This diploma thesis deals with a design of a boiler for stillage combustion. Stoichiometric calculations and enthalpies of combustion gases have been calculated from the specified parameters. In addition, heat calculation, design of the combustion chamber dimensions and dimensioning of heat surfaces were accomplished. The boiler has an evaporator with natural circulation and a fire grate.

Key terms: boiler, evaporator, superheater, economizer, biomass, stillage, pressure loss

Bibliografická citace mé práce:

ROTREKL, J. *Kotel na spalování výpalků lihovarů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 81 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám za pomoci vedoucího diplomové práce doc. Ing. Zdeňka Skály, Csc., a konzultanta Ing. Bedřicha Heinze. Dále jsem čerpal z literatury a dokumentačních materiálů a dalších zdrojů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně dne 15. 10. 2008

.....
Podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, Csc., za poskytnutí informací a cenných připomínek a Ing. Bedřichu Heinze za pomoc při řešení výpočtů diplomové práce.

1.	ÚVOD	11
1.1	Co je biomasa	11
1.2	Výhody využívání biomasy	12
1.3	Nevýhody využívání biomasy	12
1.4	Technický popis kotle	12
2.	STECHEMETRICKÉ VÝPOČTY	12
2.1.	Minimální objem vzduchu a spalin	13
2.2.	Součinitele přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin	14
2.2.1.	Množství vzduchu a spalin	14
3.	TEPELNÁ BILANCE	21
3.1.	Teplo přivedené do kotle	21
3.2.	Ztráty kotle a tepelná účinnost	21
3.2.1	Ztráta chemickým nedopalem	21
3.2.2	Ztráta mechanickým nedopalem	21
3.2.3	Ztráta sdílením tepla do okolí	22
3.2.4	Ztráta fyzickým teplem spalin	22
3.2.5	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	22
3.2.6	Tepelná účinnost kotle	23
3.3.1.	Výrobní teplo páry	23
3.3.2.	Množství paliva	23
4.	VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	24
4.1.	Tepelný výpočet ohniště	24
4.1.1.	Určení adiabatické teploty	24
4.1.2.	Poměrná teplota spalin	25
4.1.3.	Součinitel M	26
4.1.4.	Boltzmannovo číslo	26
4.1.5.	Součinitel tepelné efektivity stěn	27
4.1.6.	Stupeň černosti ohniště	27
4.1.7.	Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn	28
4.1.8.	Tepelné zatížení ohniště	28
4.1.9.	Spalovací komora	28
5.	VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH	29
5.1.	Tlak napájecí vody	29
5.2.	Rozvržení teplosměnných ploch	29
5.2.1.	Přehřívák III	30
5.2.2.	Přehřívák II	30
5.2.3.	Přehřívák I	31
5.2.4.	Závěsné trubky	32
5.2.5.	Výparník	32
5.2.6.	Ohřívák vody (EKO)	32
5.3.	Celkové potřebné teplo	33
6.	VÝPOČET I. TAHU	34
6.1.	Výpočet mříže	35
6.1.1.	Součinitel přestupu tepla	36
6.1.2.	Součinitel prostupu tepla	37
6.1.3.	Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže	38
7.	VÝPOČET II. TAHU KOTLE	39
7.1.	Předběžný výpočet spalinového kanálu	39
7.2.	Výpočet 1. části II. tahu	40

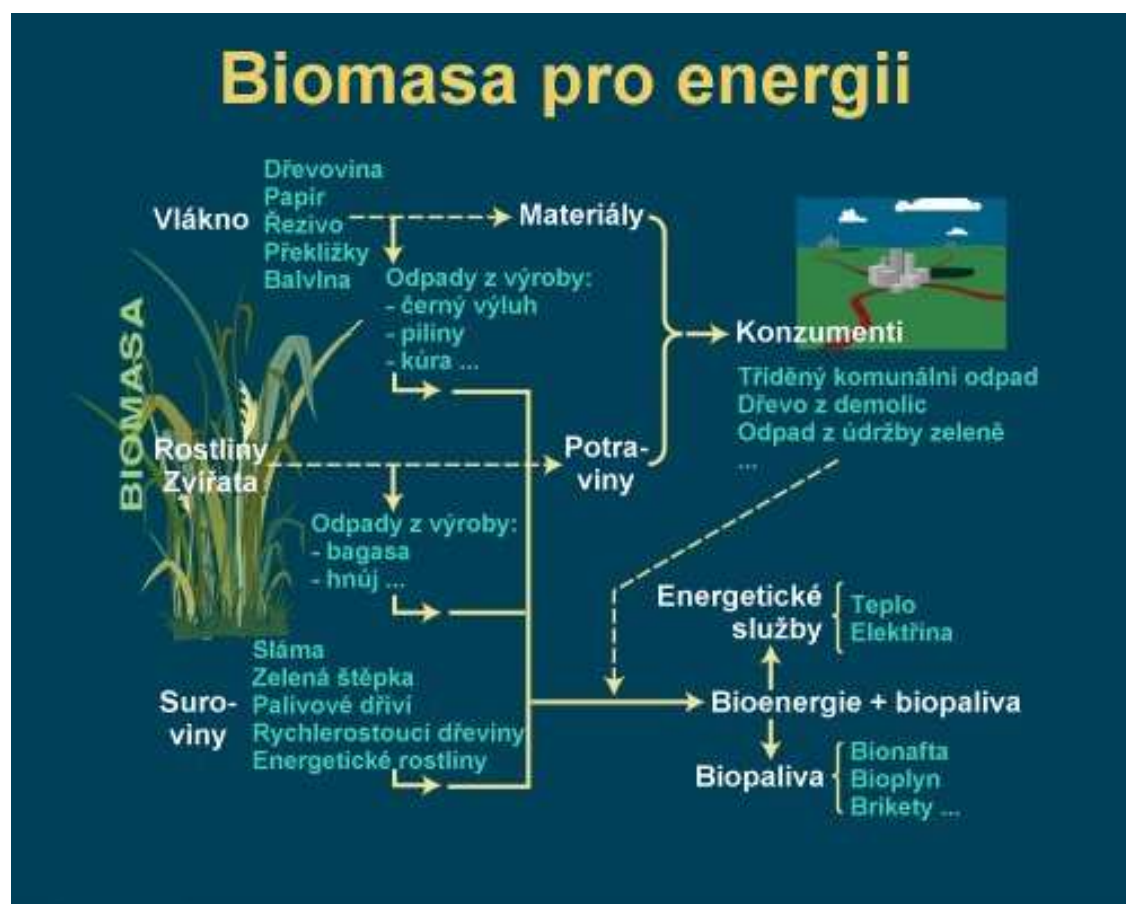
7.2.1. Výpočet membránové stěny -----	41
7.2.2. Výpočet závěsných trubek -----	43
7.2.3. Přepočet spalin na výstupu z 1. části II. tahu -----	45
7.3. Výpočet 2. části II. tahu -----	46
7.3.1. Výpočet membránové stěny -----	47
7.3.2. Výpočet přehříváku III -----	49
7.3.3. Výpočet závěsných trubek -----	51
7.3.4. Přepočet spalin na výstupu z 2. části II. tahu -----	54
7.4. Výpočet 3. části II. tahu -----	55
7.4.1. Výpočet membránové stěny -----	56
7.4.2. Výpočet přehříváku II -----	58
7.4.3. Výpočet závěsných trubek -----	61
7.4.4. Přepočet spalin na výstupu z 3. části II. tahu -----	63
8. VÝPOČET III. TAHU KOTLE -----	64
8.1. Návrh spalinového kanálu -----	64
8.2. Výpočet přehříváku I -----	65
8.3. Přepočet spalin na výstupu z 1. části III. tahu -----	68
8.4. Výpočet ekonomizéru -----	69
8.5. Přepočet spalin na výstupu z ekonomizéru -----	71
9. KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE -----	72
10. ZÁVĚR -----	73
Seznam použitých symbolů a zkratek -----	74
Seznam obrázků -----	80
Seznam tabulek -----	80
Seznam pužité literatury -----	81

1. ÚVOD

1.1 Co je biomasa

Biomasa je jedním z odvětví obnovitelných zdrojů energetiky, která v poslední době patří k nejrychleji rostoucím; v dnešní době již zabírá dvě třetiny všech obnovitelných zdrojů v Evropě a kvůli rapidnímu úbytku fosilních paliv je využívána nejen v domácnostech, ale i v tepelné energetice. V podstatě se jedná o organickou hmotu rostlinného nebo živočišného původu, která se pěstuje přímo na spalování nebo se využívají její zbytky při živočišné a zemědělské výrobě. Pokud mluvíme o biomase pěstované pro energetické účely, nejčastěji jde o rychle rostoucí dřeviny nebo polní rostliny s velkou výhrevností; např. obilí je výhodnější spalovat než z něj vyrábět chléb. Z tohoto důvodu se u nás stále více polí přeměňuje ze zemědělské plochy využívané k potravinářským účelům na pěstování biopaliv.

Odpadní biomasa je určitý druh odpadu (například při zpracovávání dřeva), ze kterého lze využít např. piliny, hobliny, kůru nebo štěpku. Jako biomasu lze využít i tříděný komunální odpad. Jeden z druhů odpadní biomasy jsou i výpalky, které vznikají při výrobě lihu. Tyto výpalky se suší a lisují do malých granulí, které se následně spalují v kotli.



Obr. 1 – Biomasa pro energii

1.2 Výhody využívání biomasy

Výhody Biomasy jako zdroje energie:

- má obnovitelný charakter,
- nahrazuje využívání fosilních paliv,
- efektivněji využívá odpadů při práci s biomateriály,
- pěstováním biomasy se lépe využívá zemědělská půda,
- energetické využití biomasy má menší dopady na životní prostředí než fosilní paliva,
- lepší doprava,
- výroba není závislá na pevně umístěných zdrojích (jako například uhelná elektrárna na uhelných dolech),
- likvidace komunálních odpadů (na 1 osobu připadá 500-800 kg komunálního odpadu za rok).

1.3 Nevýhody využívání biomasy

- Nutná úprava paliva, biomasa se musí sušit, tvarovat, z čehož vyplývá nutnost investice do nových prostorů.
- Obsahuje větší procento vody, z čehož vyplývá nižší výhřevnost.
- Pro spalování je potřeba větší objem paliva, na které je potřeba více skladovacích prostor.
- Ve srovnání s plynem, elektřinou nebo LTO je horší manipulace s palivem.
- Provoz je závislý na druhu biomasy.
- Nutnost získávat druh biomasy v lokalitě výroby.

1.4 Technický popis kotle

Diplomová práce řeší návrh kotle na spalování lihovarských výpalků. Palivo se musí nejprve vysušit a následně lisovat do malých peletek. Palivo jde ze zásobníku do podavače, který jej rozmetá v určité výšce nad roštovým ohništěm. To má za následek, že většina paliva shoří v proudu spalin, tudíž dochází k menšímu tepelnému zatížení roštu.

Přes roštové ohniště se přivádí primární vzduch s recirkulovanými spalinami, nad roštovým ohništěm je vstup pro sekundární vzduch a také pro recirkulaci. Recirkulace se provádí z důvodů zkvalitnění spalování, ke snížení teploty spalin a ke snížení tvorby NO_x. Spaliny pro recirkulaci se berou za poslední výhřevnou plochou, filtrují se a přes ventilátor se přidávají k primárnímu vzduchu. Teplota odběru spalin pro recirkulaci je 135 °C.

Mezi druhým a třetím tahem odebírám větší popeloviny z úletu, které vzhledem k tomu, že obsahují poměrnou část spalitelných složek, vracím s recirkulací zpátky do spalovacího procesu.

Při výpočtu kotle je důležité dodržet výstupní teplotu a tlak páry. Vzhledem k těmto požadavkům se zařazuje vstřikovací regulace napájecí vodou, která je umístěna za prvním a druhým přehřívákem. Výparník je s přirozenou cirkulací.

2. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Při výpočtu jsou všechny hodnoty vztaženy na 1 kg spáleného paliva. Stechiometrické výpočty slouží ke zjištění objemu vzduchu pro spalování a objemu spalin z tohoto spalování.

2.1. Minimální objem vzduchu a spalin

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O_2}{32} \right) = \frac{22,39}{100} \left(\frac{44,3}{12,01} + \frac{6,5}{4,032} + \frac{0,7}{32,06} - \frac{33,1}{32} \right) = \quad (2-1)$$

$$= 0,9577 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

C^r , H_2^r a O_2^r jsou složky v hrubém palivu

S_{prch}^r obsah prchavé složky síry v palivu

$$S_{prch}^r = \frac{S^r}{2} = \frac{0,7}{2} = 0,35 \% \quad (2-2)$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} O_{O_2 \min} = \frac{100}{21} 0,9577 = 4,5604 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-3)$$

Objem vodní páry na 1 m³ suchého vzduchu

$$V_{H_2O} = \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p} = 0,75 \cdot \frac{0,004247}{0,101 - 0,75 \cdot 0,004247} = 0,0180 \% \quad (2-4)$$

φ – relativní vlhkost vzduchu – 0,75

p'' - absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu

p_c – celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ \min} = f \cdot O_{VZ \min}^S = 1,0180 \cdot 4,5604 = 4,6424 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-5)$$

$$\text{součinitel } f = 1 + \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p} = 1 + 0,0180 = 1,0180 \quad (2-6)$$

Minimální množství suchých spalin vznikne dokonalým spálením paliva při minimálním množství vzduchu, tj. bez přebytku $\rightarrow \alpha = 1$

Objem CO₂ ve spalinách

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ \min}^S = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{44,3}{12,01} + 0,0003 \cdot 4,5604 = 0,8224 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-7)$$

Objem SO₂ ve spalinách

$$O_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{\text{prch}}^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,035}{32,06} = 0,0048 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-8)$$

Objem N₂ ve spalinách

$$O_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{\text{VZmin}}^S = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{5,4}{28,016} + 0,7805 \cdot 4,5604 = 3,6022 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-9)$$

Objem Ar ve spalinách

$$O_{\text{Ar}} = 0,0092 \cdot O_{\text{VZmin}}^S = 0,0092 \cdot 4,5604 = 0,0420 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-10)$$

Minimální množství suchých spalin

$$O_{\text{SPmin}}^S = O_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2} + O_{\text{N}_2} + O_{\text{Ar}} = 0,8224 + 0,0048 + 3,6022 + 0,0420 = 4,4714 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-11)$$

Maximální množství CO₂ ve spalinách

$$(\text{CO}_2)_{\text{max}} = \frac{O_{\text{CO}_2}}{O_{\text{SPmin}}^S} \cdot 100 = \frac{0,8224}{4,4714} \cdot 100 = 18,3935 \% \quad (2-12)$$

Minimální objem vodní páry

$$\begin{aligned} O_{\text{H}_2\text{Omin}} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{\text{VZmin}}^S = \\ &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{6,5}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{5,8}{18,016} + (1,0180 - 1) \cdot 4,5604 = 0,8764 \text{ m}^3 / \text{kg} \end{aligned} \quad (2-13)$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{\text{SPmin}} = O_{\text{SPmin}}^S + O_{\text{H}_2\text{Omin}} = 4,4714 + 0,8709 = 5,3423 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-14)$$

2.2. Součinitele přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin

Přebytek vzduchu je velice důležitou veličinou při výpočtu a následný provoz kotle. S přebytkem vzduchu se počítá proto, aby v kotli nedocházelo k nedopalu. Na základě doporučení konzultanta volím přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$.

2.2.1. Množství vzduchu a spalin**Skutečné množství vzduchu s přebytkem**

$$O_{\text{VZ}} = \alpha \cdot O_{\text{VZmin}} = 1,3 \cdot 4,6424 = 6,0352 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-15)$$

Skutečné množství spalin s přebytkem

$$O_{\text{SP}} = O_{\text{SPmin}} + (\alpha - 1) \cdot O_{\text{VZmin}} = 5,3478 + (1,3 - 1) \cdot 4,6424 = 6,7406 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-16)$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{O_{\text{SO}_2} + O_{\text{CO}_2}}{O_{\text{SP}}} = \frac{0,0048 + 0,8224}{6,7406} = 0,1227 \quad (2-17)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{O_{\text{H}_2\text{O}}}{O_{\text{SP}}} = \frac{0,9025}{6,7406} = 0,1339 \quad (2-18)$$

$$\text{kde } O_{\text{H}_2\text{O}} = O_{\text{H}_2\text{O min}} + (f - 1)(\alpha - 1) \cdot O_{\text{VZ min}}^{\text{S}} = 0,8764 + (1,0168 - 1)(1,3 - 1) \cdot 4,5604 = 0,9025 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-19)$$

Koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{\text{SP}}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 4,2}{6,7406} \cdot \frac{50}{100} = 3,1155 \text{ g} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2-20)$$

x_p – procento popela v úletu – volím 50 %

A^r – procento popelovin v původním stavu

Součet objemových částí tříatomových plynů

$$r_{\text{SP}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1227 + 0,1339 = 0,2566 \quad (2-21)$$

Tab.1 – Hodnoty spalování při různém přebytku vzduchu

α	1	1,3	1,3 recirkulace
$O_{\text{SP}} [\text{m}^3/\text{kg}]$	5,3478	6,7406	7,7334
$O_{\text{H}_2\text{O}} [\text{m}^3/\text{kg}]$	0,8764	0,9025	1,0365
$r_{\text{RO}_2} [-]$	0,1547	0,1227	0,1069
$r_{\text{H}_2\text{O}} [-]$	0,1638	0,1339	0,1340
$r_{\text{SP}} [-]$	0,3186	0,2566	0,2409
$\mu [\text{g}/\text{m}^3]$	3,9268	3,1155	2,7154

2.3. Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalín vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva

$$I_{\text{SP}} = I_{\text{SP min}} + (\alpha - 1)I_{\text{VZ min}} + I_p = 3519,7579 + (1,3 - 1) \cdot 2613,0125 + 0 = 4303,6671 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (2-22)$$

Pokud procento popelovin v palivu splňuje nerovnost, je nutné počítat s entalpií popílku.

$$A^r > \frac{6Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} = \frac{6 \cdot 17900}{41,8 \cdot 38} = 67,6152 \quad (2-23)$$

$$4,2 < 42,76$$

→ s $I_p=0$

Entalpie minimálního množství spalín

$$\begin{aligned} I_{\text{SP min}} &= O_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2} \cdot i_{\text{SO}_2} + O_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + O_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + O_{\text{Ar}} \cdot i_{\text{Ar}} = \\ &= 0,8224 \cdot 883 + 0,0048 \cdot 953 + 3,6022 \cdot 596,5 + 0,8709 \cdot 710,5 + 0,0420 \cdot 418,5 = \\ &= 3519,7579 \text{ kJ} / \text{kg} \end{aligned} \quad (2-24)$$

kde i – entalpie jednotlivých složek spalín odečtená z tab. 2.

