



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

HORKOVODNÍ KOTEL NA BIOMASU MENŠÍCH VÝKONŮ

GRATE BIOMASS BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Fojtl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Martin Fojtl**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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

Horkovodní kotel na biomasu menších výkonů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování biomasy o středním výkonu. Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle a složení paliva bude upřesněno v rámci realizace práce.

Cíle diplomové práce:

Zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle.
Zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení.
Určit tlakové ztráty na straně spalin i média.

Seznam doporučené literatury:

ČERNÝ, Václav, JANEBA, Břetislav, TEYSSLER, Jiří. Parní kotle, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83.

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

BUDAJ, Florián. Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983,

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem horkovodního kotle na biomasu. Požadavky na ohřátou vodu jsou 130 °C a 20 bar. V práci se postupně vypočítá stechiometrie a tepelná bilance kotle ze zvoleného paliva. Tímto palivem je dřevní štěpka. Poté následuje výpočet spalovací komory a teplosměnných ploch. Na závěr jsou vypočítány ztráty na straně vody i ztráty na straně spalin. Součástí práce je výkres kotle, který je k nalezení v příloze práce.

Klíčová slova

Horkovodní kotel, spalovací komora, ekonomizér, tepelné ztráty, biomasa

ABSTRACT

This master's thesis deals with design of grate hot water boiler. Requirements for hot water are a temperature of 130 °C, and pressure of 20 bar. In this thesis stoichiometric calculations and heat loss based on chosen fuel are presented. The chosen fuel is wood chips. Next, calculations of the combustion chamber, and heat exchangers are included. In the end pressure losses of water and exhaust gases are calculated. A part of this thesis is also a technical drawing documentation, which can be found in the attachment.

Key words

Hot water boiler, combustion chamber, economiser, thermal losses, biomass

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FOJTL, Martin. *Horkovodní kotel na biomasu menších výkonů* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139746>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

PROHLÁŠENÍ

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

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto mému vedoucímu práce a konzultantovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytli při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	11
1.1	Technický popis kotle	12
1.2	Palivo	12
1.3	Popis vypracování.....	13
1.4	Cíle práce	13
2	Stechiometrické výpočty	14
2.1	Výpočet minimálního objemu vzduchu	14
2.2	Výpočet minimálního objemu spalin	14
2.3	Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin s přebytkem.....	15
2.4	Entalpie spalin a vzduchu	16
2.5	Fyzikální charakteristiky spalin	18
3	Tepelná bilance kotle.....	19
3.1	Teplo přivedené do kotle	19
3.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	19
3.2.1	Ztráta hořlavinou ve spalinách	20
3.2.2	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích.....	20
3.2.3	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	21
3.2.4	Ztráta sdílením tepla do okolí	21
3.2.5	Ztráta citelným teplem spalin.....	22
3.2.6	Tepelná účinnost kotle	22
3.3	Množství vody a paliva.....	22
3.4	Zavodňovací schéma.....	23
4	Výpočet spalovací komory	24
4.1	Návrh velikosti ohniště	24
4.2	Určení geometrických parametrů ohniště	25
4.3	Tepelný výpočet ohniště	25
5	Návrh II. tahu kotle.....	29
5.1	Návrh první části II. tahu	29
5.1.1	Teplotní výpočet membránové stěny v první části II. tahu	29
5.1.2	Kontrolní výpočet.....	32
5.2	Návrh druhé části II. tahu	33
5.2.1	Tepelný výpočet ekonomizéru 3 v druhé části II. tahu	34
5.2.2	Tepelný výpočet membránové stěny v 2. části II. tahu.....	36
5.2.3	Kontrolní výpočet.....	38
5.3	Návrh třetí části II. tahu	39
5.3.1	Tepelný výpočet ekonomizéru 2 v třetí části II. tahu.....	40
5.3.2	Tepelný výpočet membránové stěny v 3. části II. tahu.....	42
5.3.3	Kontrolní výpočet.....	44
5.4	Návrh čtvrté části II. tahu	45
5.4.1	Tepelný výpočet membránové stěny v čtvrté části II. tahu.....	45

5.4.2	Kontrolní výpočet	48
6	Návrh III. tahu kotle	49
6.1	Návrh první části III. tahu kotle	49
6.1.1	Tepelný výpočet ohříváku vzduchu	50
6.1.2	Kontrolní výpočet	54
6.2	Návrh druhé části III. tahu kotle	54
6.2.1	Tepelný výpočet ekonomizéru 1	55
6.2.2	Kontrolní výpočet	58
7	Kontrola	59
8	Aerodynamický výpočet kotle	61
8.1	Ztráty vzniklé třením média o stěny	61
8.2	Ztráty místní	61
8.3	Ztráty trubkových svazků	62
8.4	Určení vztlaku jednotlivých částí kotle	63
8.5	Celková aerodynamická ztráta	64
9	Hydraulický výpočet	65
9.1	Hydraulický výpočet membránové stěny	65
9.1.1	Výpočet hydraulické ztráty čelní strany membránové stěny	65
9.1.2	Výpočet hydraulické ztráty boční strany membránové stěny	66
9.1.3	Celková ztráta membránové stěny	66
9.2	Ztráty ekonomizérů	66
9.2.1	Ztráty ekonomizéru 3	66
9.2.2	Ztráty ekonomizéru 2	67
9.2.3	Ztráty ekonomizéru 1	68
9.3	Celková ztráta ekonomizérů	68
9.4	Ztráta převáděcím potrubím	69
9.5	Celková hydraulická ztráta	70
10	ZÁVĚR	71
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	72
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	73
	SEZNAM OBRÁZKŮ	76
	SEZNAM TABULEK	77
	SEZNAM PŘÍLOH	78