Entalpie minimálního množství vzduchu

$$d = (f - 1) \frac{\rho_{(\text{H}_2\text{O})_0}}{\rho_{(\text{vz})_0}} \cdot 10^3 = (1,0180 - 1) \frac{0,8040}{1,2930} \cdot 10^3 = 11,1926 \text{ g / kg} \quad (2-25)$$

když $d > 10 \text{ gr/kg}$ suchého vzduchu, pak

$$c = c_s + 0,0016d \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,336 + 0,0016 \cdot 11,1926 \cdot 1,5775 = 1,3643 \text{ kJ / m}^3\text{K} \quad (2-26)$$

a z toho

$$I_{\text{vzmin}} = O_{\text{vzmin}}^s \cdot (ct)_{\text{vz}} = 4,5604 \cdot 1,3643 \cdot (450) = 2613,0125 \text{ kJ / kg} \quad (2-27)$$

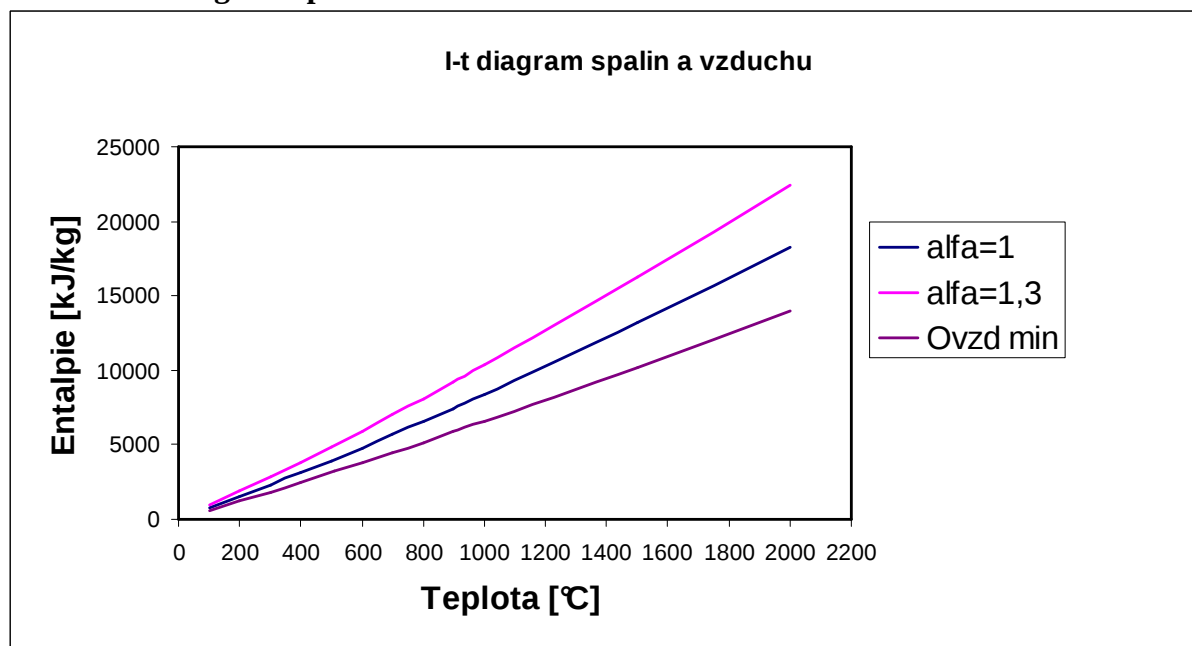
kde měrné teplo suchého vzduchu c_s a měrné teplo vodní páry $c_{\text{H}_2\text{O}}$ se odečtou z tab. 2.

Tab. 2 Entalpie složek spalin a měrné teplo

t [°C]	Entalpie složek spalin					Měrné teplo	
	CO ₂ [kJ/m ³]	N ₂ [kJ/m ³]	H ₂ O [kJ/m ³]	SO ₂ [kJ/m ³]	Ar [kJ/m ³]	c _s [kJ/m ³ K]	c _{H₂O} [kJ/m ³ K]
100	170	130	150	189	93	1,300	1,505
200	357	260	304	392	186	1,307	1,522
300	559	392	463	610	278	1,317	1,542
400	772	527	626	836	372	1,329	1,565
500	994	666	795	1070	465	1,343	1,590
600	1225	804	969	1310	557	1,356	1,615
700	1462	948	1149	1550	650	1,371	1,641
800	1705	1094	1334	1800	743	1,384	1,688
900	1952	1242	1526	2050	834	1,398	1,696
1000	2204	1392	1723	2305	928	1,410	1,723
1500	3504	2166	2779	3590	1390	1,462	1,853
2000	4844	2965	3926	4890	1855	1,453	1,963

Tab. 3 Tabulka vzduchu a produktů spalování

t	$I_{VZ\ min}$	$I_{SP\ min}$	$I_{SP} (\alpha = 1,3)$
[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
100	604,3171	743,5526	924,8477
200	1215,2778	1504,6375	1869,221
300	1837,0551	2289,6481	2840,765
400	2471,9978	3098,1183	3839,718
500	3185,3299	3933,6213	4889,22
600	3784,1611	4777,2656	5912,514
700	4464,1255	5652,7256	6991,963
800	5152,1513	6544,7273	8090,373
900	5854,1795	7453,2360	9209,49
1000	6561,4261	8377,5658	10345,99
1500	10199,0288	13180,1159	16239,82
2000	13980,3022	18185,0735	22379,16

2.4. I-t diagram spalín**Obr. 2 – I-t diagram spalín**

Entalpie spalin při recirkulaci

Jedná se o přivádění chladných spalin do primárního vzduchu, což má za následek ochlazení spalin ve spalovací komoře. Teplota recirkulovaných spalin je 140 °C, což je o 10 °C méně než na konci kotle – rozdíl způsobuje čištění vzduchu.

Koeficient recirkulace

$$r = \frac{O_r}{O_{sp}} = \frac{1}{6,7406} = 0,1484 \quad (2-28)$$

O_r a O_{sp} – objemy spalin na 1 kg paliva odebíraných na recirkulaci a v místě odběru bez vlivu na recirkulaci

Objem spalin v kterémkoli bodě od místa zavedení spalin až do místa jejich odběru

$$O_{spr} = O_{sp} + r \cdot O_{sp,od} = 6,7406 + 0,1484 \cdot 6,7406 = 7,7406 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-29)$$

kde O_{sp} – objem spalin v daném bodě bez vlivu recirkulace

Entalpie spalin v bodě jejich zavedení po smíšení

$$I_{spr} = I_{sp} + r \cdot I_{sp,od} = 17036,98 + 0,1484 \cdot 1304,1 = 17230,5 \text{ kJ / kg} \quad (2-30)$$

teplota spalin po snížení

$$\vartheta_{spr} = \frac{I_{spr}}{(O_{sp} \cdot c)_{spr}} = \frac{17230,5}{11,5689} = 1489,4 \text{ °C} \quad (2-31)$$

kde celkové měrné teplo spalin na 1 kg paliva po snížení bude

$$(O_{sp} \cdot c)_{spr} = (O_{sp} \cdot c)_{sp} + r \cdot (O_{sp} \cdot c)_{sp,od} = 10,2438 + 0,1484 \cdot 1,3250 = 11,5689 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} \quad (2-32)$$

kde I_{sp} a $(O_{sp} \cdot c)_{sp}$ – entalpie a celkové měrné teplo v místě zavedení před smíšením.

$I_{sp,od}$ a $(O_{sp} \cdot c)_{sp,od}$ – entalpie a celkové měrné teplo spalin, které zůstávají v místě odběru.

2.5.1 Teplo v ohništi

Celkové teplo dodané ohništěm

$$Q_c = Q_p + Q_{vz} + Q_{rec} \cdot r = 25195,6384 + 224,0972 + 1845,1349 \cdot 0,1484 = 27264,8705 \text{ kW} \quad (2-33)$$

kde Q_{vz} a Q_p viz dále

teplo necirkulovaných spalin

$$Q_{rec} = O_{spr1,35} \cdot I_{sp,rec} \cdot M_{pv} = 7,7406 \cdot 194,4733 \cdot 1,4076 = 1848,1349 \text{ kW} \quad (2-34)$$

2.5.2 Entalpie spalin se zahrnutím recirkulace

Přebytek vzduchu s recirkulací $\alpha = 1,35$

$$O_{vz} = (\alpha - 1) \cdot O_{vz \min} = (1,35 - 1) \cdot 4,6424 = 1,3927 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-35)$$

Podíly složek

$$\omega_{vz,c} = \frac{O_{vz,c}}{O_{sp1,3}} = \frac{1,5994}{7,7406} = 0,2066 \quad (2-36)$$

$$O_{N_2c} = O_{sp1,3} \cdot \omega_{N_21,3} \cdot r + O_{sp1,3} \cdot \omega_{N_21,3} = 7,7406 \cdot 0,1484 \cdot 0,5344 + 7,7406 \cdot 0,5344 = 4,1366 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-37)$$

$$\omega_{N_2c} = \frac{O_{N_2c}}{O_{sp,c1,3}} = \frac{3,6022}{7,7406} = 0,5366 \quad (2-38)$$

$$O_{CO_2c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{CO_21,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{CO_21,3} = 7,7406 \cdot 0,1484 \cdot 0,1220 + 7,7406 \cdot 0,1220 = 0,9445 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-39)$$

$$\omega_{CO_2c} = \frac{O_{CO_2c}}{O_{sp,c1,3}} = \frac{0,8224}{7,7406} = 0,1220 \quad (2-40)$$

$$O_{Ar,c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{Ar,c1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{Ar,c1,3} = 7,7406 \cdot 0,1484 \cdot 0,0062 + 7,7406 \cdot 0,0062 = 0,0482 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-41)$$

$$\omega_{Ar,c} = \frac{O_{Ar,c}}{O_{sp,c1,3}} = \frac{0,0480}{7,7406} = 0,0062 \quad (2-42)$$

$$O_{H_2O,c} = O_{sp1,3} \cdot r \cdot \omega_{H_2O1,3} + O_{sp1,3} \cdot \omega_{H_2O1,3} = 7,7406 \cdot 0,1484 \cdot 0,13 + 7,7406 \cdot 0,13 = 1,0064 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (2-43)$$

$$\omega_{H_2O,c} = \frac{O_{H_2O,c}}{O_{sp,c1,3}} = \frac{0,8764}{7,7406} = 0,13 \quad (2-44)$$

Entalpie spalin pro teplotu 1000 °C

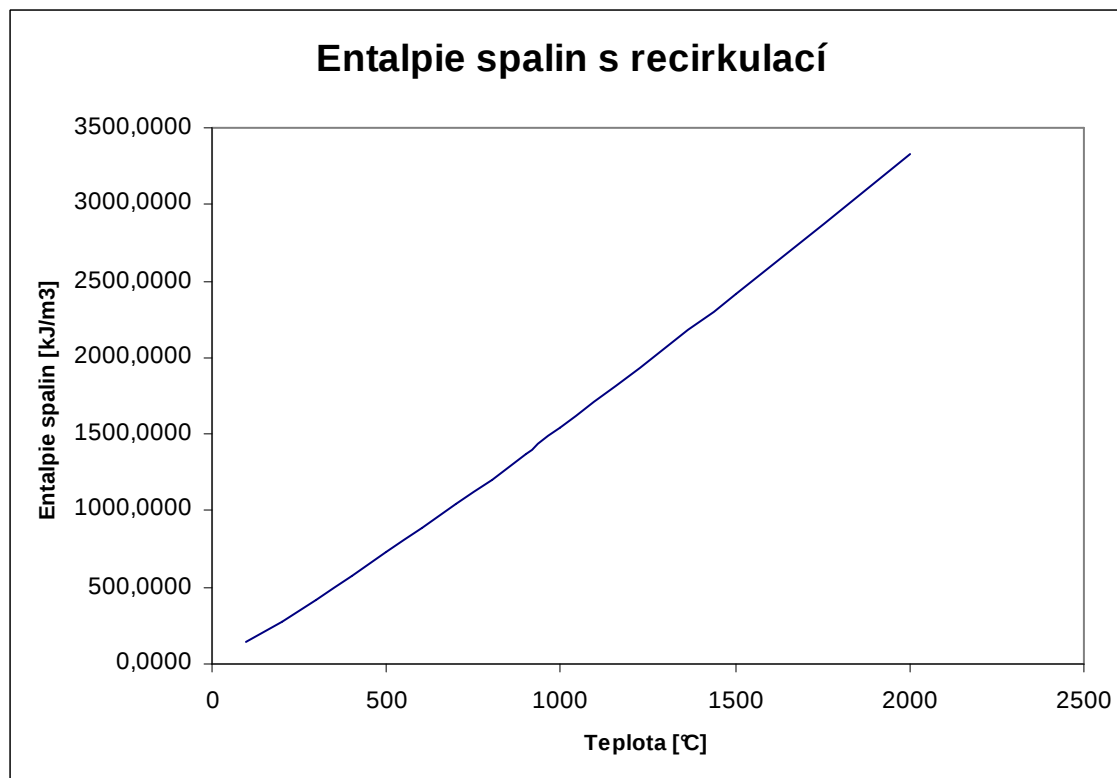
$$I_{sp,rec1000^\circ C} = \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar,c} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O,c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz,c} \cdot c_p \cdot t = 0,5344 \cdot 1392 + 0,1220 \cdot 2204 + 0,0062 \cdot 928 + 0,13 \cdot 1723 + 0,2066 \cdot 1,462 \cdot 1000 = 1544,7 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (2-45)$$

pro teplotu 1500 °C

$$I_{sp,rec1500^\circ C} = \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2c} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2c} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar,c} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O,c} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz,c} \cdot c_p \cdot t = 0,5344 \cdot 2166 + 0,1220 \cdot 3504 + 0,0062 \cdot 1390 + 0,13 \cdot 2779 + 0,2066 \cdot 1,474 \cdot 1500 = 2411,9 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (2-46)$$

Tab. 4 Entalpie spalin s recirkulací

t	I_{SP}	I_{SP}
[°C]	[kJ/m ³]	[kJ/kg]
100	138,1090	1068,9329
200	279,1016	2160,1869
300	424,1744	3283,0229
400	573,2623	4436,9377
500	727,1657	5628,1249
600	882,7726	6832,4954
700	1043,9723	8080,1545
800	1207,9535	9349,3448
900	1374,9678	10642,0111
1000	1544,7018	11955,7281
1500	2411,8916	18667,7647
2000	3329,0085	25766,1361

Obr. 3 I-t diagram spalin s recirkulací

3. TEPELNÁ BILANCE

3.1. Teplo přivedené do kotle

Vztaženo na 1 kg tuhého paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 17900 + 0 = 17900 \text{ kJ / kg} \quad (3-1)$$

Q_i^r – výhřevnost paliva.

i_p – fyzické teplo paliva – počítá se tehdy, jestli se palivo předehřívá mimo kotel. Pokud se ale palivo nepředehřívá, zohledňuje se fyzické teplo jen u paliva, kde obsah vody splňuje podmínku

$$W_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = \frac{17900}{4,19 \cdot 150} = 28,48 \quad (3-2)$$

$5,8\% \geq 28,48\% \rightarrow$ podmínka není splněna, a proto fyzické teplo nezohledňujeme.

3.2. Ztráty kotle a tepelná účinnost

Tepelná účinnost kotle se odvíjí od velikosti jednotlivých tepelných ztrát. Pro výpočet nového kotle musíme tyto ztráty odhadnout. Budeme rozlišovat těchto pět základních ztrát:

- ztráta hořlavinou ve spalínách (chemickým nedopalem) Z_{CO} ,
- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem) Z_c ,
- ztráta sdílením tepla do okolí (sáláním) Z_{SO} ,
- ztráta fyzickým teplem spalin (komínová) Z_k ,
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f .

3.2.1 Ztráta chemickým nedopalem

Také ztráta hořlavinou ve spalínách je dána nedokonalým spalováním a projevuje se přítomností nespálených plynů ve spalínách – CO, H₂, CH. Tuto ztrátu volím dle konzultací a literatury [1].

$$Z_{CO} = 0,5\%$$

3.2.2 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích je způsobena obsahem uhlíku v těchto zbytcích:

$$Z_c = \frac{C}{100 - C} \cdot \frac{X}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_c = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{100}{100} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 32600 = 0,4\% \quad (3-3)$$

C – podíl hořlaviny ve zbytcích.

X – podíl popela ve zbytcích.

A^r – podíl popela v palivu.

Q_p^p – teplo přivedené do kotle 1 kg paliva.

Q_c je průměrná hodnota výhřevnosti. Čerpáno z konzultace a literatury [1].

3.2.3 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sáláním závisí na kvalitě izolace stěn, velikosti povrchu a výkonu kotle. Je to ztráta, při které teplo uniká pláštěm do okolí. Čerpáno z literatury [1].

$$Z_{SO} = 1,1\%$$

3.2.4 Ztráta fyzickým teplem spalin

Bývá také označována jako komínová ztráta, představuje teplo odcházející v plynných spalinách. Nejvýznamnější ztráta, nejvíce ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Její velikost se mění v závislosti na přebytku vzduchu a teplotě na konci kotle.

$$Z_K = (100 - Z_C) \cdot \frac{(I_{SP} - I_{VZ})}{Q_P^P} = (100 - 0,4) \cdot \frac{(1091,25 - 162,41)}{17900} = 5,2\% \quad (3-4)$$

I_{SP} – entalpie spalin při teplotě a přebytku vzduchu za kotlem

$$I_{SP} = I_{SP_{min}} + (\alpha - 1)I_{VZ_{min}} = 1049,14 + (1,35 - 1) \cdot 120,30 = 1091,25 \text{ kJ / kg} \quad (3-5)$$

I_{VZ} – entalpie vzduchu s přebytkem vzduchu za kotlem a při teplotě okolí

$$I_{VZ} = I_{VZ_{min}} \cdot \alpha = 120,3020 \cdot 1,35 = 162,4077 \text{ kJ / kg} \quad (3-6)$$

Entalpii spalin a vzduchu беру při teplotě 140 °C a přebytku vzduchu 1,35.