1 ÚVOD

V geografických podmínkách ČR je biomasa jedním z nejefektivnějších a nejperspektivnějších obnovitelných zdrojů energie. Umožňuje akumulaci energie v palivu a efektivní regulaci výkonu dle potřeb sítě.

Dnešní geopolitická situace ukazuje, že dodávky plynu či jiných importovaných paliv nemusí být spolehlivé. Lze očekávat rostoucí tlak na diverzifikaci energetických zdrojů a energetickou soběstačnost ČR. V rámci rozvoje soběstačnosti se dá očekávat, že se některé plynové zdroje tepla budou zavírat. Při nahrazování plynu jako paliva se v některých případech můžeme spolehnout také na biomasu. Výhodou biomasy je to, že se dá považovat za ekologický zdroj energie. Emise CO_2 vzniklé při jejím spálení jsou úměrné emisím, které biomasa pohltí fotosyntézou.

Horkovodní kotle na biomasu jsou stále častějším řešením pro pokrytí potřeb tepla. Obsahem této diplomové práce je tedy návrh horkovodního kotle na dřevní štěpku. Tento kotel může dodávat vodu s teplotou 130 °C a tlakem 20 bar.

1.1 Technický popis kotle

Horkovodní kotel byl navrhnout jako tři tahový roštový kotel. První tah je tvořen spalovací komorou. Do spalovací komory obstarává přísun paliva pohazovací rošt. Pod rošt je zaveden primární vzduch o teplotě 200 °C. Sekundární vzduch pro spalování prchavé hořlaviny je zaváděn nad rošt. Spalovací komora je ukončena oknem, které vede spaliny do druhého tahu.

Druhý tah je stejně jako spalovací komora obestavěn membránovou stěnou. V druhém tahu se nacházejí dva ekonomizéry, které mají za cíl předat teplo pracovnímu médiu, v tomto případě vodě. První část tohoto tahu je tvořena obratovou komorou, kde se teplo předává pouze membránové stěně. Ve druhé části se nachází ekonomizér 3. Ve třetí části se nachází ekonomizér 2. V poslední, čtvrté části tohoto tahu se spaliny přesouvají do tahu třetího. Na konci této části se nachází výsypka na popílek.

Třetí tah je po směru spalin vyplněn ohřívákem primárního vzduchu, na který navazuje ekonomizér 1. Tento tah je tvořen nechlazenými stěnami.

Vstupní voda má ze zadání teplotu 70 °C. S touto teplotou vstupuje do membránové stěny, kde se ohřeje na 102,2 °C. Poté je proud rozdělen na tři části. První část proudu je tvořena 25 % z celkového proudu a ohřívá se v ekonomizéru 3 na teplotu 137,6 °C. Druhá část je tvořena 25 % z celkového proudu a ohřívá se v ekonomizéru 2 na teplotu 140,4 °C. Poslední část proudu, jenž je tvořena z 50 % celkového proudu, se ohřívá v ekonomizéru 1 na teplotu 120,9 °C. Následně se voda opětovně smíchá a na výstupu má teplotu 130,0 °C.

Vzduch byl rozdělen podle užití na vzduch primární, sekundární a vzduch pro pohazování paliva. Ohřívát se bude pouze vzduch primární, který tvoří 50 % vzduchu celkového. Ohřev primárního vzduchu na teplotu 200 °C proběhne v ohříváku vzduchu. Vstupní teplota nasávaného vzduchu je 25 °C.

Tab. 1.1 Zadaný výkon a parametry vody.

	Označení	Velikost
Tepelný výkon kotle	Q [MW]	30
Teplota vody na vstupu	t_{in} [°C]	70
Teplota vody na výstupu	t_{out} [°C]	130
Tlak vody na výstupu	p [bar]	20

1.2 Palivo

Zvolené palivo pro tento kotel byla smrková štěpka. Její prvkové složení bylo poskytnuto v rámci školní výuky. Prvkové složení štěpky bylo uvedeno v tab. 1.2. Výhřevnost paliva je $Q_r^i = 10\,150$ kJ/kg.

Tab. 1.2 Prvkové složení smrkové štěpky.

Prvek	Označení	Složení [%]
Uhlík	C^r	29,64
Vodík	H_2^r	3,86
Kyslík	O_2^r	26,1
Dusík	N_2^r	0,09
Síra	S^r	0,006
Popelovina	A^r	0,3
Vlhkost	W^r	40

1.3 Popis vypracování

Základním zdrojem pro vypracování této práce byla skripta Parní kotle [1]. V případě potřeby byla použita další skripta, případně odborné připomínky konzultanta. Veškeré výpočty byly prováděny v softwaru MS Excel. Vypočtené hodnoty byly při přepisu práce zaokrouhleny na menší počet desetinných míst. Potřebné fyzikální veličiny vody, byly zjištěny z programu EES. Následně byl výpočet zdokumentován v MS Word. Výkres a obrázky byly prováděny v programu AutoCAD.

1.4 Cíle práce

V rámci zpracování této práce byly vymezeny tři cíle. Prvním z nich bylo zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle, druhým cílem bylo zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení. Posledním cílem bylo určit tlakové ztráty na straně spalin i média.

2 Stechiometrické výpočty

Tyto výpočty mají určit minimální objemy vzduchu pro spalování, složení a entalpii spalin. Všechny vzorce využité pro výpočty dle [1].

2.1 Výpočet minimálního objemu vzduchu

Minimální objem kyslíku ke spálení 1 kg paliva

$$O_{O_2_{min}} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (2.1)$$

$$O_{O_2_{min}} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{29,64}{12,01} + \frac{3,86}{4,032} + \frac{0,006}{32,06} - \frac{26,1}{32} \right) = 0,5846 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{vz_{min}}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2_{min}} = \frac{100}{21} \cdot 0,5846 = 2,7837 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{pal}} \quad (2.2)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{vz_{min}}^V = f \cdot O_{vz_{min}}^S = 1,016 \cdot 2,7837 = 2,8282 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{pal}} \quad (2.3)$$

kde f je součinitel podílu vodní páry. Na základě teploty a vlhkosti dosazují $f = 1,016$

Objem vodní páry v minimálním množství vlhkého vzduchu

$$O_{H_2O_{vz}}^V = (f - 1) \cdot O_{vz_{min}}^S = (1,016 - 1) \cdot 2,7837 = 0,0445 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{pal}} \quad (2.4)$$

2.2 Výpočet minimálního objemu spalin

Minimální množství suchých spalin vznikne dokonalým spálením 1 kg paliva při minimálním množství vzduchu ($\alpha=1$).

Objem CO_2 ve spalinách

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{vz_{min}}^S \quad (2.5)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{29,64}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,7837 = 0,5502 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{pal}}$$

Objem SO_2 ve spalinách

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,006}{32,06} = 0,00004 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.6)$$

Objem N_2 ve spalinách

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{vz_{min}}^S \quad (2.7)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,7837 = 2,1734 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Objem Ar ve spalinách

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vz_{min}}^S = 0,0092 \cdot 2,7837 = 0,0256 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.8)$$

Minimální objem vodní páry ve spalinách

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{vz_{min}}^S \quad (2.9)$$

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,86}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{40}{18,016} + (1,016 - 1) \cdot 2,7837 = 0,9712 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Minimální objem suchých spalin

$$O_{sp_{min}}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (2.10)$$

$$O_{sp_{min}}^S = 0,5502 + 0,00004 + 2,1734 + 0,0256 = 2,7492 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{sp_{min}}^V = O_{sp_{min}}^S + O_{H_2O} = 2,7492 + 0,9712 = 3,7204 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.11)$$

2.3 Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin s přebytkem

Pro konkrétní palivo byl po konzultaci zvolen přebytek vzduchu $\alpha=1,4$.

Skutečný objem suchého vzduchu

$$O_{vz}^S = O_{vz_{min}}^S \cdot \alpha = 2,7837 \cdot 1,4 = 3,8971 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.12)$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu

$$O_{vz}^V = O_{vz_{min}}^V \cdot \alpha = 2,8282 \cdot 1,4 = 3,9595 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.13)$$

Skutečný objem suchých spalin

$$O_{sp}^S = O_{sp_{min}}^S \cdot \alpha = 2,7492 \cdot 1,4 = 3,8627 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.14)$$

Skutečný objem vlhkých spalin

$$O_{sp}^V = O_{sp_{min}}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{vz_{min}}^V \quad (2.15)$$

$$O_{sp}^V = 3,7204 + (1,4 - 1) \cdot 3,9595 = 4,8517 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

2.4 Entalpie spalin a vzduchu

Pro výpočet je důležité zjistit entalpii spalin. Základem výpočtu entalpie spalin je tab. 2.1. Ta je získána z [1], doplněna o hodnoty z [2] a dopočítána pomocí interpolací. Výpočty entalpií se provedou pro každou teplotu z tab. 2.1. Tím vznikla tab. 2.2. Do ukázkového výpočtového vzorce jsou dosazeny hodnoty výpočtu pro teplotu 100 °C.