3.2.5 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = Z_{fS} + Z_{fU} = 0,0692 + 0,0142 = 0,083\% \quad (3-7)$$

Z_{fS} – ztráta ve škváře nebo strusce

Z_{fU} – ztráta v úletu

$$Z_{fS} = \frac{X_S}{100 - C_S} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_S \cdot t_S = \frac{50}{100 - 5} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 0,9340 \cdot 600 = 0,0692\% \quad (3-8)$$

$$Z_{fU} = \frac{X_U}{100 - C_U} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_U \cdot t_U = \frac{50}{100 - 5} \cdot \frac{4,2}{17900} \cdot 0,8232 \cdot 140 = 0,0142\% \quad (3-9)$$

C_S, C_U – podíl hořlaviny ve škváře, v úletu

X_S, X_U – podíl popela ve škváře, v úletu

A^r – podíl popela v palivu

c_S, c_U – měrné teplo tuhých zbytků

t_S, t_U – teplota tuhých zbytků

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Z vypočtených ztrát lze vypočítat hrubou účinnost kotle

$$\eta_K = 100 - \sum Z = 100 - 7,8 = 92,3\% \quad (3-10)$$

$$\sum Z = Z_{CO} + Z_C + Z_{SO} + Z_K + Z_f + Z_n = 0,5 + 0,4 + 1,1 + 5,2 + 0,083 + 0,5 = 7,7\% \quad (3-11)$$

Z_n – ztráty nepočitatelné

3.3.1. Výrobní teplo páry

Bývá také označováno jako celkový tepelný výkon kotle:

$$Q_V = M_{pp} (i_{pp} - i_{nv}) + M_{mp} \cdot (i_2 - i_1) + M_o \cdot (i' - i_{nv}) + M_{op} \cdot (i'' - i_{nv}) =$$

$$= 8,3333 \cdot (3253,52 - 444,257) = 23410,53 \text{ kW} \quad (3-12)$$

M_{pp} – parní výkon kotle [kg/s] M_{mp} – množství přehřáté páry neuvažuji, M_o – množství odluhu volím 0,5 %, při menším množství než 2 % neuvažuji, M_{op} – množství odebírané syté páry je uvažováno pouze pro paliva s vlhkostí vyšší než 50 %.
 i_{pp} – entalpie přehřáté páry [kJ/kg] beru při 420 °C a 4,5 Mpa.

3.3.2. Množství paliva

Přivedeného do kotle:

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{23410,53}{17900 \cdot \frac{92,7}{100}} = 1,42 \text{ kg/s} \quad (3-13)$$

Skutečně spálené (výpočtové):

$$M_{pV} = M_p \cdot \left(1 - \frac{Z_C}{100}\right) = 1,42 \cdot \left(1 - \frac{0,4}{100}\right) = 1,412 \text{ kg/s} \quad (3-14)$$

4. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

K výpočtu spalovací komory je potřeba navrhnout nejdříve její rozměry. Ty se odvodí od plošného zatížení roštu, který se dle rad konzultanta volí $1,9 \text{ MW/m}^2$.

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_o} \Rightarrow S_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{1,41 \cdot 17900}{1900} = 13,28 \text{ m}^2 \quad (4-1)$$

Z toho volím rozměry spalovací komory

Šířka (a) – 2,7 m

Hloubka (b) – 4,95 m

Výška – 11,35 m

Plocha otrubkovaných stěn

$$F_{ST} = 2 \cdot b \cdot c + 2 \cdot a \cdot c + a \cdot b = 2 \cdot 4,95 \cdot 11,35 + 2 \cdot 2,7 \cdot 11,35 + 2,7 \cdot 4,92 = 187,02 \text{ m}^2 \quad (4-2)$$

Účinná sálavá plocha stěn

$$F_{\dot{U}S} = F_{ST} \cdot x_{ST} = 187,02 \cdot 0,95 = 177,669 \text{ m}^2 \quad (4-3)$$

x_{ST} – úhlový součinitel trubkové stěny, volen dle [1]

Aktivní objem ohniště

$$V_o = a \cdot b \cdot c = 2,7 \cdot 4,95 \cdot 11,35 = 151,69 \text{ m}^3 \quad (4-4)$$

4.1. Tepelný výpočet ohniště

4.1.1. Určení adiabatické teploty

Teplo v ohništi bez použití recirkulace

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{223,6021 + 25133,9814}{7,741 \cdot 1,412} = 2679,186 \text{ kJ/m}^3 \quad (4-5)$$

Teplo vzniklé spálením paliva

$$Q_p = M_{pv} \cdot Q_i^r = 1,412 \cdot 17900 = 25276,248 \text{ kW} \quad (4-6)$$

Teplo dodané se vzduchem

$$Q_{vz} = O_{vz \min} \cdot M_{pv} \cdot I_{vz} \cdot \alpha = 4,6424 \cdot 1,412 \cdot 26,38 \cdot 1,3 = 224,814 \text{ kW} \quad (4-7)$$

$$I_{vz} = c \cdot t = 1,319 \cdot 20 = 26,38 \text{ kJ/m}^3 \quad (4-8)$$

c, t – měrné teplo vzduchu při dané teplotě

Složení spalin

$$\omega_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp}} = \frac{3,6022}{7,7406} = 0,5344 \quad (4-9)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,8709}{7,7406} = 0,13 \quad (4-10)$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,8224}{7,7406} = 0,122 \quad (4-11)$$

$$\omega_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{sp}} = \frac{0,0420}{7,7406} = 0,0062 \quad (4-12)$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,0048}{7,7406} = 0,0007 \quad (4-13)$$

$$\omega_{vz} = \frac{(\alpha - 1) \cdot O_{vz, min}}{O_{sp}} = \frac{(1,3 - 1) \cdot 4,6424}{7,7406} = 0,2066 \quad (4-14)$$

Pro určení teploty z výše vypočtené entalpie se musí dopočítat entalpie, mezi kterými se pak dopočítá teplota.

Pro 1500 °C:

$$\begin{aligned} I_{sp1500^\circ C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,5344 \cdot 2466 + 0,122 \cdot 3504 + 0,0062 \cdot 1390 + 0,0007 \cdot 3590 + 0,13 \cdot 2779 + 0,2066 \cdot 1,4931 \cdot 1500 = \\ &= 2580,7057 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned} \quad (4-15)$$

Pro 2000 °C:

$$\begin{aligned} I_{sp2000^\circ C} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{vz} \cdot c_p \cdot t = \\ &= 0,5344 \cdot 2965 + 0,122 \cdot 4844 + 0,0062 \cdot 1855 + 0,0007 \cdot 4890 + 0,1293 \cdot 3926 + 0,2066 \cdot 1,535 \cdot 2000 = \\ &= 3335,432 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned} \quad (4-16)$$

Z entalpie I_{SP} se potom vypočítá teplota $t_{ad} = 1565,24 \text{ °C}$

4.1.2. Poměrná teplota spalin

Výpočet teploty spalin na konci spalovací komory; přenos se uvažuje pouze sáláním, konvekce se zanedbává.

$$\Theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} \quad (4-17)$$

T_o – absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště

T_a – teoretická teplota při spalování

Koncová teplota

Teoretická teplota ϑ_a se určí z užitečného tepla uvolněného při spalování, které se rovná entalpii spalin při teoretické teplotě a přebytku vzduchu na konci ohniště.

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0,6}} - 273 [^{\circ}\text{C}] \quad (4-18)$$

Pro výpočet je nejprve nutné si zvolit teplotu $\vartheta_o = 850 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a následně ji dopočítat a zkontrolovat správnost odhadu.

$$\vartheta_o = \frac{1565,2 + 273}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,6698}{0,592} \right)^{0,6}} - 273 = 850,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4-19)$$

Teplota se od zvolené liší o $0,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, můžeme ji považovat za teplotu na konci ohniště.

4.1.3. Součinitel M

Závisí na poměrné výšce maximální teploty plamene x_o , které je pro roštové ohniště rovno 0.

M se pro tuhá paliva spočítá podle vzorce

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (4-20)$$

4.1.4. Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{PV} \cdot \overline{O_{SP-C}}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{ST} \cdot T_a^3} = \frac{0,988 \cdot 1,412 \cdot 12,005}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4275 \cdot 187,02 \cdot 1839,4^3} = 0,592 \quad (4-21)$$

T_a – teoretická teplota plamene

M_{PV} – množství skutečně spáleného paliva

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} = 1 - \frac{1,1}{92,3 + 1,1} = 0,988 \quad (4-22)$$

Z_{SO} – ztráta sáláním do okolí

η_k – tepelná účinnost kotle

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{SP-C}} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{18192,71 - 9606,577}{1565,2 - 850,8} = 12,005 \text{ kJ/kg} \quad (4-23)$$

I_u – teplo uvolněné v ohništi

I_o – teplo spalin na výstupu z ohniště

ϑ_o – teplota spalin na výstupu z ohniště

ϑ_a – adiabatická teplota

$$I_U = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_C}{100 - Z_C} + Q_{vz} + r \cdot I_{spr} \quad (4-24)$$

$$I_U = 17900 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0,4}{100 - 0,4} + 159,221 + 0,149 \cdot 1505,585 = 18192,71 \text{ kJ / kg}$$

Q_p^p – teplo přivedené do kotle

Z_{CO} – ztráta chemickým nedopalem

Z_C – ztráta mechanickým nedopalem

Q_{vz} – teplo přivedené do kotle se vzduchem

$$Q_{vz} = 224,814 \text{ kW} \Rightarrow \frac{Q_{vz}}{M_{pv}} = \frac{224,814}{1,405} = 159,208 \text{ kJ / kg} \quad (4-25)$$

4.1.5. Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = x \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275 \quad (4-26)$$

x – úhlový součinitel, voleno dle [1]

ξ – součinitel zanesení stěn, voleno dle [1]

4.1.6. Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{ST}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{ST}}\right)} = \frac{0,423 + (1 - 0,423) \cdot \frac{13,365}{187,02}}{1 - (1 - 0,423) \cdot (1 - 0,4275) \cdot \left(1 - \frac{13,365}{187,02}\right)} = 0,6698 \quad (4-27)$$

Plocha hořící vrstvy na roštu

$$R = a \cdot b = 2,7 \cdot 4,95 = 13,365 \text{ m}^2 \quad (4-28)$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,885 \cdot 0,1 \cdot 2,92} = 0,423 \quad (4-29)$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{ST}} = 3,6 \cdot \frac{151,69}{187,02} = 2,92 \text{ m} \quad (4-30)$$

V_o – aktivní objem ohniště

F_{ST} – celkový povrch stěn

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu + 10k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = 1,567 + 0,169 + 0,15 = 1,885 \quad (4-31)$$

součinitele $k_k = 1$, $\chi_1 = 0,5$, $\chi_2 = 0,03$ jsou voleny z [1]

Součinitel zeslabení tříatomových plynů

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (4-32)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,0256 \cdot 3,92}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{850 + 273}{1000} \right) \cdot 0,2566 = 1,565 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (4-33)$$

p_{sp} – parciální tlak tříatomových plynů = $p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2558 = 0,0256 \text{ MPa}$

T_o – teplota na konci ohniště

Součinitel zeslabení sálání popelkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1123,2^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,116 = 0,169 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (4-34)$$

μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách, voleno dle [1]

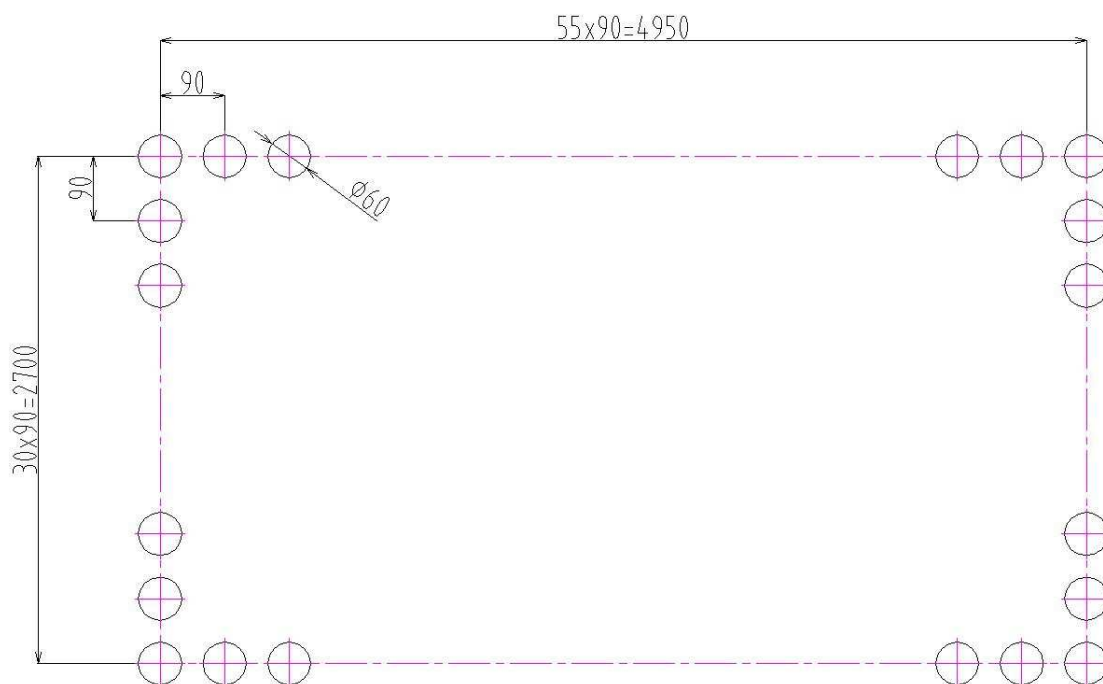
4.1.7. Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi(I_U - I_o) = 0,988 \cdot (18192,271 - 9606,577) = 8484,9514 \text{ kJ/kg} \quad (4-35)$$

4.1.8. Tepelné zatížení ohniště

$$q = \frac{Q_s \cdot M_{pv}}{F_{ús}} = \frac{8484,951 \cdot 1,412}{177,669} = 67,4368 \text{ kW/m}^2 \quad (4-36)$$

$F_{ús}$ – účinná sálavá plocha stěn ohniště

4.1.9. Spalovací komora

Obr. 4. – Membrána ve spalovací komoře

5. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH

Tlakové ztráty

Přehřívák $\Delta p_{př} = 0,2 \text{ MPa}$

Výparník $\Delta p_{vyp} = 0 \text{ MPa}$

Ekonomizér $\Delta p_{eko} = 0,3 \text{ MPa}$

Závěsné trubky $\Delta p_{zt} = 0,05 \text{ MPa}$

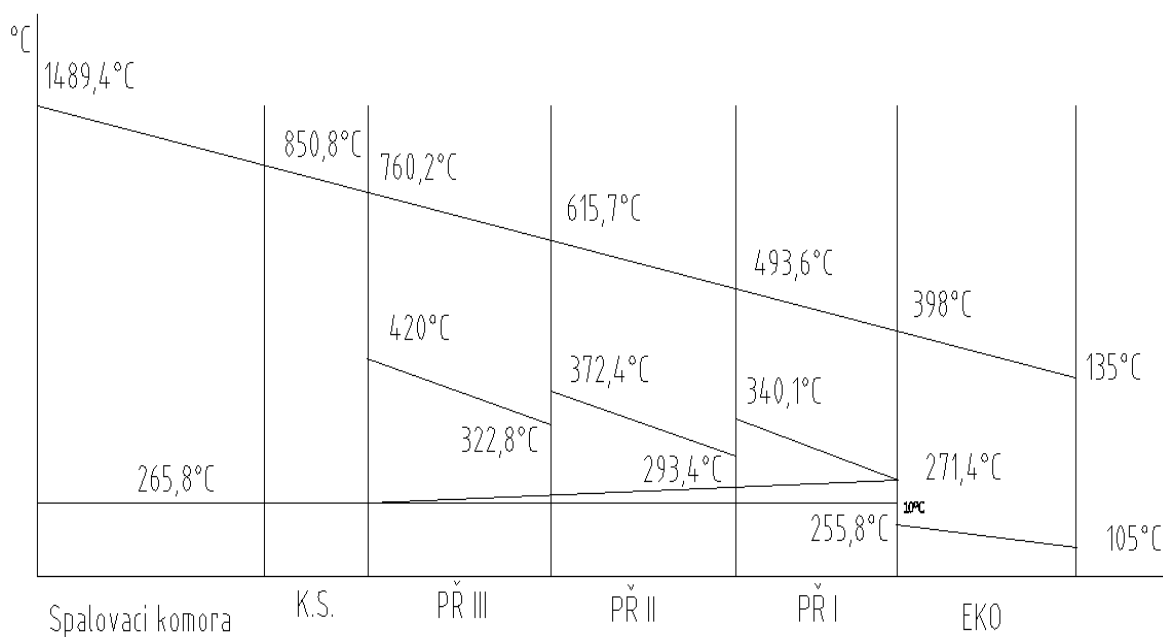
5.1. Tlak napájecí vody

$$p_{nv} = p_v + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} + \Delta p_{zt} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{eko} =$$

$$= 4,5 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,05 + 0 + 0,3 = 5,45 \text{ MPa} \quad (5-1)$$

5.2. Rozvržení teplosměnných ploch

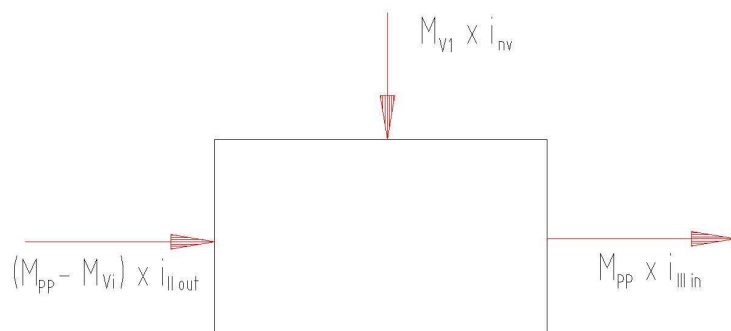
Obr.5 – Přehled výhřevných ploch



5.2.1. Přehřívák III

Výstupní teplota	$t_{III\text{out}} = 420^\circ\text{C}$
Výstupní tlak	$p_v = 4,5\text{ MPa}$
Výstupní entalpie	$i_{III\text{out}} = 3253,52\text{ kJ/kg}$
Entalpický spád	$\Delta i_{III} = 250\text{ kJ/kg}$
Vstupní entalpie	$i_{III\text{in}} = i_{III\text{out}} - \Delta i_{III} = 3253,52 - 250 = 3003,52\text{ kJ/kg}$
Vstupní tlak	$p_{III\text{in}} = 4,7\text{ MPa}$
Vstupní teplota	$t_{III\text{in}} = 322,8^\circ\text{C}$
Spotřebované teplo	$Q_{III} = M_{pp} \cdot \Delta i_{III} = 8,333 \cdot 250 = 2083,3\text{ kW}$