Tab. 2.1 Měrná entalpie některých složek spalin i_i^t [kJ/Nm³] v závislosti na teplotě.

t [°C]	O	CO ₂	N ₂	H ₂ O	SO ₂	Ar	Popílek [kJ/kg]	Vzduch suchý
100	132	170	130	150	189	93	81	132
200	267	357	260	304	392	186	169	266
300	407	559	392	463	610	278	264	403
400	551	772	527	626	836	372	360	542
500	699	994	666	795	1070	465	458	684
600	850	1225	804	969	1310	557	560	830
700	1004	1462	948	1149	1550	650	662	978
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	767	1129
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	874	1283
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	984	1439
1100	1640	2464	1547	1934	2562	1020	1139	1597
1200	1804	2724	1702	2145	2819	1113	1294	1756
1300	1967	2984	1856	2357	3076	1205	1448	1916
1400	2131	3244	2011	2568	3333	1298	1603	2077
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	1758	2240
1600	2457	3764	2321	2990	3847	1482	1913	2403
1700	2621	4024	2476	3201	4104	1575	2068	2568
1800	2784	4284	2630	3413	4316	1667	2222	2732

Entalpie minimálního objemu spalin

$$I_{sp_{min}}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t \quad (2.16)$$

$$I_{sp_{min}}^t = 0,5502 \cdot 170 + 0,00004 \cdot 189 + 2,1734 \cdot 130 + 0,0256 \cdot 93 + 0,9712 \cdot 150$$

$$I_{sp_{min}}^t = 524,14 \frac{kJ}{kg}$$

Entalpie minimálního množství vzduchu [2]

$$I_{vz_{min}}^t = O_{vz_{min}}^S \cdot i_{svz}^t + O_{H_2O_{vz}}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (2.17)$$

$$I_{vz_{min}}^t = 2,7837 \cdot 132 + 0,0445 \cdot 150 = 374,12 \frac{kJ}{kg}$$

Entalpie popílku I_p se uvažuje jen v případě, že je splněna tato nerovnost

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_p} \quad (2.18)$$

$$A^r > \frac{6 \cdot 10\,150}{41,8 \cdot 30}$$

$$0,3 \ngtr 48,56$$

kde procento popílku v úletu $X_p = 30$

Nerovnost není splněna, při výpočtu entalpie spalin s přebytkem vzduchu uvažují $I_p = 0$

Entalpie spalin s přebytkem vzduchu

$$I_{sp}^\alpha = I_{sp_{min}}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{vz_{min}}^t + I_p \quad (2.19)$$

$$I_{sp}^\alpha = 524,14 + (1,4 - 1) \cdot 374,12 + 0 = 673,79 \frac{kJ}{kg}$$

Tab. 2.2 Entalpie spalin a vzduchu.

t [°C]	$I_{sp_{min}}^t \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$I_{vz_{min}}^t \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$I_{sp}^\alpha \left[\frac{kJ}{kg} \right]$
100	524,14	374,12	673,79
200	1 061,52	753,99	1 363,12
300	1 616,33	1 141,04	2 072,75
400	2 187,65	1 536,62	2 802,30
500	2 778,42	1 939,43	3 554,19

600	3 376,79	2 353,59	4 318,23
700	3 997,36	2 773,59	5 106,80
800	4 630,44	3 202,16	5 911,30
900	5 276,81	3 639,39	6 732,56
1000	5 635,21	4 082,41	7 568,17
1100	6 622,19	4 531,64	8 434,85
1200	7 309,17	4 983,64	9 302,63
1300	7 996,16	5 438,44	10 171,53
1400	8 683,14	5 896,01	11 041,55
1500	9 370,13	6 359,15	11 913,79
1600	10 057,11	6 822,29	12 786,03
1700	10 744,09	7 291,00	13 660,49
1800	11 431,08	7 756,93	14 533,85

2.5 Fyzikální charakteristiky spalin

Pro celý výpočet je potřeba znát fyzikální charakteristiky spalin. Ty byly určeny podle vlhkosti [1].

Obsah vodní páry ve spalinách

$$x_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{spmin}^V} = \frac{0,97}{3,72} = 0,26 \quad (2.20)$$

Obsah H_2O ve spalinách je 26 %. V [1] je maximální hodnota obsahu H_2O 25 %. Rozdíl mezi hodnotami je natolik minimální, že nebude mít vliv na celkový výpočet.

Tab. 2.3 Fyzikální charakteristiky spalin o vlhkosti 25 %.

t [°C]	Prandtlovo číslo [-]	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda \cdot 10^{-3}$ [W/m · K]	Součinitel kinematické viskozity $\nu \cdot 10^{-6}$ [m ² /s]
0	0,78	23,1	11,7
100	0,75	32,4	21
200	0,73	42,0	32,5
300	0,71	51,2	45,6
400	0,70	60,9	90,7
500	0,69	70,4	77,1
600	0,68	80,1	95,3
700	0,66	89,8	115
800	0,65	99,7	136
900	0,64	109,0	157

3 Tepelná bilance kotle

V této kapitole je cílem zjistit účinnost kotle, z jeho ztrát. Poté se spočítá množství ohřívané vody a množství paliva vstupujícího do kotle. Celá kapitola je počítána podle [1].

3.1 Teplo přivedené do kotle

Výpočet tepla přivedeného do kotle, vztažené na 1 kg tuhého paliva, vychází z výhřevnosti paliva a fyzického tepla paliva. Výhřevnost paliva je $Q_r^i = 10\,150 \text{ kJ/kg}$.

Měrné teplo paliva

$$c_{pal} = c_w \cdot \frac{W^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W^r}{100} \quad (3.1)$$

$$c_{pal} = 4,19 \cdot \frac{40}{100} + 1,3 \cdot \frac{100 - 40}{100} = 2,456 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

kde měrné teplo vody lze brát $c_w = 4,19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
měrné teplo sušiny paliva lze brát $c_{su} = 1,3 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Fyzické teplo paliva při 20 °C

$$i_p = c_{pal} \cdot t_p = 2,456 \cdot 20 = 49,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.2)$$

Fyzické teplo se uvažuje v případě splnění nerovnosti

$$W^r \geq \frac{Q_r^i}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (3.3)$$

$$40 \geq 16,15$$

Teplo přivedené do kotle

$$Q_p^p = Q_r^i + i_p + Q_{vz} + Q_{pr} = 10\,150 + 49,12 = 10\,199,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.4)$$

kde $Q_{vz} = 0$ jelikož teplo není předehříváno cizím zdrojem
 $Q_{pr} = 0$ jelikož není teplo přivedené parou při ofukování

3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

Pro ztráty kotle je potřeba znát informace o rozložení popela v kotli. Tyto informace jsou uvedeny v tab. 3.1 a byly určeny na základě konzultace. Propad roštem je minimální a v tomto výpočtu se neuvažuje. V tab. 3.1 se postupně uvádí podíl popela X_i a obsah spalitelných látek v tuhých zbytcích C_i . Následně je uvedena teplota t_i a měrná tepelná kapacita popílku c_i . Měrná tepelná kapacita popílku byla zjištěna z [1] a následně interpolována pro jednotlivé teploty popela.

Tab. 3.1 Bilance popela v kotli.

	$X_i [-]$	C_i	$t_i [^{\circ}\text{C}]$	$c_i [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$
Škvára	0,6	0,05	300	0,879
Výsypka	0,1	0,3	400	0,9
Úlet	0,3	0,25	130	0,819
Propad	0	0	0	0

3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalínách

Ztráta hořlavinou ve spalínách, nebo také ztráta chemickým nedopalem byla pro návrh tohoto kotle určena $Z_{cn} = 0,05 \%$. Tato hodnota je největší přípustná pro biomasu podle [5]

3.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

Celková ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích se určí součtem ztrát ve škváře, výsypce a úletu. Výhřevnost hořlavinou v tuhých zbytcích se uvažuje $Q_{ci} = 32\,600 \text{ kJ/kg}$.

Ztráta ve škváře

$$Z_{cš} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \quad (3.5)$$

$$Z_{cš} = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{0,3}{10\,199,12} \cdot 32600 = 0,050 \%$$

Ztráta ve výsypce 2. tahu

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

$$Z_{cv} = \frac{30}{100 - 30} \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{0,3}{10\,199,12} \cdot 32600 = 0,068 \%$$

Ztráta v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \quad (3.7)$$

$$Z_{cú} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{30}{100} \cdot \frac{0,3}{10\,199,12} \cdot 32600 = 0,160 \%$$

Celková ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$$Z_c = Z_{cš} + Z_{cv} + Z_{cú} = 0,050 + 0,068 + 0,160 = 0,279 \% \quad (3.8)$$

3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta ve škváře

$$Z_{fš} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (3.9)$$

$$Z_{fš} = \frac{60}{100 - 5} \cdot \frac{0,3}{10 \cdot 199} \cdot 0,879 \cdot 300 = 0,00490 \%$$

Ztráta ve výsypce 2. tahu

$$Z_{fv} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (3.10)$$

$$Z_{fv} = \frac{10}{100 - 30} \cdot \frac{0,3}{10 \cdot 199} \cdot 0,9 \cdot 400 = 0,00151 \%$$

Ztráta v úletu

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

$$Z_{fú} = \frac{30}{100 - 25} \cdot \frac{0,3}{10 \cdot 199} \cdot 0,819 \cdot 130 = 0,00125 \%$$

Celková ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$$Z_f = Z_{fš} + Z_{fv} + Z_{fú} = 0,00490 + 0,00151 + 0,00125 = 0,0076 \% \quad (3.12)$$

3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí je funkcí maximálního využitelného tepelného výkonu. Výpočet vychází z [4].