5.2.2. Přehřívák II



Na výstupu z tohoto přehříváku je dán vstřík pro regulaci teploty, tento vstřík je 5 % z celkového množství páry.

$$\text{Množství vstříku } M_{v1} = 0,05 \cdot M_{pp} = 0,05 \cdot 8,3333 = 0,417\text{ kg/s} \quad (5-2)$$

$$\text{Bilanční rovnice } (M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{II\text{out}} + M_{v1} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{III\text{in}} \quad (5-3)$$

Výstupní entalpie

$$i_{II\text{out}} = \frac{M_{pp} \cdot i_{III\text{in}} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1}} = \frac{8,333 \cdot 3003,52 - 0,417 \cdot 444,257}{8,333 - 0,417} = 3138,332\text{ kJ/kg} \quad (5-4)$$

$$\text{Výstupní tlak } p_{II\text{out}} = p_v + \Delta p_{III} = 4,5 + 0,2 = 4,7\text{ MPa} \quad (5-5)$$

$$\text{Výstupní teplota } t_{II\text{out}} = 374,2^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpický spád } \Delta i_{II} = 230\text{ kJ/kg}$$

$$\text{Vstupní entalpie } i_{II\text{in}} = i_{II\text{out}} - \Delta i_{II} = 3138,332 - 220 = 2908,332\text{ kJ/kg} \quad (5-6)$$

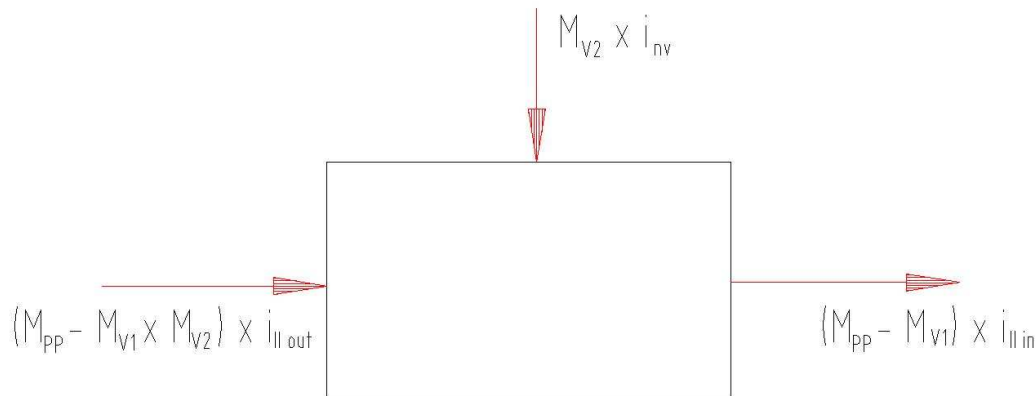
$$\text{Vstupní tlak } p_{II\text{in}} = p_v + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} = 4,5 + 0,2 + 0,2 = 4,9\text{ MPa} \quad (5-7)$$

$$\text{Vstupní teplota } t_{II\text{in}} = 293,4^\circ\text{C}$$

Spotřebované teplo

$$Q_{II} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot (i_{II\text{out}} - i_{II\text{in}}) = (8,333 - 0,417) \cdot (3138,332 - 2908,332) = 1820,757\text{ kW} \quad (5-8)$$

5.2.3. Přehřívák I



Na výstupu z tohoto přehříváku je dán vstřík pro regulaci teploty, tento vstřík je 5 % z celkového množství páry.

$$\text{Množství vstříku } M_{v2} = 0,05 \cdot M_{pp} = 0,05 \cdot 8,3333 = 0,417 \text{ kg/s} \quad (5-9)$$

$$\text{Bilanční rovnice } (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot i_{I \text{ out}} + M_{v2} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{II \text{ in}} \quad (5-10)$$

Výstupní entalpie

$$i_{I \text{ out}} = \frac{(M_{pp} - M_{v1}) \cdot i_{II \text{ in}} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}} = \frac{(8,333 - 0,417) \cdot 2908,332 - 0,417 \cdot 444,257}{8,333 - 0,417 - 0,417} = 3045,3 \text{ kJ/kg} \quad (5-11)$$

$$\text{Výstupní tlak } p_{I \text{ out}} = p_v + \Delta p_{III} + \Delta p_{III} = 4,5 + 0,2 + 0,2 = 4,9 \text{ MPa} \quad (5-12)$$

$$\text{Výstupní teplota } t_{I \text{ out}} = 340,1^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpický spád } \Delta i_I = 213,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Vstupní tlak } p_{I \text{ in}} = p_v + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} = 4,5 + 0,2 + 0,2 + 0,2 = 5,1 \text{ MPa} \quad (5-13)$$

$$\text{Vstupní teplota } t_{I \text{ in}} = 271,1^\circ\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie } i_{I \text{ in}} = 2829,43 \text{ kJ/kg}$$

Spotřebované teplo

$$Q_I = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{I \text{ out}} - i_{I \text{ in}}) = (8,333 - 0,417 - 0,417) \cdot (3045,3 - 2829,43) = 1618,87 \text{ kW} \quad (5-14)$$

5.2.4. Závěsné trubky

Slouží jako závěs pro trubky třetího a druhého přehříváku, proudí jím pára z bubnu, která se po průchodu závěsnými trubkami přivádí do přehříváku I.

Výstupní teplota $t_{zt\ out} = 271,4^{\circ}\text{C}$

Výstupní tlak $p_{zt\ out} = 5,1\ \text{MPa}$

Výstupní entalpie $i_{zt\ out} = 2829,43\ \text{kJ/kg}$

Vstupní teplota $t_{zt\ in} = 265,8^{\circ}\text{C}$

Vstupní tlak $p_{zt\ in} = 5,15\ \text{MPa}$

Vstupní entalpie $i_{zt\ in} = 2792,96\ \text{kJ/kg}$

Spotřebované teplo

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{zv\ out} - i_{zv\ in}) = (8,333 - 0,417 - 0,417) \cdot (2829,43 - 2792,96) = 173,5\ \text{kW} \quad (5-15)$$

5.2.5. Výparník

Teplota i tlak jsou konstantní, dochází zde k fázové přeměně.

Teplota sytosti $t_{syt} = 265,8^{\circ}\text{C}$

Tlak

$$p_{vyp} = p_v + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} + \Delta p_{př} + \Delta p_{zt} = 4,5 + 0,2 + 0,2 + 0,2 + 0,05 = 5,15\ \text{MPa} \quad (5-16)$$

Entalpie syté páry $i'' = 2792,93\ \text{kJ/kg}$

Entalpie syté kapaliny $i' = 1163,96\ \text{kJ/kg}$

Spotřebované teplo

$$Q_{vyp} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i'' - i') \quad (5-17)$$

$$Q_{vyp} = (8,3333 - 0,417 - 0,417) \cdot (2792,93 - 1163,96) = 12216,19\ \text{kW}$$

5.2.6. Ohřívák vody (EKO)

Výstupní tlak $p_{EKO\ out} = 5,15\ \text{MPa}$

Výstupní teplota $t_{EKO\ out} = 255,8^{\circ}\text{C}$

Výstupní entalpie $i_{EKO\ out} = 1114,07\ \text{kJ/kg}$

Vstupní tlak $p_{EKO\ in} = 5,45\ \text{MPa}$

Vstupní teplota $t_{EKO\ in} = t_{nv} = 105^{\circ}\text{C}$

Vstupní entalpie $i_{EKO\ in} = 444,257\ \text{kJ/kg}$

Spotřebované teplo

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v1} - M_{v2}) \cdot (i_{EKO\ out} - i_{nv}) \quad (5-18)$$

$$Q_{EKO} = (8,3333 - 0,417 - 0,417) \cdot (1114,07 - 444,257) = 5023,15\ \text{kW}$$

5.3. Celkové potřebné teplo

Jedná se o součet jednotlivých částí kotle.

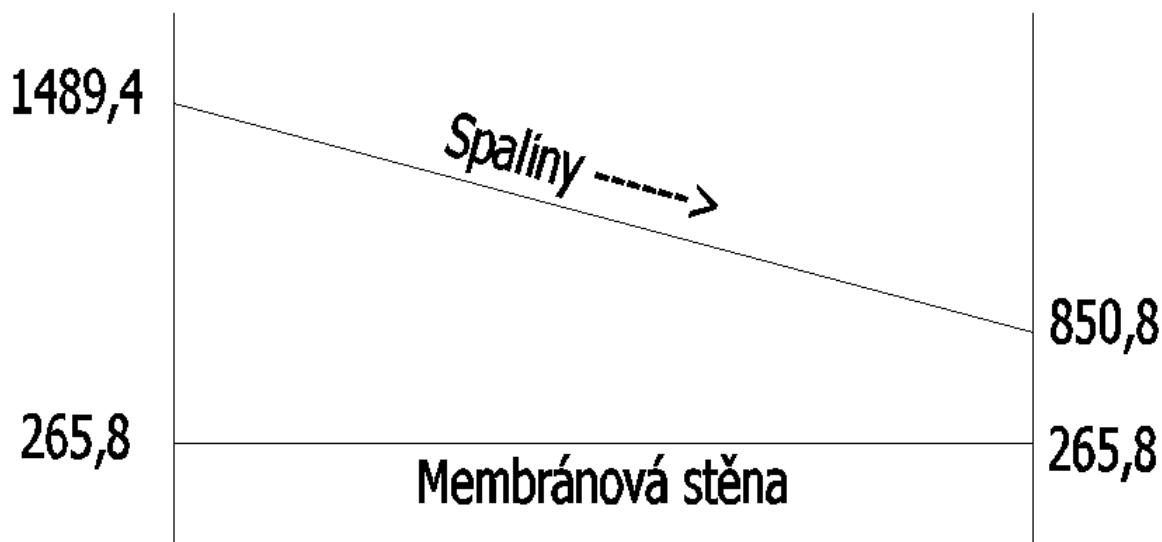
$$Q_c = Q_{III} + Q_{II} + Q_I + Q_{zt} + Q_{vyp} + Q_{EKO} \quad (5-19)$$

$$Q_c = 2083,3 + 1820,73 + 1618,87 + 273,5 + 12216,19 + 5023,15 = 23035,8 \text{ kW}$$

Tab 6. – Přehled výhřevných ploch

Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Entalpický spád [kJ/kg]	Potřebné teplo [kW]
EKO	VSTUP	105	5,45	444,257	669,882	5023,15
	VÝSTUP	255,8	5,15	1114,07		
VYP	VSTUP	265,8	5,15	1163,96	1628,97	12216,19
	VÝSTUP	265,8	5,15	2792,93		
Záv. Tr.	VSTUP	265,8	5,15	2792,93	36,47	273,5
	VÝSTUP	271,1	5,1	2829,43		
Př. I	VSTUP	271,1	5,1	2829,43	213,87	1618,87
	VÝSTUP	340,1	4,9	3043,3		
Př. II	VSTUP	293,4	4,9	2908,332	230	1820,757
	VÝSTUP	374,2	4,7	3138,332		
Př. III	VSTUP	322,85	4,7	3003,52	250	2083,3
	VÝSTUP	420	4,5	3253,52		

6. VÝPOČET 1. TAHU



Teplota v ohništi $t_1 = 1489,4^\circ\text{C}$

Teplota na konci 1. tahu $t_2 = 850,8^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin $t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1489,4 + 850,8}{2} = 1170,1^\circ\text{C} = 1443,3\text{K}$ (6-1)

Rozměry prvního tahu

Šířka (a) 2,7 m

Hloubka (b) 4,95 m

Výška (h) 11,35 m

Teplo předané výparníku

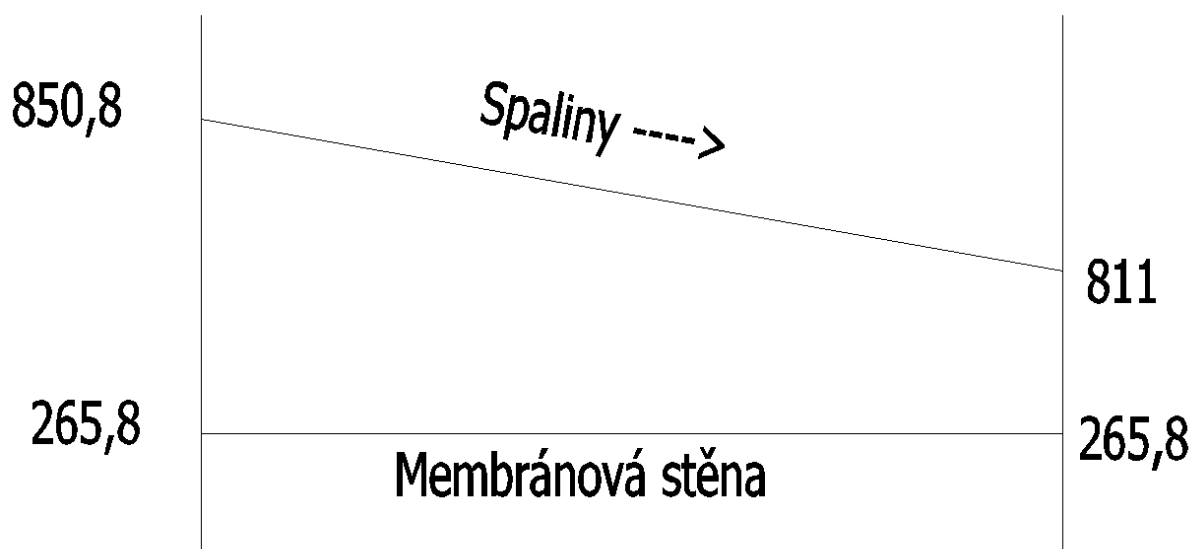
$$Q = O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}} \cdot \Delta I_{\text{spr}} = 7,741 \cdot 1,412 \cdot 1100,65 = 12030,389 \text{ kW} \quad (6-2)$$

$$\Delta I_{\text{spr}} = I_{\text{spr}1489,4^\circ\text{C}} - I_{\text{spr}850,8^\circ\text{C}} = 2393,477 - 1292,83 = 1100,65 \text{ kJ/m}^3 \quad (6-3)$$

$I_{\text{spr}1489,4^\circ\text{C}}, I_{\text{spr}850,8^\circ\text{C}}$ – z tabulky 3.

6.1. Výpočet mříže

Mříž tvoří přechod mezi prvním a druhým tahem. Je tvořena rozvolněním membránové stěny, a to tak, že mezi trubkami není ve směru toku praporek a každá druhá trubka je vyhnutá ve směru toku spalin.



Vstupní teplota $t_1 = 850,8^\circ\text{C}$

Výstupní teplota $t_2 = 811^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin $t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{850,8 + 811}{2} = 830,9^\circ\text{C}$ (6-4)

Uvažovaná rychlost spalin $w_{\text{sp}} = 7 \text{ m/s}$

Počet trubek v jedné řadě $z_1 = 13$

Počet řad $z_2 = 3$

Průměr trubek $d = 0,06 \text{ m}$

Výpočet výšky rozvolnění

$$c = \frac{O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}}}{w_{\text{sp}} \cdot (a - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{\text{stř}}}{273} = \frac{7,741 \cdot 1,412}{7 \cdot (2,7 - 13 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 830,9}{273} = 3,288 \text{ m}$$

uvažuji rozvolnění $c = 3,3 \text{ m}$

Přepočet rychlosti spalin v mříži

$$w_{\text{sp}} = \frac{O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}}}{c \cdot (b - z_1 \cdot d)} \cdot \frac{273 + t_{\text{stř}}}{273} = \frac{7,761 \cdot 1,412}{3,3 \cdot (2,7 - 13 \cdot 0,06)} \cdot \frac{273 + 830,9}{273} = 6,976 \text{ m}$$

6.1.1. Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí.

$$\alpha_k = c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (6-7)$$

$$\alpha_k = 0,362 \cdot 0,8889 \cdot \frac{0,096}{0,06} \cdot \left(\frac{6,976 \cdot 0,06}{1,39 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,6} \cdot 0,604^{0,33} = 52,973 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_s – oprava na uspořádání svazku

c_z – oprava na počet podélných řad

$\nu = 1,39 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ – součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,096 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$Pr = 0,604$ – Prandtlovo číslo

Oprava na uspořádání svazku

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} = 0,34 \cdot 1,871^{0,1} = 0,362 \quad (6-8)$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{4 - 1}{2,6034 - 1} = 1,871 \quad (6-9)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{0,24}{0,06} = 4 \quad (6-10)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,1}{0,06} = 1,6667 \quad (6-11)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4^2 + 1,6667^2} = 2,6034 \quad (6-12)$$

příčná rozteč $s_1 = 0,24 \text{ m}$

podélná rozteč $s_2 = 0,1 \text{ m}$

Oprava na počet podélných řad

$$c_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2 = 4 \cdot 3^{0,02} - 3,2 = 0,8889 \quad (6-13)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,163 \cdot 1104,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{619}{1104,1} \right)^4}{1 - \frac{619}{1104,1}}$$

$$\alpha_s = 23,075 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-14)$$

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn

$p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4 \cdot 0,1 \cdot 0,4044} = 0,163 \quad (6-15)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 18,268 \cdot 0,241 = 4,4 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6-16)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,404}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1104,1}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 18,268 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1.