Výpočet maximálního tepelného výkonu [4]

$$Q_N = M_p \cdot Q_r^i = 3,23 \cdot 10,15 = 32,74 \text{ MW} \quad (3.13)$$

Výpočet ztráty sdílením tepla do okolí [4]

$$Z_s = \frac{C_n \cdot Q_N^{0,7}}{Q_N} \cdot 100 = \frac{0,022 \cdot 32,74^{0,7}}{32,74} \cdot 100 = 0,773 \% \quad (3.14)$$

kde C_n je koeficient zohledňující spalované palivo po konzultaci dosazují 0,022

3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_p^p} \quad (3.15)$$

$$Z_k = (100 - 0,279) \cdot \frac{880,59 - 93,56}{10\,199} = 7,695 \%$$

kde I_{sp} je entalpie spalin na výstupu z kotle, hodnotu získám interpolací pro 130 °C
 I_{vz} je entalpie vzduchu, hodnotu získám interpolací pro 25 °C

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_K = 100 - \sum Z_i \quad (3.16)$$

$$\eta_K = 100 - (0,05 + 0,279 + 0,0076 + 0,773 + 7,695) = 91,196 \%$$

3.3 Množství vody a paliva

Množství ohřáté vody se určilo ze zadaného výkonu Q_z a z rozdílu entalpií vody. Voda se ohřívala ze 70 °C na 130 °C. Na výstupu měla voda tlak 20 bar. Entalpii se následně získá z programu EES.

$$M_v = \frac{Q_z}{i_{ov} - i_{nv}} = \frac{30\,000}{547,9 - 295,1} = 118,67 \frac{kg}{s} \quad (3.17)$$

Množství vody v kotli bylo natolik velké, že ho bylo po výstupu z membránové stěny potřeba rozdělit. Nerozdělený proud vody by způsobil vysoké rychlosti v trubkách ekonomizéru, což by mělo za následek velké hydraulické ztráty. Proto byl proud rozdělen na tři části. První ekonomizér, stejně jako druhý, ohříval 25 % celkového proudu. Třetí ekonomizér ohříval zbylých 50 % proudu vody.

Množství paliva přivedeného do kotle

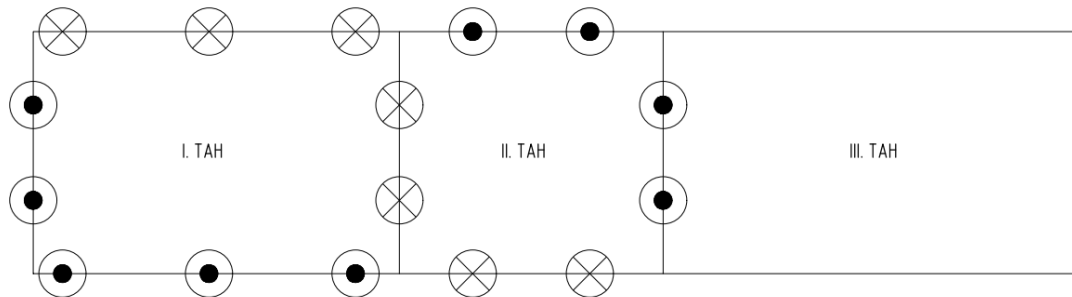
$$M_p = \frac{Q_z}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{30\,000}{10199,12 \cdot 0,9119} = 3,2254 \frac{kg}{s} \quad (3.18)$$

Skutečné množství spáleného paliva

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) = 3,2254 \cdot \left(1 - \frac{0,279}{100}\right) = 3,2164 \frac{kg}{s} \quad (3.19)$$

3.4 Zavodňovací schéma

Zavodnění membránové stěny, začíná v dolním rohu I. tahu. Následně voda prochází membránovou stěnou podle obr. 3.1, a opouští ji v horním rohu II. tahu jak je uvedeno na výkresu v příloze



Obr. 3.1 Zavodňovací schéma membránové stěny.

4 Výpočet spalovací komory

Čtvrtá kapitola se zaměřovala na návrh a tepelný výpočet ohniště. Jejím výsledkem byla velikost spalovací komory a vystupující teplota spalin. Celá kapitola je počítána podle vzorců z [1].

4.1 Návrh velikosti ohniště

Návrh ohniště spočíval ve zvoleném tepelném zatížení. Pro rošt byla po konzultaci zvolena velikost zatížení $q_r^{ná} = 2,2 \text{ MW/m}^2$. Po určení návrhové plochy byla stanovena skutečná plocha roštu tak, aby strany byly dělitelné roztečí mezi trubkami membránové stěny.

Návrhová plocha roštu

$$S_r^{ná} = \frac{M_p \cdot Q_r^i}{q_r^{ná}} = \frac{3,2254 \cdot 10,15}{2,2} = 14,88 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Skutečná plocha roštu

$$S_r^{sk} = a_r \cdot b_r = 5 \cdot 3 = 15 \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

Skutečné zatížení roštu

$$q_r^{sk} = \frac{M_p \cdot Q_r^i}{S_r^{sk}} = \frac{3,2254 \cdot 10,15}{15} = 2,18 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2} \quad (4.3)$$

Šířka ohniště byla zvětšena oproti šířce roštu, z důvodu zavodňovacích trubek a těsnění. Šířka ohniště i celého kotle byla tedy $b = 3,3 \text{ m}$.

Pro návrh výšky ohniště se postupovalo stejně jako v případě roštu. Zvolené objemové teplotní zatížení ohniště bylo $q_o^{ná} = 200 \text{ kW/m}^3$.

Návrhová výška ohniště

$$V_o^{ná} = \frac{M_p \cdot Q_r^i}{q_o^{ná}} = \frac{3,2254 \cdot 10 \cdot 150}{200} = 163,689 \text{ m}^3 \quad (4.4)$$

Návrhová výška ohniště

$$h_o = \frac{V_o^{ná}}{a_r \cdot b} = \frac{163,689}{5 \cdot 3,3} = 9,9 \text{ m} \quad (4.5)$$

Výška ohniště byla zvolena větší, aby zatížení objemové bylo nižší než návrhové tedy $h_o = 10,1 \text{ m}$.

Skutečný objem ohniště

$$V_o^{sk} = a_r \cdot b \cdot h_o = 5 \cdot 3,3 \cdot 10,1 = 166,65 \text{ m}^3 \quad (4.6)$$

Skutečné zatížení ohniště

$$q_o^{sk} = \frac{M_p \cdot Q_r^i}{V_o^{sk}} = \frac{3,2254 \cdot 10^6}{166,65} = 196,45 \frac{kW}{m^3} \quad (4.7)$$

4.2 Určení geometrických parametrů ohniště

Celkový povrch stěn ohniště

$$F_{st} = 2 \cdot (a_r \cdot b) + 2 \cdot (h_o \cdot b) + 2 \cdot (a_r \cdot h_o) \quad (4.8)$$

$$F_{st} = 2 \cdot (5 \cdot 3,3) + 2 \cdot (10,1 \cdot 3,3) + 2 \cdot (5 \cdot 10,1) = 200,66 m^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště je plocha bez roštu a okna do druhého tahu kotle

$$F_{ús} = (a_r \cdot b) + (h_o \cdot b) + 2 \cdot (a_r \cdot h_o) + b \cdot (h_o - c) \quad (4.9)$$

$$F_{ús} = (5 \cdot 3,3) + (10,6 \cdot 3,3) + 2 \cdot (5 \cdot 10,6) + 3,3 \cdot (10,6 - 1,8) = 178,22 m^2$$

4.3 Tepelný výpočet ohniště

Tepelný výpočet ohniště se provádí pomocí interpolace. Na začátku se zvolila předpokládaná teplota na konci ohniště, která se měnila, dokud se neshodovala s teplotou návrhovou. Návrhová teplota byla zvolena $t_{ko}^{návrh} = 881 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Součinitel M

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (4.10)$$

Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (4.11)$$

$$Bo = \frac{0,992 \cdot 3,216 \cdot 8,573}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 200,66 \cdot 1644,15^3} = 1,1993$$

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_s}{\eta_K + Z_s} = 1 - \frac{0,773}{91,19 + 0,773} = 0,992 \quad (4.12)$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_o}{t_a - t_o} = \frac{10786,48 - 6537,9}{1370,7 - 876,3} = 8,597 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (4.13)$$

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{cn} - Z_c - Z_f}{100 - Z_c} + Q_{vz} \quad (4.14)$$

$$I_u = 10\,199,12 \cdot \frac{100 - 0,05 - 0,279 - 0,0076}{100 - 0,279} + 593,3 = 10786,5 \frac{kJ}{kg}$$

Z Entalpie $I_u = 10786,5$ se podle tab. 2.2 určí výsledná adiabatická teplota $t_{ad} = 1370,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Teplo přivedené vzduchem bylo tvořeno z 50 % primárním vzduchem ohřátým na $200 \text{ }^\circ\text{C}$, z 10 % pohazovacím vzduchem a z 40 % vzduchem sekundárním.

$$Q_{vz} = 0,5 \cdot \alpha \cdot I_{vz\ min}^{200} + 0,5 \cdot \alpha \cdot I_{vz\ min}^{25} \quad (4.15)$$

$$Q_{vz} = 0,5 \cdot 1,4 \cdot 753,9 + 0,5 \cdot 1,4 \cdot 93,5 = 593,3 \frac{kJ}{kg}$$

kde dosazují entalpie vzduchu podle tab. 2.2

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\bar{\psi} = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,45 = 0,45 \quad (4.16)$$

kde uhlový součinitel $x = 1$

součinitel zanešení stěn ohniště dle konzultace $\xi = 0,45$

Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (4.17)$$

$$a_o = \frac{0,4573 + (1 - 0,4573) \cdot \frac{15}{178,22}}{1 - (1 - 0,4573) \cdot (1 - 0,45) \cdot \left(1 - \frac{15}{178,22}\right)} = 0,6922$$

kde R je plocha hořící vrstvy paliva na roštu, tedy plocha ohniště

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(2,04 \cdot 0,1 \cdot 2,98)} = 0,4573 \quad (4.18)$$

kde tlak v ohništi je $p = 0,1 \text{ Mpa}$

Účinná tloušťka sálové plochy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{166,65}{200,66} = 2,9898 \text{ m} \quad (4.19)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot I_1 \cdot I_2 \quad (4.20)$$

$$k = 1,8797 + 0,0098 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 2,044 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

kde pro jiné palivo než uhlí hodnota $I_1 = 0,5$
pro roštové ohniště hodnota $I_2 = 0,03$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ko} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (4.21)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 2,99}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1154,15}{1000} \right) \cdot 0,317 = 1,8843 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O_{sp}} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{vzmin}^S}{O_{sp}^V} \quad (4.22)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,9712 + (1,016 - 1) \cdot (1,4 - 1) \cdot 2,7837}{4,8517} = 0,2039$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}^V} = \frac{0,00004 + 0,5502}{4,8517} = 0,1134 \quad (4.23)$$