(6-17)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,24 \cdot 0,1}{0,06^2} - 1 \right) = 0,404 \text{ m} \quad (6-18)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu

$$t_z = t_{syt} + \Delta t = 265,8 + 80 = 345,8^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 619 \text{ K} \quad (6-19)$$

pro mříž na výstupu z ohniště $\Delta t = 80^\circ\text{C}$ z [1]

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 52,97 + 23,075 = 76,048 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-20)$$

6.1.2. Součinitel prostupu tepla

Pro výparníkové plochy

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{76,048}{1 + 0,0065 \cdot 76,048} = 50,89 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6-21)$$

ε – součinitel zanesení výhřevné plochy

Teplo, které odebere mříž spalinám

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 50,89 \cdot 24,24 \cdot 564,9 \cdot 10^{-3} = 697,1 \text{ kW} \quad (6-22)$$

Teplosměnná plocha mříže

$$S = \pi \cdot d \cdot c \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 3,3 \cdot 13 \cdot 3 = 24,24 \text{ m}^2 \quad (6-23)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{583,6 - 545,2}{\ln \frac{583,6}{545,2}} = 564,3 \text{ K} \quad (6-24)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 840,11 - 265,8 = 576,16^\circ\text{C} \quad (6-25)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 811 - 265,8 = 545,2^\circ\text{C} \quad (6-26)$$

6.1.3. Přepočet teploty spalin na výstupu z mříže**Teplo spalin na výstupu**

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q = 14131,01 - 697,1 = 13433,966 \text{ kW} \quad (6-27)$$

Teplo vstupních spalin

$$Q_{sp1} = I_{spt1} \cdot O_{spr} \cdot M_{pv} = 1292,83 \cdot 7,741 \cdot 1,412 = 14131,01 \text{ kW} \quad (6-28)$$

Entalpie vstupních spalin

$$I_{spt1} = 1292,83 \text{ kJ/m}^3 \quad (6-29)$$

Entalpie výstupních spalin

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr} \cdot M_{pv}} = \frac{13433,966}{7,741 \cdot 1,412} = 1229,06 \text{ kJ/m}^3 \quad (6-30)$$

Teplota výstupních spalin je pak $t_{sp2} = 812,6^\circ\text{C}$, která se od předpokládané liší o $1,64^\circ\text{C}$, což je přijatelné.

7. VÝPOČET II. TAHU KOTLE

7.1. Předběžný výpočet spalínového kanálu

Vstupní tlak $p_1 = 4,7 \text{ MPa}$
 Vstupní teplota $t_1 = 322,8^\circ\text{C}$
 Měrný objem $v_1 = 52,074 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní tlak $p_2 = 4,5 \text{ MPa}$
 Výstupní teplota $t_2 = 420^\circ\text{C}$
 Měrný objem $v_2 = 67,199 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $\bar{v} = 59,636 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$
 Volená rychlost páry $w_2 = 30 \text{ m/s}$

Průřez pro páru

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{pp} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{8,3333 \cdot 59,636 \cdot 10^{-3}}{30} = 0,0166 \text{ m}^2 \quad (7-1)$$

M_{pp} – množství přehřáté páry

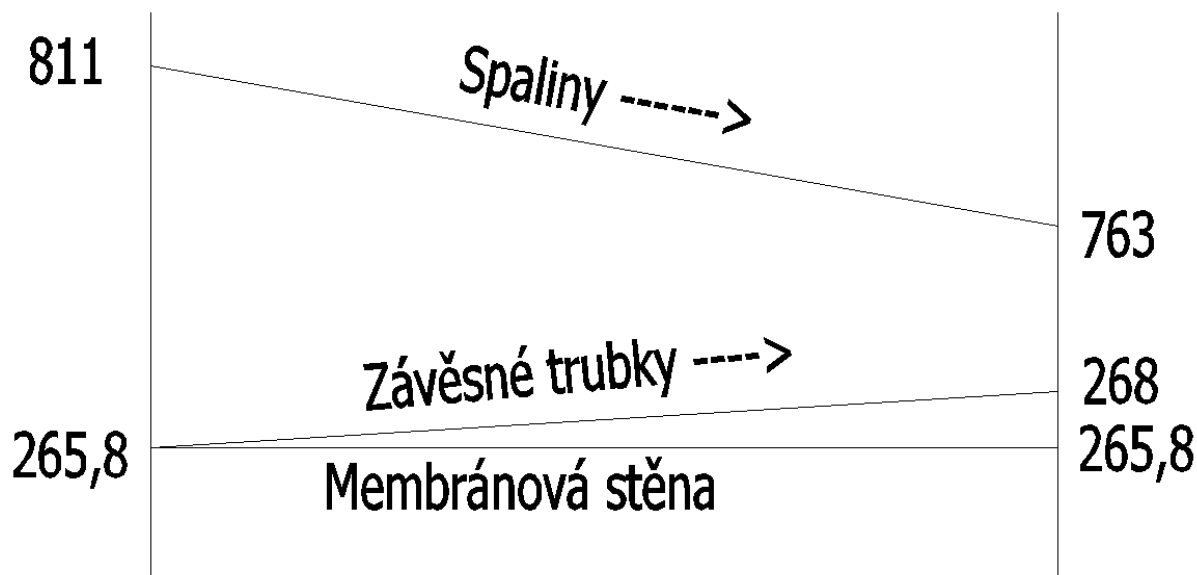
Počet trubek

$$n = \frac{4f}{\pi d_{in}^2} = \frac{4 \cdot 0,0166}{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2} = 23,45 \Rightarrow 24 \text{ trubek} \quad (7-2)$$

$$d_{vnitr} = D - 2 \cdot s = 38 - 2 \cdot 4 = 30 \text{ mm} - \text{vnitřní průměr trubky} \quad (7-3)$$

7.2. Výpočet 1. části II. tahu

Je tvořena membránovou stěnou a závěsnými trubkami



Rozměry kanálu
 $a = 2,7 \text{ m}$
 $b = 2,6 \text{ m}$
 $h = 2,7 \text{ m}$

Vstupní teplota spalin $t_1 = 811^\circ\text{C}$

Výstupní teplota spalin $t_2 = 763^\circ\text{C}$

Střední teplota spalin $t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{811 + 763}{2} = 787^\circ\text{C} \Rightarrow T = 1060,15 \text{ K}$ (7-4)

Počet závěsných trubek $i = 20$, trubky TR 38 x 4

Světlý průřez spalin

$F_{\text{sp}} = a \cdot b - S_{\text{př}} = 2,7 \cdot 2,6 - 0,0227 = 6,997 \text{ m}^2$ (7-5)

Příčná plocha závěsných trubek

$S_{\text{př}} = i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 20 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 0,0227 \text{ m}^2$ (7-6)

Rychlost proudění spalin v kanálu

$w_{\text{sp}} = \frac{O_{\text{spr1,3}} \cdot M_{\text{pv}}}{F_{\text{sp}}} \cdot \frac{273 + t_{\text{stř}}}{273} = \frac{7,741 \cdot 1,412}{6,997} \cdot \frac{273 + 787}{273} = 6,063 \text{ m/s}$ (7-7)

7.2.1. Výpočet membránové stěny

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,092}{2,155} \cdot \left(\frac{6,063 \cdot 2,155}{1,31 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,608^{0,4} =$$

$$\alpha_k = 8,028 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\nu = 1,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} - \text{součinitel kinematické viskozity} \quad (7-8)$$

$$\lambda = 0,092 \text{ W/m} \cdot \text{K} - \text{součinitel tepelné vodivosti}$$

$$Pr = 0,608 - \text{Prandtlovo číslo}$$

$$d_e - \text{ekvivalentní průměr spalín}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 6,997}{12,98} = 2,155 \text{ m} \quad (7-9)$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + i \cdot \pi \cdot d = 2 \cdot (2,7 + 2,6) + 20 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 12,98 \text{ m} \quad (7-10)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,314 \cdot 1060,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{659,6}{1060,2} \right)^4}{1 - \frac{659,6}{1060,2}}$$

$$\alpha_s = 43,254 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$a_{st} = 0,8 - \text{stupeň černosti povrchu stěn} \quad (7-11)$$

$$p = 0,1 \text{ MPa} - \text{tlak v kotli}$$

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,028 \cdot 0,11,861} = 0,314 \quad (7-12)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,424 \cdot 0,241 = 2,028 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-13)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 1,8614}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1060,2}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 8,424 \text{ 1/mMPa}$$

$$p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} \text{ z tabulky 1} \quad (7-14)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,5 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,5 \cdot \frac{18,954}{35,64} = 1,861 \text{ m} \quad (7-15)$$

Povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b = 2 \cdot 2,7 \cdot 2,7 + 2,6 \cdot 2,7 + 2,7 \cdot 2,6 = 35,64 \text{ m}^2 \quad (7-16)$$

Objem sálající plochy

$$V = a \cdot b \cdot h = 2,7 \cdot 2,6 \cdot 2,7 = 18,954 \text{ m}^3 \quad (7-17)$$

Teplota vnějšího povrchu na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 265,8 + 0,005 \cdot 24139,57 = 385,5^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 659,64 \text{ K} \quad (7-18)$$

$\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ – součinitel zanesení

Měrné zatížení 1.části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{860,334}{35,64} \cdot 1000 = 24139,57 \text{ W} / \text{m}^2 \quad (7-19)$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 1. části II. tahu

$$Q_1 = O_{spr1,3} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,741 \cdot 1,412 \cdot 78,71 = 860,334 \text{ kW} \quad (7-20)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp\ 811} - I_{sp\ 763} = 1225,99 - 1147,28 = 78,71 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (7-21)$$

$I_{sp\ 811^\circ\text{C}}, I_{sp\ 763^\circ\text{C}}$ – z tabulky 3

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 8,028 + 43,253 = 51,28 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-22)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{51,28}{1 + 0,005 \cdot 51,28} = 40,82 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-23)$$

ε – součinitel zanesení výhřevné plochy

Teplu, které odeberou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 40,82 \cdot 35,64 \cdot 520,83 \cdot 10^{-3} = 757,646 \text{ kW} \quad (7-24)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{545,2 - 497,2}{\ln \frac{545,2}{497,2}} = 520,3 \text{ K} \quad (7-25)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 811 - 265,8 = 545,2^\circ\text{C} \quad (7-26)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 763 - 265,8 = 497,2^\circ\text{C} \quad (7-27)$$

7.2.2. Výpočet závěsných trubek

Vstupní teplota páry $t_{zt1} = 265,8^\circ\text{C}$

Vstupní tlak páry $p_1 = 5,00 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_1 = 0,039 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota páry $t_{zt2} = 268^\circ\text{C}$

Výstupní tlak páry $p_2 = 4,98 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_2 = 0,040 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $v_{stř} = 0,0395 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,417 - 0,417 = 7,499 \text{ kg / s} \quad (7-28)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,01413 \text{ m}^2 \quad (7-29)$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v}{F_p} = \frac{7,499 \cdot 0,0395}{0,01413} = 21,17 \text{ m / s} \quad (7-30)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry.

$$\begin{aligned} \alpha_k &= \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0549}{0,03} \cdot \left(\frac{21,7 \cdot 0,03}{7,27 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,397^{0,4} = \\ &= 2722,87 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \\ v &= 7,27 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s} - \text{součinitel kinematické viskozity} \\ \lambda &= 0,0549 \text{ W / m} \cdot \text{K} - \text{součinitel tepelné vodivosti} \\ Pr &= 1,397 - \text{Prandtlovo číslo} \end{aligned} \quad (7-31)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin.

U závěsných stejná jako svazek trubek, který je na nich zavěšen.

$$\alpha_k = 65,698 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,132 \cdot 1060,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{645,8}{1060,2}\right)^4}{1 - \frac{645,8}{1060,2}} =$$

$$\alpha_s = 17,744 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$a_{st} = 0,8 \text{ – stupeň černosti povrchu stěn} \quad (7-32)$$

$$p = 0,1 \text{ MPa – tlak v kotli}$$

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,943 \cdot 0,1 \cdot 0,237} = 0,132 \quad (7-33)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 24,69 \cdot 0,241 = 5,943 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-34)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1060,2}{1000} \right) =$$

$$k_{sp} = 24,69 \text{ 1/m MPa}$$

$$p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} \text{ z tabulky 1} \quad (7-35)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy $s = 0,2373 \text{ m}$ je stejná jako u závěsných trubek

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{ztstf} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 266,9 + \left(0,005 + \frac{1}{2722,87} \right) \cdot \frac{1,412 \cdot 89,91}{6,44} \cdot 10^3 =$$

$$= 372,6^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 645,8 \text{ K}$$

$$\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W – součinitel zanesení} \quad (7-36)$$

Střední teplota v trubkách

$$t_{zv.stf} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{265,8 + 268}{2} = 266,9^\circ\text{C} \quad (7-37)$$

Předběžné teplo předané závěsným trubkám

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,499}{1,412} \cdot (2811,14 - 2794,21) = 89,91 \text{ kJ/kg} \quad (7-38)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,7 \cdot 20 = 6,443 \text{ m}^2 \quad (7-39)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 65,98 + 17,72 = 83,70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-40)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 75,704 = 45,422 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-41)$$

ε – součinitel zanesení výhřevné plochy

Teplo, které závěsné trubky skutečně spotřebují

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 45,422 \cdot 6,443 \cdot 519,7 \cdot 10^{-3} = 757,646 \text{ kW} \quad (7-42)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{545,2 - 495}{\ln \frac{545,2}{495}} = 519,7 \text{ K} \quad (7-43)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zt1} = 811 - 265,8 = 545,2^\circ \text{C} \quad (7-44)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zt2} = 763 - 268 = 495^\circ \text{C} \quad (7-45)$$

Přepočet výstupní teploty páry ze závěsných trubek

$$i_2 = \frac{Q_{zt} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{152,098 + 7,499 \cdot 2794,21}{7,499} = 2814,49 \text{ kJ / kg} \quad (7-46)$$

Této entalpii a výstupnímu tlaku odpovídá teplota $t_{zv2} = 268,415^\circ \text{C}$, která se liší od zvolené jen minimálně, takže byla zvolena dobře.

7.2.3. Přepočet spalin na výstupu z 1. části II. tahu**Celkové odebrané teplo**

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{zt} = 757,646 + 152,098 = 909,744 \text{ kW} \quad (7-47)$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 13400,445 - 909,744 = 12490,701 \text{ kW} \quad (7-48)$$

Teplo vstupujících spalin

$$Q_{sp1} = I_{sp811^\circ \text{C}} \cdot O_{spr} \cdot M_{pv} = 1225,99 \cdot 7,741 \cdot 1,412 = 13400,445 \text{ kW} \quad (7-49)$$

$I_{sp811^\circ \text{C}}$ – z tabulky 3

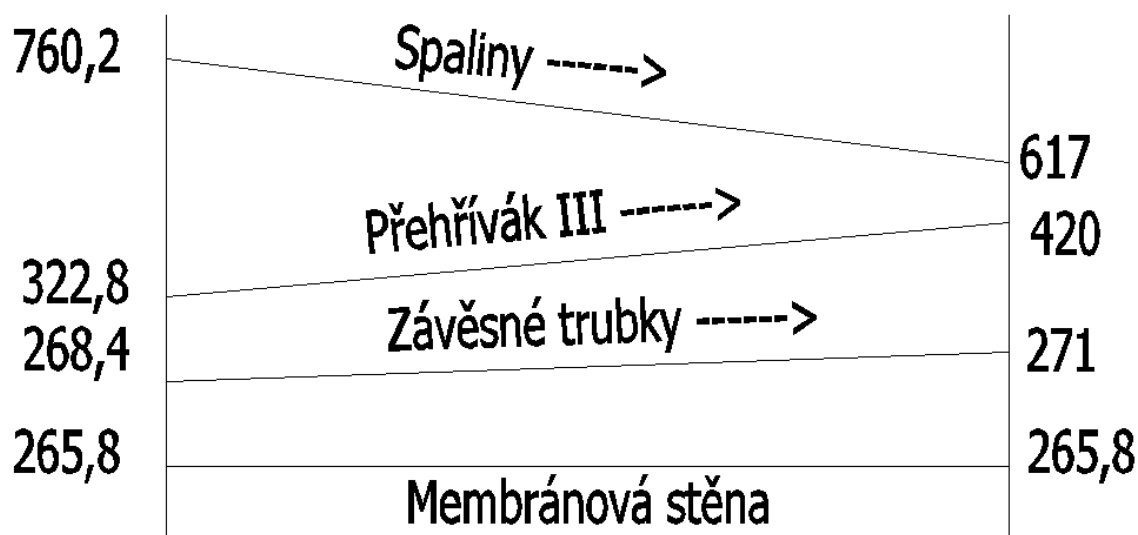
Entalpie výstupních spalin

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr} \cdot M_{pv}} = \frac{12490,701}{7,741 \cdot 1,412} = 1142,76 \text{ kJ / m}^3 \quad (7-50)$$

Této entalpii odpovídá z tab. 3 teplota $t_2 = 760,2^\circ \text{C}$, která se od zvolené liší jen minimálně.

7.3. Výpočet 2. části II. tahu

2. část II. tahu tvoří membránové stěny, závěsné trubky a přehřívák III.



Rozměry kanálu

$$a = 2,7 \text{ m}$$

$$b = 2,6 \text{ m}$$

$$h = 2,5 \text{ m}$$

Vstupní teplota spalin

$$t_1 = 760,2^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota spalin

$$t_2 = 617^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{760,2 + 617}{2} = 688,6^\circ\text{C}$$

(7-51)

$$T_{\text{stř}} = 978,81 \text{ K}$$

Přehřívák III

Příčná rozteč

$$s_1 = 0,1 \text{ m}$$

Podélná rozteč

$$s_2 = 0,1 \text{ m}$$

Počet trubek v řadě

$$z_1 = 25$$

Počet řad

$$z_2 = 20$$

Počet závěsných trubek

$$i = 20$$

Trubky přehříváku i závěsné trubky jsou tvořeny trubkami TR 38 x 4; každá závěsná trubka drží dvě trubky svazku.

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{př} = 2,7 \cdot 2,6 - 2,398 = 4,622 \text{ m}^2 \quad (7-52)$$

Příčná plocha závěsných trubek

$$S_{př} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,5 \cdot 25 + 20 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 2,398 \text{ m}^2 \quad (7-53)$$

Rychlost proudu spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{spr} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,741 \cdot 1,412}{4,622} \cdot \frac{273 + 688,6}{273} = 8,326 \text{ m/s} \quad (7-54)$$

7.3.1. Výpočet membránové stěny**Součinitel přestupu tepla konvekci**

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,083}{0,132} \cdot \left(\frac{8,326 \cdot 0,132}{11,1 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,618^{0,4} \quad (7-55)$$

$$\alpha_k = 18,785 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$\nu = 11,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ – součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,083 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$Pr = 0,618$ – Prandtlovo číslo

d_e – ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 4,622}{139,886} = 0,132 \text{ m} \quad (7-56)$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d$$

$$= 2 \cdot (2,7 + 2,6) + 2 \cdot 25 \cdot (2,5 + 0,038) + 20 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 139,886 \text{ m} \quad (7-57)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,118 \cdot 961,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1018,6}{961,8} \right)^4}{1 - \frac{1018,6}{961,8}}$$

$$\alpha_s = 23,59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn (7-58)

$p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,537 \cdot 0,1 \cdot 0,167} = 0,118 \quad (7-59)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 31,31 \cdot 0,241 = 7,537 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-60)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,167}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{961,8}{1000} \right) \quad (7-61)$$

$$k_{sp} = 31,31 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,7} + \frac{1}{2,57} + \frac{1}{0,1}} = 0,167 \text{ m} \quad (7-62)$$

Povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 2,5 \cdot (2,7 + 2,6) = 26,5 \text{ m}^2 \quad (7-63)$$

Teplota vnějšího povrchu na trubkách

$$t_z = t_{synt} + \varepsilon \cdot q = 265,8 + 0,005 \cdot 95932,24 = 745,46^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 1018,6 \text{ K} \quad (7-64)$$

$$\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} - \text{součinitel zanesení}$$

Měrné zatížení 2.části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2542,204}{26,5} \cdot 1000 = 95932,24 \text{ W/m}^2 \quad (7-65)$$

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 2. části II. tahu

$$Q_1 = O_{spr} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,741 \cdot 1,412 \cdot 232,58 = 2542,204 \text{ kW} \quad (7-66)$$

$$\Delta I_{sp} = I_{sp \ 760,2^\circ\text{C}} - I_{sp \ 617^\circ\text{C}} = 1142,76 - 910,18 = 232,58 \text{ kJ/m}^3 \quad (7-67)$$

$$I_{sp \ 760,2^\circ\text{C}}, I_{sp \ 617^\circ\text{C}} - \text{z tabulky 3.}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 18,78 + 23,59 = 42,38 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-68)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{42,38}{1 + 0,005 \cdot 42,38} = 34,97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-69)$$

ε – součinitel zanesení výhřevné plochy

Teplo, které odeberou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 34,97 \cdot 26,5 \cdot 418,7 \cdot 10^{-3} = 388,078 \text{ kW} \quad (7-70)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{494,4 - 351,2}{\ln \frac{494,4}{351,2}} = 418,7 \text{ K} \quad (7-71)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{syt}} = 760,2 - 265,8 = 494,4^\circ \text{C} \quad (7-72)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{syt}} = 617 - 265,8 = 351,2^\circ \text{C} \quad (7-73)$$

7.3.2. Výpočet přehříváku III

Vstupní teplota páry $t_{p1} = 322,8^\circ \text{C}$

Vstupní tlak páry $p_1 = 4,7 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_1 = 0,0521 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota páry $t_{p2} = 420^\circ \text{C}$

Výstupní tlak páry $p_2 = 4,5 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_2 = 0,0672 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $v_{\text{stř}} = 0,0596 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Průtočné množství páry $M_{pp} = 8,3333 \text{ kg} / \text{s}$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,0141 \text{ m}^2 \quad (7-74)$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{F_p} = \frac{8,3333 \cdot 0,0596}{0,0141} = 35,17 \text{ m} / \text{s} \quad (7-75)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0569}{0,03} \cdot \left(\frac{35,17 \cdot 0,03}{14,04 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,014^{0,4} \quad (7-76)$$

$$= 2205,53 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

$v = 14,04 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$ – součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0569 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$\text{Pr} = 1,014$ – Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{v} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,083}{0,038} \cdot \left(\frac{8,326 \cdot 0,038}{11,05 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6179^{0,33} \quad (7-77)$$

$$= 65,698 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

c_z oprava počtu podélných řad, $z_2 > 10$, pak $c_z = 1$

c_s – oprava na uspořádání svazku

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (7-78)$$

$\sigma_2 \geq 2$ pak $c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1389 \cdot 961,7^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{727,7}{961,7}\right)^4}{1 - \frac{727,7}{961,7}}$$

$$\alpha_s = 17,508 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn

$p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

(7-79)

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,2998 \cdot 0,1 \cdot 0,237} = 0,1389 \quad (7-80)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 26,166 \cdot 0,241 = 6,2998 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-81)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{961,7}{1000} \right) \quad (7-82)$$

$$k_{sp} = 26,166 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373 \text{ m} \quad (7-83)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{pstř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{III}}{S} \cdot 10^3 = 371,4 + \left(0,0055 + \frac{1}{2205,53} \right) \cdot \frac{2083,33}{149,15} \cdot 10^3 \quad (7-84)$$

$$t_z = 454,6^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 727,7 \text{ K}$$

$\epsilon = 0,0055 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ – součinitel zanesení

Střední teplota v trubkách

$$t_{pstř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{322,8 + 420}{2} = 371,4^\circ\text{C} \quad (7-85)$$

Teplo spotřebované přehřívákem III $Q_{III} = 2083,33 \text{ kW}$

Výrobní teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,5 \cdot 20 = 149,15 \text{ m}^2 \quad (7-86)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 65,698 + 17,508 = 83,206 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-87)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 83,206}{1 + \frac{83,206}{2205,53}} = 48,109 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-88)$$

ψ – součinitel tepelné efektivity $\psi = 0,6$

Potřebná plocha pro přehřívák III

$$S_{id} = \frac{Q_{III}}{k \cdot \Delta t} = \frac{2083,33}{48,109 \cdot 301,4} = 143,68 \text{ m}^2 \quad (7-89)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{437,4 - 197}{\ln \frac{437,4}{197}} = 301,4 \text{ K} \quad (7-90)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p1} = 760,2 - 322,8 = 437,4^\circ \text{C} \quad (7-91)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 617 - 420 = 197^\circ \text{C} \quad (7-92)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 149,15 \text{ m}^2$ a ideální je $S_{id} = 143,68 \text{ m}^2$. Rozdíl je 3,8 %.

7.3.3. Výpočet závěsných trubek

Vstupní teplota páry $t_{ztl} = 268,4^\circ \text{C}$

Vstupní tlak páry $p_1 = 4,98 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_1 = 0,0403 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota páry $t_{zv2} = 271^\circ \text{C}$

Výstupní tlak páry $p_2 = 4,96 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_2 = 0,0409 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $v_{stř} = 0,0406 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,417 - 0,417 = 7,499 \text{ kg / s} \quad (7-93)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,0141 \text{ m}^2 \quad (7-94)$$

Rychlost proudu páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v}{F_p} = \frac{7,499 \cdot 0,0406}{0,014} = 21,59 \text{ m/s} \quad (7-95)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0545}{0,03} \cdot \left(\frac{21,59 \cdot 0,03}{7,47 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,355^{0,4} =$$

$$= 2657,875 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(7-96)

$v = 7,47 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ – součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0545 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$\text{Pr} = 1,355$ – Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin. U závěsných stejná jako svazek trubek, který je na nich zavěšen.

$$\alpha_k = 65,698 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1389 \cdot 961,7^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{607,8}{961,7} \right)^4}{1 - \frac{607,8}{961,7}}$$

$$\alpha_s = 14,475 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(7-97)

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn

$p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,2998 \cdot 0,1 \cdot 0,237} = 0,1389 \quad (7-98)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 26,166 \cdot 0,241 = 6,2998 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-99)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{961,7}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 26,166 \text{ 1/mMPa}$$

(7-100)

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy $s = 0,2373\text{m}$ je stejná jako u závěsných trubek.

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{zstř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 269,7 + \left(0,005 + \frac{1}{2657,875} \right) \cdot \frac{1,412 \cdot 40,3}{4,71} \cdot 10^3$$

$$= 334,7^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 607,8\text{K}$$

$$\varepsilon = 0,005\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} - \text{součinitel zanesení} \quad (7-101)$$

Střední teplota v trubkách

$$t_{zv.stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{268,4 + 271}{2} = 269,7^\circ\text{C} \quad (7-102)$$

Předběžné teplo předané závěsným trubkám

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,499}{1,412} \cdot (2822,08 - 2812,492) = 40,3 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (7-103)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,5 \cdot 20 = 4,71\text{m}^2 \quad (7-104)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 65,698 + 14,474 = 80,173 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-105)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 80,173 = 48,104 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-106)$$

Teplo, které závěsné trubky skutečně spotřebují

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 48,104 \cdot 4,71 \cdot 414,6 \cdot 10^{-3} = 93,947 \text{ kW} \quad (7-107)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{491,8 - 346}{\ln \frac{491,8}{346}} = 414,6\text{K} \quad (7-108)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zt1} = 760,2 - 268,4 = 491,8^\circ\text{C} \quad (7-109)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zt2} = 617 - 271 = 346^\circ\text{C} \quad (7-110)$$

Přepočet výstupní teploty páry ze závěsných trubek

$$i_2 = \frac{Q_{zt} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{93,947 + 7,499 \cdot 2812,492}{7,499} = 2827,019 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (7-111)$$

Této entalpii a výstupnímu tlaku odpovídá teplota $t_{zv2} = 271,23^\circ\text{C}$, která se liší od zvolené jen minimálně, takže byla zvolena dobře.

7.3.4. Přepoččet spalin na výstupu z 2. části II. tahu**Celkové odebrané teplo**

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{III} + Q_{zt} = 388,078 + 2083,33 + 93,947 = 2565,359 \text{ kW} \quad (7-112)$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 12490,701 - 2565,358 = 9925,343 \text{ kW} \quad (7-113)$$

Teplo vstupujících spalin

$$Q_{sp1} = I_{sp760,2^\circ\text{C}} \cdot O_{spr} \cdot M_{pv} = 1142,76 \cdot 7,741 \cdot 1,412 = 12490,701 \text{ kW} \quad (7-114)$$

$I_{sp760,2^\circ\text{C}}$ - z tabulky 3.

Entalpie výstupních spalin

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr} \cdot M_{pv}} = \frac{9925,343}{7,741 \cdot 1,412} = 908,058 \text{ kJ/m}^3 \quad (7-115)$$

Této entalpii odpovídá z tab. 3 teplota $t_2 = 615,7^\circ\text{C}$, která se od zvolené liší jen minimálně.

7.4. Výpočet 3. části II. tahu

3. část II. tahu tvoří membránové stěny, závěsné trubky a přehřívák II.



Rozměr kanálu

$$\begin{aligned} a &= 2,7 \text{ m} \\ b &= 2,6 \text{ m} \\ h &= 1,928 \text{ m} \end{aligned}$$

Vstupní teplota spalin

$$t_1 = 615,7^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota spalin

$$t_2 = 498^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin

$$t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{615,7 + 498}{2} = 556,8^\circ\text{C} \Rightarrow T = 830 \text{ K} \quad (7-116)$$

Přehřívák II

Příčná rozteč

$$s_1 = 0,1 \text{ m}$$

Podélná rozteč

$$s_2 = 0,09 \text{ m}$$

Počet trubek v řadě

$$z_1 = 29$$

Počet řad

$$z_2 = 22$$

Počet závěsných trubek

$$i = 29$$

Trubky přehříváku i závěsné trubky jsou tvořeny trubkami TR 38 x 4; každá závěsná trubka drží dvě trubky svazku.

Světlý průřez spalin

$$F_{\text{sp}} = a \cdot b - S_{\text{př}} = 2,7 \cdot 2,6 - 2,788 = 4,232 \text{ m}^2 \quad (7-117)$$

Příčná plocha trubek

$$S_{\text{př}} = d \cdot l_e \cdot z_1 + i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,038 \cdot 2,5 \cdot 29 + 29 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 2,788 \text{ m}^2 \quad (7-118)$$

Rychlost proudu spalin

$$w_{\text{sp}} = \frac{O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}}}{F_{\text{sp}}} \cdot \frac{273 + t_{\text{stř}}}{273} = \frac{7,741 \cdot 1,412}{4,232} \cdot \frac{273 + 556,8}{273} = 7,848 \text{ m/s} \quad (7-119)$$

7.4.1. Výpočet membránové stěny**Součinitel přestupu tepla konvekci**

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{\text{sp}} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,071}{0,105} \cdot \left(\frac{7,848 \cdot 0,105}{8,67 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,631^{0,4}$$

$$\alpha_k = 19,768 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$\nu = 8,67 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ – součinitel kinematické viskozity
 $\lambda = 0,071 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti
 $\text{Pr} = 0,631$ – Prandtlovo číslo
 d_e – ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{\text{sp}}}{O} = \frac{4 \cdot 4,232}{161,264} = 0,105 \text{ m} \quad (7-121)$$

Obvod kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + 2 \cdot z_1 \cdot (l_e + d) + i \cdot \pi \cdot d =$$

$$= 2 \cdot (2,7 + 2,6) + 2 \cdot 29 \cdot (2,5 + 0,038) + 29 \cdot 3,14 \cdot 0,038 = 161,264 \text{ m} \quad (7-122)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,126 \cdot 830^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1031}{830} \right)^4}{1 - \frac{1031}{830}} \quad (7-123)$$

$$\alpha_s = 21,088 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$a_{\text{st}} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn
 $p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,153 \cdot 0,10,165} = 0,126 \quad (7-124)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} = 33,864 \cdot 0,241 = 8,153 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-125)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,165}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{830}{1000} \right) =$$

$$k_{sp} = 33,864 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1

(7-126)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{a} + \frac{1}{h} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{2,7} + \frac{1}{1,928} + \frac{1}{0,1}} = 0,165 \text{ m}$$
(7-127)

Povrch stěn kanálu

$$F_{st} = 2 \cdot h \cdot (a + b) = 2 \cdot 1,928 \cdot (2,7 + 2,6) = 20,437 \text{ m}^2$$
(7-128)

Teplota vnějšího povrchu na trubkách

$$t_z = t_{syt} + \varepsilon \cdot q = 265,8 + 0,005 \cdot 98411,934 = 757,9^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 1031 \text{ K}$$

$$\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} - \text{součinitel zanesení}$$
(7-129)

Měrné zatížení 2.části II. tahu

$$q = \frac{Q_1}{F_{st}} \cdot 10^3 = \frac{2011,225}{20,437} \cdot 1000 = 98411,934 \text{ W/m}^2$$
(7-130)

Předběžné určení tepla, které odevzdávají spaliny výparníku v 2. části II. tahu

$$Q_1 = O_{spr} \cdot M_{pv} \cdot \Delta I_{sp} = 7,741 \cdot 1,412 \cdot 184,005 = 2011,225 \text{ kW}$$
(7-131)

$$\Delta I_{sp} = I_{sp \ 615,7^\circ\text{C}} - I_{sp \ 498^\circ\text{C}} = 908,058 - 724,054 = 184,005 \text{ kJ/m}^3$$
(7-132)

$$I_{sp \ 615,7^\circ\text{C}}, I_{sp \ 498^\circ\text{C}} - \text{z tabulky 3.}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 19,768 + 21,088 = 40,856 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$
(7-133)

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{40,856}{1 + 0,005 \cdot 40,856} = 33,926 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\varepsilon - \text{součinitel zanesení výhřevné plochy}$$
(7-134)

Teplo, které odeberou membránové stěny

$$Q_{mes} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 33,926 \cdot 20,437 \cdot 287 \cdot 10^{-3} = 199,009 \text{ kW}$$
(7-135)

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{349,9 - 232,2}{\ln \frac{349,9}{232,2}} = 287 \text{ K}$$
(7-136)

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{syt} = 615,7 - 265,8 = 349,9^\circ\text{C}$$
(7-137)

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 498 - 265,8 = 232,2^\circ\text{C}$$
(7-138)

7.4.2. Výpočet přehříváku II

Vstupní teplota páry $t_{p1} = 293,4^\circ\text{C}$

Vstupní tlak páry $p_1 = 4,9 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_1 = 0,0466 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota páry $t_{p2} = 374,2^\circ\text{C}$

Výstupní tlak páry $p_2 = 4,7 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_2 = 0,0594 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $v_{\text{stř}} = 0,053 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Průtočné množství páry $M_{p1} = M_{pp} - M_{v1} = 8,3333 - 0,417 = 7,916 \text{ kg/s}$ (7-139)

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 29 = 0,02 \text{ m}^2 \quad (7-140)$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{F_p} = \frac{7,916 \cdot 0,053}{0,02} = 20,48 \text{ m/s} \quad (7-141)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,054}{0,03} \cdot \left(\frac{20,48 \cdot 0,03}{1,218 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,066^{0,4} =$$

$$= 1563,091 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$v = 1,218 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ – součinitel kinematické viskozity (7-142)

$\lambda = 0,0569 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$\text{Pr} = 1,014$ – Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{v} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,071}{0,038} \cdot \left(\frac{7,848 \cdot 0,038}{8,698 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,631^{0,33} =$$

$$= 64,133 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_z oprava počtu podélných řad, $z_2 > 10$ pak $c_z = 1$ (7-143)

c_s – oprava na uspořádání svazku

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (7-144)$$

$\sigma_2 \geq 2$ pak $c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1486 \cdot 830^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{665,7}{830}\right)^4}{1 - \frac{665,7}{830}}$$

$$\alpha_s = 12,905 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn
 $p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

(7-145)

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,777 \cdot 0,1 \cdot 0,237} = 0,1486$$
(7-146)

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,147 \cdot 0,241 = 6,777 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$
(7-147)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{830}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 28,147 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1

(7-148)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373 \text{ m}$$
(7-149)

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{pstř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{II}}{S} \cdot 10^3 = 333,8 + \left(0,0055 + \frac{1}{1563,091} \right) \cdot \frac{1820,757}{190,315} \cdot 10^3 =$$

$$= 392,5^\circ \text{C} \Rightarrow T_z = 665,7 \text{ K}$$

$\varepsilon = 0,0055 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ – součinitel zanesení

(7-150)

Střední teplota v trubkách

$$t_{pstř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{293,4 + 374,2}{2} = 333,8^\circ \text{C}$$
(7-151)

Teplo spotřebované přehřívákem II $Q_{II} = 1820,757 \text{ kW}$ **Výrobní teplosměnná plocha**

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,5 \cdot 29 \cdot 22 = 190,315 \text{ m}^2$$
(7-152)

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 64,133 + 12,905 = 77,038 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$
(7-153)

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 77,038}{1 + \frac{77,038}{1563,091}} = 44,052 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-154)$$

ψ – součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,6$

Potřebná plocha pro přehřívák II

$$S_{\text{id}} = \frac{Q_{\text{II}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{1820,757}{44,052 \cdot 222,5} = 185,735 \text{ m}^2 \quad (7-155)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{241,5 - 204,6}{\ln \frac{241,5}{204,6}} = 222,5 \text{ K} \quad (7-156)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p2} = 615,7 - 374,2 = 241,5^\circ\text{C} \quad (7-157)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 498 - 193,4 = 204,6^\circ\text{C} \quad (7-158)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 190,315 \text{ m}^2$ a ideální je $S_{\text{id}} = 185,735 \text{ m}^2$. Rozdíl je 2,47 %.

7.4.3. Výpočet závěsných trubek

Vstupní teplota páry $t_{ztl} = 271,23^\circ\text{C}$

Vstupní tlak páry $p_1 = 4,97 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_1 = 0,0410 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota páry $t_{zv2} = 272^\circ\text{C}$

Výstupní tlak páry $p_2 = 4,96 \text{ MPa}$

Měrný objem $v_2 = 0,0414 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $v_{stř} = 0,0412 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Průtočné množství páry

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,417 - 0,417 = 7,499 \text{ kg/s} \quad (7-159)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot i = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 29 = 0,02 \text{ m}^2 \quad (7-160)$$

Rychlost proudu páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot v}{F_p} = \frac{7,499 \cdot 0,0412}{0,02} = 15,08 \text{ m/s} \quad (7-161)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{v} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,054}{0,03} \cdot \left(\frac{15,08 \cdot 0,03}{7,596 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,33^{0,4} =$$

$$= 1947,024 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$v = 7,596 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$ – součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,054 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$\text{Pr} = 1,33$ – Prandtlovo číslo

(7-162)

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín. U závěsných stejná jako svazek trubek, který je na nich zavěšen.

$$\alpha_k = 65,698 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-163)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1486 \cdot 830^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{582,7}{830} \right)^4}{1 - \frac{582,7}{830}}$$

$$\alpha_s = 11,073 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn

(7-164)

$p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,777 \cdot 0,10 \cdot 0,237} = 0,1486 \quad (7-165)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,147 \cdot 0,241 = 6,777 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7-166)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{830}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 28,147 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1

(7-167)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy $s = 0,2373 \text{ m}$ je stejná jako u závěsných trubek

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{zstř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot Q_1}{S} \cdot 10^3 = 271,6 + \left(0,005 + \frac{1}{1947,024} \right) \cdot \frac{1,412 \cdot 25,651}{5,267} \cdot 10^3 =$$

$$= 309,5^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 582,7\text{K}$$

$\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ – součinitel zanesení

(7-168)

Střední teplota v trubkách

$$t_{zv, stř} = \frac{t_{zv1} + t_{zv2}}{2} = \frac{271,2 + 272}{2} = 271,6^\circ\text{C} \quad (7-169)$$

Předběžné teplo předané závěsným trubkám

$$Q_1 = \frac{M_{p2}}{M_{pv}} \cdot (i_2 - i_1) = \frac{7,499}{1,412} \cdot (2826,91 - 2822,04) = 25,651 \text{ kJ/kg} \quad (7-170)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S = \pi \cdot d \cdot h \cdot i = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 1,928 \cdot 29 = 5,267 \text{ m}^2 \quad (7-171)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 64,133 + 11,073 = 75,206 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-172)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 75,206 = 45,224 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7-173)$$

Teplo, které závěsné trubky

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 45,224 \cdot 5,267 \cdot 281,1 \cdot 10^{-3} = 66,802 \text{ kW} \quad (7-174)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{344,5 - 226}{\ln \frac{344,5}{226}} = 281,1 \text{ K} \quad (7-175)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{zt1} = 615,7 - 271,23 = 344,5^\circ\text{C} \quad (7-176)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{zt2} = 498 - 272 = 226^\circ\text{C} \quad (7-177)$$

Přepočet výstupní teploty páry ze závěsných trubek

$$i_2 = \frac{Q_{zt} + M_{p2} \cdot i_1}{M_{p2}} = \frac{66,802 + 7,499 \cdot 2822,08}{7,499} = 2830,988 \text{ kJ/kg} \quad (7-178)$$

Této entalpii a výstupnímu tlaku odpovídá teplota $t_{zv2} = 272,1^\circ\text{C}$, která se liší od zvolené jen minimálně, takže byla zvolena dobře.

7.4.4. Přepočet spalin na výstupu z 3. části II. tahu**Celkové odebrané teplo**

$$Q_c = Q_{mes} + Q_{II} + Q_{zt} = 199,009 + 1820,757 + 66,802 = 2086,568 \text{ kW} \quad (7-179)$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 9925,343 - 2086,568 = 7838,775 \text{ kW} \quad (7-180)$$

Teplo vstupujících spalin

$$Q_{sp1} = I_{sp615,7^\circ\text{C}} \cdot O_{spr} \cdot M_{pv} = 908,058 \cdot 7,741 \cdot 1,412 = 9925,343 \text{ kW} \quad (7-181)$$

$I_{sp615,7^\circ\text{C}}$ – z tabulky 3.

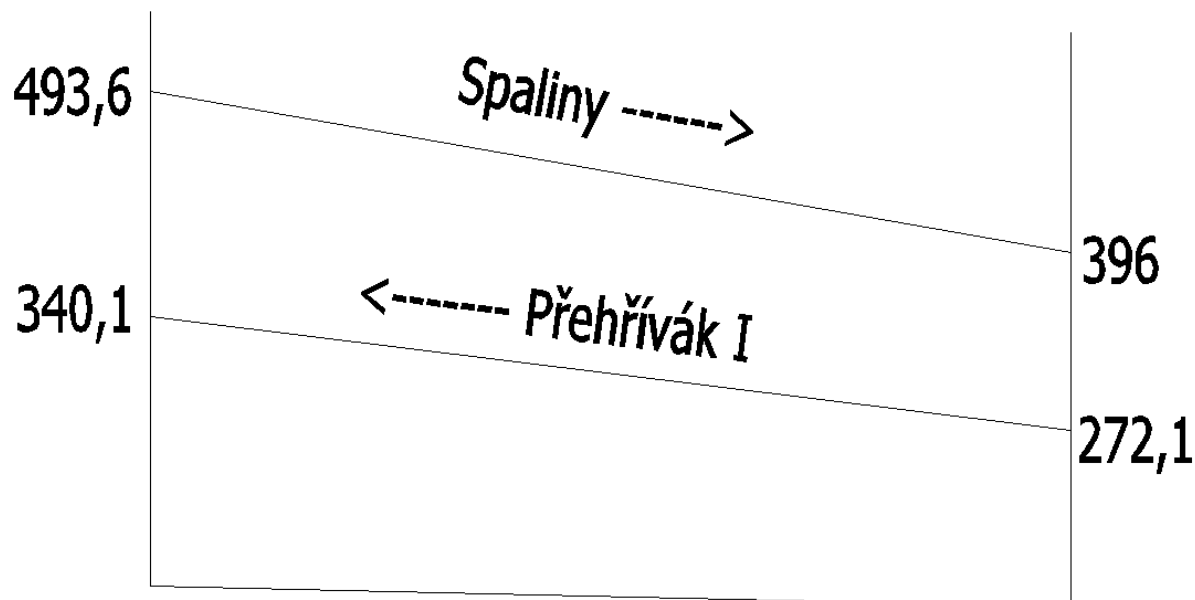
Entalpie výstupních spalin

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr} \cdot M_{pv}} = \frac{7838,775}{7,741 \cdot 1,412} = 717,161 \text{ kJ/m}^3 \quad (7-182)$$

Této entalpii odpovídá z tab. 3 teplota $t_2 = 493,6^\circ\text{C}$, která se od zvolené liší jen minimálně.

8. VÝPOČET III. TAHU KOTLE

Ve III. tahu se nachází přehřívák I a ekonomizér.



8.1. Návrh spalínového kanálu

Vstupní teplota páry $t_1 = 272,1^\circ\text{C}$
 Vstupní tlak páry $p_1 = 4,9\text{MPa}$
 Měrný objem $v_1 = 41,48 \cdot 10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$

Výstupní teplota páry $t_2 = 340,1^\circ\text{C}$
 Vstupní tlak páry $p_1 = 5,1\text{MPa}$
 Měrný objem $v_2 = 53,57 \cdot 10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$

Střední měrný objem $\bar{v} = 47,62 \cdot 10^{-3}\text{m}^3/\text{kg}$
 Rychlost páry $w_2 = 30\text{m/s}$

Průřez pro páru

$$w_2 = \frac{M_{p2} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{p2} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{7,499 \cdot 47,62 \cdot 10^{-3}}{30} = 0,012\text{m}^2 \quad (8-1)$$

M_{p2} – množství páry za vstřikem

Počet trubek

$$n = \frac{4f}{\pi d_{\text{vnitř}}^2} = \frac{4 \cdot 0,012}{\pi \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2} = 16,85 \Rightarrow \text{volím } 17 \text{ trubek} \quad (8-2)$$

Rozměry kanálu	$a = 2,7 \text{ m}$ $b = 2,9 \text{ m}$ $h = 3,468 \text{ m}$
Vstupní teplota spalin	$t_1 = 493,6^\circ\text{C}$
Výstupní teplota spalin	$t_2 = 396^\circ\text{C}$
Střední teplota spalin	$t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{493,6 + 396}{2} = 444,8^\circ\text{C} \Rightarrow T = 718 \text{ K} \quad (8-3)$
Přehřívák I	
Příčná rozteč	$s_1 = 0,09 \text{ m}$
Podélná rozteč	$s_2 = 0,09 \text{ m}$
Počet trubek v řadě	$z_1 = 32$
Počet řad	$z_2 = 30$

Světlý průřez spalin

$$F_{\text{sp}} = a \cdot b - d \cdot l_e \cdot z_1 = 2,7 \cdot 2,9 - 0,038 \cdot 2,8 \cdot 32 = 4,425 \text{ m}^2 \quad (8-3)$$

Rychlost proudění spalin v kanálu

$$w_{\text{sp}} = \frac{O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}}}{F_{\text{sp}}} \cdot \frac{273 + t_{\text{stř}}}{273} = \frac{7,741 \cdot 1,412}{4,425} \cdot \frac{273 + 787}{273} = 6,492 \text{ m/s} \quad (8-4)$$

8.2. Výpočet přehříváku I

Vstupní teplota páry	$t_{p1} = 272,1^\circ\text{C}$
Vstupní tlak páry	$p_1 = 5,1 \text{ MPa}$
Měrný objem	$v_1 = 0,0414 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota páry	$t_{p2} = 340,1^\circ\text{C}$
Výstupní tlak páry	$p_2 = 4,9 \text{ MPa}$
Měrný objem	$v_2 = 0,0538 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem	$v_{\text{stř}} = 0,0476 \text{ m}^3 / \text{kg}$
Průtočné množství páry	$M_{p2} = M_{\text{pp}} - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 - 0,417 - 0,417 = 7,499 \text{ kg/s} \quad (8-5)$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot z_1 = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 32 = 0,023 \text{ m}^2 \quad (8-6)$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{F_p} = \frac{7,499 \cdot 0,0176}{0,023} = 15,79 \text{ m/s} \quad (8-7)$$

Součinitel přestupu tepla konvekce ze strany páry

$$\alpha_k = \alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_v} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_v}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0536}{0,03} \cdot \left(\frac{15,79 \cdot 0,03}{9,334 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,136^{0,4} = \quad (8-8)$$

$$= 1586,903 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$\nu = 9,334 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ – součinitel kinematické viskozity

$\lambda = 0,0536 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ – součinitel tepelné vodivosti

$Pr = 1,136$ – Prandtlovo číslo

Součinitel přestupu tepla konvekce ze strany spalín

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0615}{0,038} \cdot \left(\frac{6,492 \cdot 0,038}{6,787 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,642^{0,33} =$$

$$= 57,686 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c_z oprava počtu podélných řad, $z_2 > 10$ pak $c_z = 1$ (8-9)

c_s – oprava na uspořádání svazku

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (8-10)$$

$\sigma_2 \geq 2$ pak $c_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1484 \cdot 718^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{612,2}{718} \right)^4}{1 - \frac{612,2}{718}} =$$

$$\alpha_s = 9,014 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$a_{st} = 0,8$ – stupeň černosti povrchu stěn (8-11)

$p = 0,1 \text{ MPa}$ – tlak v kotli

Stupeň černosti ohniště

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,643 \cdot 0,1 \cdot 0,2102} = 0,1484 \quad (8-12)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 31,746 \cdot 0,241 = 7,643 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8-13)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,134}{3,16 \cdot \sqrt{0,024 \cdot 0,2102}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{719}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 31,746 \text{ 1/mMPa}$$

p_{sp}, r_{sp}, r_{H_2O} z tabulky 1 (8-14)

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2373 \text{ m} \quad (8-15)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{p\text{stř}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_I}{S} \cdot 10^3 = 306,1 + \left(0,0055 + \frac{1}{1589,903} \right) \cdot \frac{1607,199}{299,35} \cdot 10^3 =$$

$$= 339^\circ\text{C} \Rightarrow T_z = 612,2\text{K}$$

$$\varepsilon = 0,0055\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} - \text{součinitel zanesení} \quad (8-16)$$

Střední teplota v trubkách

$$t_{p\text{stř}} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{272,1 + 340,1}{2} = 306,1^\circ\text{C} \quad (8-17)$$

Teplo spotřebované přehřívákem I $Q_I = 1607,199 \text{ kW}$ **Výrobní teplosměnná plocha**

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,8 \cdot 32 \cdot 30 = 299,4\text{m}^2 \quad (8-18)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 57,686 + 9,014 = 66,7 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8-19)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv s uspořádáním svazku za sebou

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 66,7}{1 + \frac{66,7}{1586,903}} = 38,406 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (8-20)$$

ψ – součinitel tepelné efektivity $\psi = 0,6$

Potřebná plocha pro přehřívák I

$$S_{id} = \frac{Q_I}{k \cdot \Delta t} = \frac{1607,199}{38,406 \cdot 138,2} = 302,904\text{m}^2 \quad (8-21)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{153,5 - 123,9}{\ln \frac{153,5}{123,9}} = 138,2 \text{ K} \quad (8-22)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{p2} = 493,6 - 340,1 = 153,5^\circ\text{C} \quad (8-23)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{p1} = 396 - 272,1 = 123,9^\circ\text{C} \quad (8-24)$$

Výrobní teplosměnná plocha je $S = 299,4\text{m}^2$, ideální je $S_{id} = 302,904\text{m}^2$. Rozdíl je 1,17 %.

8.3. Přepočet spalin na výstupu z 1. části III. tahu**Celkové odebrané teplo**

$$Q_c = Q_I = 1607,199 \text{ kW} \quad (8-25)$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_c = 7838,775 - 1607,199 = 6231,576 \text{ kW} \quad (8-26)$$

Teplo vstupujících spalin

$$Q_{sp1} = I_{sp493,6^\circ\text{C}} \cdot O_{spr} \cdot M_{pv} = 717,161 \cdot 7,741 \cdot 1,412 = 7838,775 \text{ kW} \quad (8-27)$$

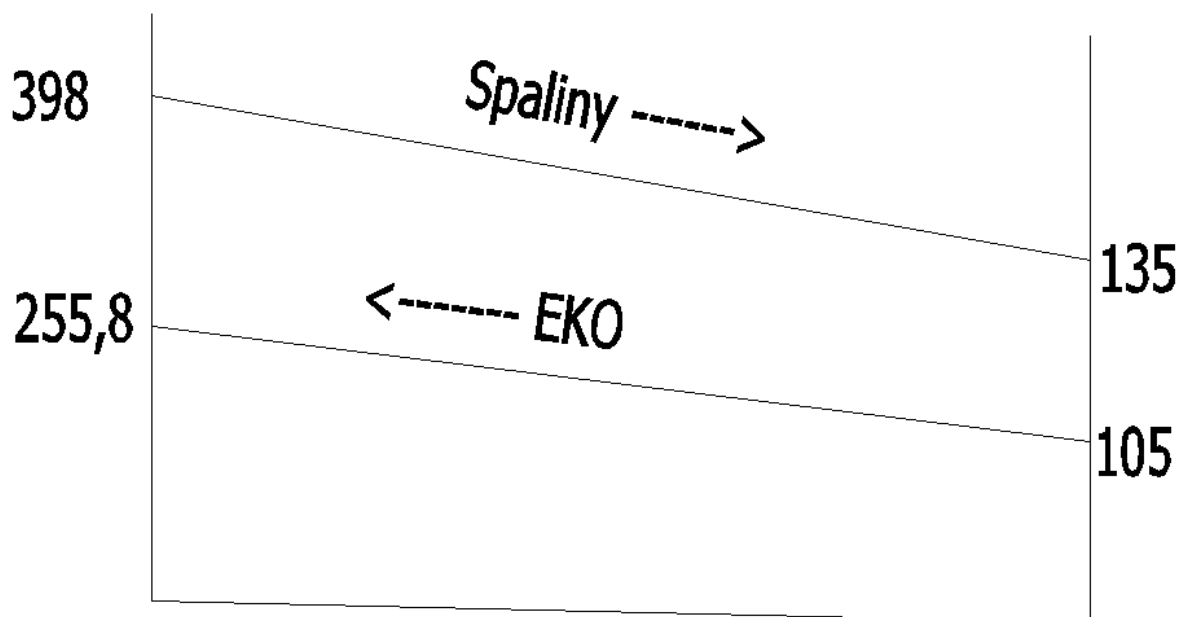
$I_{sp493,6^\circ\text{C}}$ – z tabulky 3.

Entalpie výstupních spalin

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{O_{spr} \cdot M_{pv}} = \frac{6231,576}{7,741 \cdot 1,412} = 570,116 \text{ kJ/m}^3 \quad (8-28)$$

Této entalpii odpovídá z tab. 3 teplota $t_2 = 398^\circ\text{C}$, která se od zvolené liší jen minimálně.

8.4. Výpočet ekonomizéru



Teplota napájecí vody $t_{\text{EKO1}} = 105^{\circ}\text{C}$
 Tlak napájecí vody $p_1 = 5,45 \text{ MPa}$
 Měrný objem $v_1 = 1,045 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Výstupní teplota vody $t_{\text{EKO2}} = 255,8^{\circ}\text{C}$
 Výstupní tlak vody $p_2 = 5,15 \text{ MPa}$
 Měrný objem $v_2 = 1,264 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$

Střední měrný objem $\bar{v} = 1,154 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$
 Rychlost vody $w_2 = 1 \text{ m/s} - \text{voleno}$

Průtok vody ekonomizérem

$$M_{\text{EKO}} = M_{\text{pp}} + M_o - M_{v1} - M_{v2} = 8,3333 + 0 - 0,417 - 0,417 = 7,499 \text{ kg/s} \quad (8-29)$$

M_o – množství odluhu – neuvažuje se

Průřez pro vodu

$$w_2 = \frac{M_{\text{EKO}} \cdot \bar{v}}{f} \Rightarrow f = \frac{M_{\text{EKO}} \cdot \bar{v}}{w_2} = \frac{7,499 \cdot 1,154 \cdot 10^{-3}}{1} = 0,0087 \text{ m}^2 \quad (8-30)$$

Vstupní teplota spalin $t_1 = 398^{\circ}\text{C}$
 Výstupní teplota spalin $t_2 = 135^{\circ}\text{C}$
 Střední teplota spalin $t_{\text{stř}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{398 + 135}{2} = 266,5^{\circ}\text{C} \Rightarrow T = 539,6 \text{ K} \quad (8-31)$

Příčná rozteč	$s_1 = 0,09 \text{ m}$
Podélná rozteč	$s_2 = 0,09 \text{ m}$
Trubky	TR 38 x 4

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = a \cdot b - z_1 \cdot d \cdot l_e = 2,7 \cdot 2,9 - 38 \cdot 0,038 \cdot 2,8 = 3,787 \text{ m}^2 \quad (8-32)$$

Rychlost proudu spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{spr} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} = \frac{7,741 \cdot 1,412}{3,787} \cdot \frac{273 + 266,5}{273} = 5,7 \text{ m} \quad (8-33)$$

Rychlost proudu vody

$$w_v = \frac{M_{EKO} \cdot \bar{v}}{F_v} = \frac{7,499 \cdot 1,154 \cdot 10^{-3}}{0,0134} = 0,645 \text{ m/s} \quad (8-34)$$

Průtočný průřez pro vodu

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot z_1 = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 19 = 0,0134 \text{ m}^2 \quad (8-35)$$

Pro výpočet uvažuji počet trubek 19, protože každá trubka se na konci obrátí a jde zpátky, ale rychlost vody v trubce zůstává.

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0459}{0,038} \cdot \left(\frac{5,7 \cdot 0,038}{4,144 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,67^{0,33} =$$

$$= 55,350 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$v = 4,144 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ – součinitel kinematické viskozity} \quad (8-36)$$

$$\lambda = 0,0459 \text{ W/m} \cdot \text{K} \text{ – součinitel tepelné vodivosti}$$

$$Pr = 0,67 \text{ – Prandtlovo číslo}$$

$$c_z \text{ oprava počtu podélných řad, } z_2 > 10 \text{ pak } c_z = 1$$

$$c_s \text{ – oprava na uspořádání svazku}$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,8302 \quad (8-37)$$

$$\sigma_2 \geq 2 \text{ pak } c_s = 1$$

Pro teplotu nižší než 500 °C neuvažuji s přestupem tepla sáláním.

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 55,35 = 33,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8-38)$$

$$\psi \text{ – součinitel tepelné efektivnosti } \psi = 0,6$$

Potřebná plocha pro ekonomizér

$$S_{id} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t} = \frac{5023,151}{33,21 \cdot 72,1} = 2098,027 \text{ m}^2 \quad (8-39)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{142,2 - 30}{\ln \frac{142,2}{30}} = 72,1 \text{ K} \quad (8-40)$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{EKO}2} = 398 - 255,8 = 142,2^\circ\text{C} \quad (8-41)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{\text{EKO}1} = 135 - 105 = 30^\circ\text{C} \quad (8-42)$$

Počet řad

$$z_2 = \frac{S_{\text{id}}}{\pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1} = \frac{2098,027}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,8 \cdot 38} = 165,3 \Rightarrow \text{volím } z_2 = 165 \text{ řad} \quad (8-43)$$

Skutečná teplosměnná plocha

$$S = \pi \cdot d \cdot l_e \cdot z_1 \cdot z_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 2,8 \cdot 38 \cdot 165 = 2107,478 \text{ m}^2 \quad (8-44)$$

Ideální teplosměnná plocha je $S_{\text{id}} = 2098,027 \text{ m}^2$; ta se liší od skutečné o 0,45 %.

8.5. Přepočet spalin na výstupu z ekonomizéru**Celkové odebrané teplo**

$$Q_c = Q_{\text{EKO}} = 5023,151 \text{ kW} \quad (8-45)$$

Teplo výstupních spalin

$$Q_{\text{sp}2} = Q_{\text{sp}1} - Q_c = 7097,609 - 5023,151 = 2074,458 \text{ kW} \quad (8-46)$$

Teplo vstupujících spalin

$$Q_{\text{sp}1} = I_{\text{sp}398^\circ\text{C}} \cdot O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}} = 649,352 \cdot 7,741 \cdot 1,412 = 7097,609 \text{ kW} \quad (8-47)$$

$I_{\text{sp}398^\circ\text{C}}$ – z tabulky 3.

Entalpie výstupních spalin

$$I_{\text{sp}2} = \frac{Q_{\text{sp}2}}{O_{\text{spr}} \cdot M_{\text{pv}}} = \frac{2074,458}{7,741 \cdot 1,412} = 189,79 \text{ kJ/m}^3 \quad (8-48)$$

Této entalpii odpovídá z tab. 3 teplota $t_2 = 136,7^\circ\text{C}$, která se od zvolené liší jen minimálně.

Výška ekonomizéru

$$h_{\text{eko}} = ((z_2 - 1) \cdot s_2) + d = ((165 - 1) \cdot 0,09) + 0,038 = 14,9 \text{ m} \quad (8-49)$$

Uvažuji výšku jednoho EKA 2 m.

Počet ekonomizérů

$$n = \frac{h_{\text{EKO}}}{2} = \frac{14,9}{2} = 7,45 \quad (8-50)$$

9. KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_K - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 17900 \cdot 0,923 - 16526,556 \cdot \left(1 - \frac{0,4}{100}\right) \quad (9-1)$$

$$\Delta Q = 51,976 \text{ kJ / kg}$$

Teplo odevzdané všem teplosměnným plochám

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp.EKO2}) = 0,988 \cdot (18192,708 - 1469,079) = 16526,556 \text{ kJ / kg} \quad (9-2)$$

I_u – užitečné teplo uvolněné v ohništi

$I_{sp.EKO2}$ – entalpie spalin za ekonomizérem

φ – součinitel uchování tepla

Podle literatury [1] nesmí být hodnota ΔQ větší než 0,5 % z přivedeného tepla Q_p^p .

V tomto výpočtu vyšla 0,29 %, tudíž podmínce vyhovuje.

10. ZÁVĚR

V diplomové práci jsem dle zadání řešil roštový kotel pro zadané parametry páry 420 °C, 4,5 MPa a 30 t za hodinu. Jako palivo byly použity výpalky lihovaru.

Z výpočtů byla navržena spalovací komora o rozměrech 2,7 x 4,95 m. Výška spalovací komory byla navržena 11,35 m, a to s ohledem na teplotu na výstupu z komory. Stěny prvního tahu jsou membránové, tvořící výparník s přirozenou cirkulací. Na konci prvního tahu je mříž, kterou prostupují spaliny do druhého tahu. Mříž je rozvolnění trubek, přičemž mezi trubkami není praporek a trubky jsou střídavě předsazeny. Druhý tah je tvořen opět membránovou stěnou, závěsnými trubkami a přehřívákem 3 a přehřívákem 2. Ve třetím tahu již nejsou membránové stěny a je tvořen přehřívákem 1 a osmi za sebou jdoucími ekonomizéry. U teplosměnných ploch je uspořádání trubek za sebou, které sice není tak výhodné z hlediska přestupu tepla jako uspořádání vystřídání, ale je výhodnější vzhledem ke vzniku nálepu popelovin, ke kterým nesmí docházet u parních kotlů pracujících s vyššími teplotami. Teplosměnné plochy se čistí ofukovači, které jsou umístěny za každou teplosměnnou plochou.

Seznam použitých symbolů a zkratk

Symbol	Jednotka	Popis
a	m	šířka spalovací komory
a	–	stupeň černosti proudu spalin
a_{pl}	–	stupeň černosti plamene
a_{st}	–	stupeň černosti povrchu stěn
a_o	–	stupeň černosti ohniště
A^r	%	obsah popelovin v původním palivu
A, B	m	rozměry spalinového kanálu
b	m	hloubka spalovací komory
B_o	–	Boltzmanovo číslo
c	m	délka mříže
c_i	$\text{kJ/m}^3 \cdot \text{K}$	měrné teplo
C_d	–	opravný koeficient vnějšího průměru trubky
C_f	–	opravný koeficient na frakci popelových částic
C_i	%	podíl hořlaviny v tuhých zbytcích
C_s	–	opravný součinitel na uspořádání svazku
C_t, C_l, C_m	–	opravní součinitele
C_z	–	opravný součinitel na počet podélných řad
$(\text{CO}_2)_{\max}$	%	maximální množství CO_2 ve spalinách
d	g/kg	obsah vody vzduchu
d_e	m	ekvivalentní průměr
d_v	m	vnitřní průměr trubky
D	m	vnější průměr trubky
f	%	vlhkost vzduchu
f	m^2	průřez pro páru
F_{st}	m^2	povrch ohniště
$F_{ús}$	m^2	účinná sálavá plocha ohniště
$\bar{g}$	kW/m^2	střední tepelné zatížení stěn ohniště

Kotel na spalování výpalků lihovarů

$G_{O_2 \min}$	kg/kg	minimální množství spalovacího kyslíku
$G_{VZ \min}$	kg/kg	minimální množství vlhkého spalovacího vzduchu
$G_{VZ \min}^S$	kg/kg	minimální množství suchého spalovacího vzduchu na 1 kg spáleného paliva
h	m	výška spalovací komory
h	%	obsah hořlaviny v původním palivu
i	–	počet závěsných trubek
i	kJ/kg	entalpie složek spalín
i_{nv}	kJ/kg	entalpie napájecí vody
i_p	kJ/kg	fyzické teplo paliva
i_{pp}	kJ/kg	entalpie přehřáté páry
i'	kJ/kg	entalpie syté páry
i''	kJ/kg	entalpie syté kapaliny
Δi	kJ/kg	entalpický spád
I_O	kJ/kg	entalpie spalín na konci ohniště
I_p	kJ/kg	entalpie popílku
I_{sp}	kJ/kg	entalpie spalín
I_{spr}	kJ/kg	entalpie spalín v místě jejich zavedení do traktu
$I_{sp \min}$	kJ/kg	entalpie minimálního množství spalín
I_U	kJ/kg	entalpie tepla uvolněného při spalování
$I_{VZ \min}$	kJ/kg	entalpie minimálního množství vzduchu
k	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání
k	W/m ² · K	součinitel prostupu tepla
k_k	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_p	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání popelkovými částicemi
k_{SP}	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů
M_{ek}	kg/s	průtok vody ekonomizérem
M_{mp}	kg/s	množství přehřáté páry
M_o	kg/s	množství odluhu
M_{op}	kg/s	množství odebírané syté páry

Kotel na spalování výpalků lihovarů

M_p	kg/s	množství paliva přiváděného do kotle
M_{pp}	kg/s	parní výkon kotle
M_{pv}	kg/s	množství paliva skutečně spáleného
M_v	kg/s	množství vstřiku
n	–	počet trubek
O_{Ar}	m^3/kg	objem Ar ve spalínách
O_{CO_2}	m^3/kg	objem CO_2 ve spalínách
$O_{H_2O \min}$	m^3/kg	minimální objem vodní páry
O_{CO}^N	m^3/kg	obsah CO ve spalínách při nedokonalém spalování
O_{N_2}	m^3/kg	objem N_2 ve spalínách
$O_{O_2 \min}$	m^3/kg	minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva
O_r	m^3/kg	objem spalin na recirkulaci
O_{sp}	m^3/kg	objem spalin
$O_{sp \min}$	m^3/kg	minimální množství spalin
O_{SO_2}	m^3/kg	objem SO_2 ve spalínách
$O_{sp \min}^S$	m^3/kg	minimální množství suchých spalin
$O_{sp \min}^{SV}$	m^3/kg	minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu
$\overline{O_{SP-C}}$	$kJ/kg \cdot K$	střední celkové měrné teplo spalin
$O_{sp.od}$	m^3/kg	objem spalin v místě odběru bez recirkulace
$O_{VZ \min}^S$	m^3/kg	minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
O_{vz}	m^3/kg	skutečné množství vzduchu
$O_{VZ \min}$	m^3/kg	minimální množství suchého vzduchu
p	MPa	tlak v ohništi
p_C	MPa	celkový tlak vzduchu
p_{nv}	MPa	tlak napájecí vody
p_{sp}	MPa	tlak tříatomových plynů
p''	MPa	absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti

Kotel na spalování výpalků lihovarů

Δp	MPa	tlakové ztráty v teplosměnných plochách
Pr	–	Prandtlovo číslo
q	W/m^2	měrné zatížení
Q_c	kW	celkové teplo dodané ohništi
$Q_{CS}, Q_{CÚ}$	kJ/kg	průměrná hodnota výhřevnosti
Q_i	kJ/kg	teplo spotřebované výhřevnou plochou
Q_p^p	kJ/kg	teplo přivedené do kotle
Q_i^f	kJ/kg	výhřevnost paliva
Q_{rec}	kW	teplo recirkulovaných spalin
Q_{vz}	kJ/kg	teplo přivedené do kotle se vzduchem
r	–	recirkulační koeficient
r_{CO_2}	–	objemové části tříatomových plynů
r_{H_2O}	–	objemová část vodní páry
r_{RO_2}	–	objemová koncentrace tříatomových plynů
r_{SP}	–	součet objemových částí tříatomových plynů
R	m^2	plocha hořící vrstvy na roštu
s	m	tloušťka sálové vrstvy
s	m	síla stěn trubek
s_1	m	příčná rozteč
s_2	m	podélná rozteč
S	m^2	plocha teplosměnných ploch
t_{ad}	$^{\circ}C$	teplota adiabatická
t_p	$^{\circ}C$	teplota paliva
$t_{p,stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota páry
$t_{SP,stř}$	$^{\circ}C$	střední teplota spalin
t_{syt}	$^{\circ}C$	teplota sytosti
t_{vz}	$^{\circ}C$	teplota nasávaného vzduchu
t_z	$^{\circ}C$	teplota vnějšího nánosu na trubkách
T_a	K	teplota nechlazeného plamene

Kotel na spalování výpalků lihovarů

T_O	K	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
T_Z	K	absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn
Δt	°C (K)	střední logaritmický teplotní spád
V_{H_2O}	%	objem vodní páry na 1 m ³ suchého vzduchu
V_O	m ³	aktivní objem ohniště
V_{SP}	m ³ /kg	objemový průtok spalin
w	m/s	rychlost proudu páry
w_t^r	%	obsah vody v palivu
w_{SP}	m/s	rychlost proudu spalin
x	–	úhlový součinitel
x_O	–	poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene
x_{ST}	–	úhlový součinitel trubkové stěny
X_i	%	podíl popela v tuhých zbytcích
z_1	–	počet trubek v řadě
z_2	–	počet řad
Z	%	celkové ztráty
Z_C	%	ztráta mechanickým nedopalem
Z_{CO}	%	ztráta chemickým nedopalem
Z_{CS}	%	ztráta ve škváře nebo strusce
$Z_{CÚ}$	%	ztráta v úletu
Z_f	%	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_K	%	ztráta komínová
Z_O	%	ztráty ostatní
Z_{SO}	%	ztráta sdílením tepla do okolí

Symbol	Jednotka	Popis
α	–	přebytek vzduchu
α_K	–	přebytek vzduchu za kotlem
α_K	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla konvekci
α_s	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla sáláním
α_1	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěn
α_2	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla stěny do média
ε	–	součinitel zanesení
η_K	%	tepelná účinnost kotle
ϑ_a	$^{\circ}C$	teoretická teplota
ϑ_O	$^{\circ}C$	koncová teplota
ϑ_{spr}	$^{\circ}C$	koncová teplota po smíšení s recirkulací
Θ_O	–	poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště
λ	$W/m \cdot K$	součinitel tepelné vodivosti
μ	g/m^3	koncentrace popílku ve spalinách
ν	m^3/kg	měrný objem
ξ	–	součinitel zanesení
ξ	–	součinitel využití
σ_1	–	poměrná příčná rozteč
σ_2	–	poměrná podélná rozteč
σ_2'	–	poměrná úhlopříčná rozteč
ν	m^2/s	součinitel kinetické viskozity
φ	–	součinitel uchování tepla
φ	%	relativní vlhkost vzduchu
ψ	–	součinitel tepelné efektivnosti
ϖ	–	podíl dané složky
ϖ_c	–	podíl dané složky po recirkulaci

Seznam obrázků

Obr. 1 – Biomasa pro energii.....	17
Obr. 2 – I–t diagram spalin	11
Obr. 3 – I-t diagram spalin s recirkulací	20
Obr. 4. – Membrána ve spalovací komoře	28
Obr.5 – Přehled výhřevných ploch	29

Seznam tabulek

Tab.1 – Hodnoty spalování při různém přebytku vzduchu	15
Tab. 2 Entalpie složek spalin a měrné teplo	16
Tab. 3 Tabulka vzduchu a produktů spalování	17
Tab. 4 Entalpie spalin s recirkulací	20

Seznam pužité literatury

- [1] Budaj F.: Parní kotle. Podklady pro tepelný výpočet. Skriptum VUT Brno 1992
- [2] [STEAMTAB]:ChemicalLogic Steam Tab Companion 1.0
- [3] Černý, V. a kol.:Parní kotle,Technický průvodce,č.32,SNTL Praha 1985
- [4] www.alternativni-zdroje.cz
- [5] cs.wikipedia.org/wiki/
- [6] www.biom.cz