Objemová část tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1134 + 0,2039 = 0,3173 \quad (4.24)$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3173 = 0,0317 \quad (4.25)$$

kde za p bylo dosazeno 0,1 MPa, jelikož v ohništi není přetlak [1]

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{ko} + 273,15)^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (4.26)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(881 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 0,1855 = 0,0098 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

kde za d je dosazena střední efektivní průměr částic popílku podle [1]

Koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}^V} \cdot \frac{X_p}{100} = \frac{10 \cdot 0,3}{4,8517} \cdot \frac{30}{100} = 0,1855 \frac{g}{m^3} \quad (4.27)$$

Výkon odevzdaný do stěn ohniště

$$Q_{st} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_o) = 3,216 \cdot 0,99 \cdot (10\,786,5 - 6\,576,5) \quad (4.28)$$

$$Q_{st} = 3,216 \cdot 0,99 \cdot (10\,786,5 - 6\,576,5) = 13\,427,3 \text{ kW}$$

Skutečná teplota na konci ohniště

$$t_{ko_{skut}} = \frac{t_{ad} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)} = \frac{1370,7 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,692}{1,199}\right)^2} - 273,15 = 880,99 \text{ °C} \quad (4.29)$$

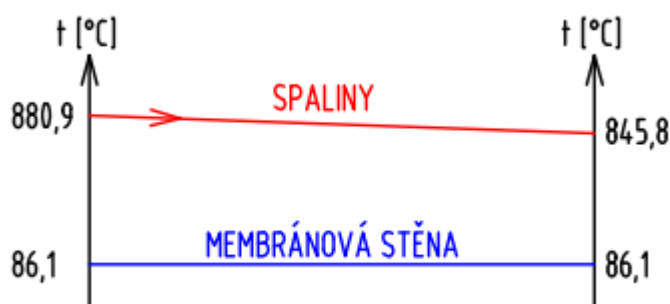
Rozdíl mezi skutečnou a navrhovanou teplotou na konci ohniště je 0,01 °C. Tento rozdíl je v rámci výpočtu zanedbatelný.

5 Návrh II. tahu kotle

V této kapitole se navrhne a spočítá II. tah horkovodního kotle. Celý tah je obestavěn membránovou stěnou a nachází se v něm ekonomizér 3 a ekonomizér 2. Kapitola využívá vzorce z [1], pokud není uvedeno jinak.

5.1 Návrh první části II. tahu

První částí II. tahu je obratová komora. Ta slouží k obrácení směru proudících spalin. Teplo spalin předávají vodě v membránové stěně. Rozměry obratové komory byly voleny s ohledem na rychlosti spalin. Dovolená rychlost spalin v této části je do 7 m/s, což je splněno. Teplota na konci první části byla volena, a následně pomocí interpolací zpřesněna. Volená teplota na konci obratové komory je $t_{out}^{ná} = 845,8 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. 5.1 Průběh teplot v první části II. tahu.

Fyzikální charakteristiky spalin byly interpolačně vypočítány pro střední teplotu podle tab. 2.3. Tyto hodnoty byly uvedeny v tab. 5.1.

Tab. 5.1 Fyzikální charakteristiky spalin pro $863,4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,644
Tepelná vodivost	λ [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]	0,1056
Kinematická viskozita	ν [m^2/s]	$1,49 \cdot 10^{-4}$

5.1.1 Teplotní výpočet membránové stěny v první části II. tahu

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{ko} + t_{out}^{ná}}{2} = \frac{880,99 + 845,8}{2} = 863,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{5,46} \cdot \frac{273 + 863,4}{273} = 11,88 \text{ m}^2 \quad (5.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{b \cdot l_2} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{3,6 \cdot 3,3} \cdot \frac{273 + 863,4}{273} = 5,47 \frac{m}{s} \quad (5.3)$$

Délka tahu

$$l_2 = \frac{F_{sp}}{b} = \frac{11,88}{3,3} = 3,6 \text{ m} \quad (5.4)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (5.5)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,1056}{3,44} \cdot \left(\frac{5,47 \cdot 3,44}{1,49 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,644^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 7,13 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde opravný koeficient při nahřívání spalin $c_t = 1$
opravný koeficient na poměrnou délku $c_l = 1$
opravný koeficient při proudění v kanálech mezikruží $c_m = 1$

Ekvivalentní průměr je podíl světlého průřezu ku obvodu průřezu kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot l_1 \cdot b}{2 \cdot (l_1 + b)} = \frac{4 \cdot 3,6 \cdot 3,3}{2 \cdot (3,6 + 3,3)} = 3,44 \text{ m} \quad (5.6)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\xi} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (5.7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,41 \cdot (863,4 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(235,9 + 273)}{(863,4 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(235,9 + 273)}{(863,4 + 273)}} = 54,2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\xi} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(0,535)} = 0,414 \quad (5.8)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (2,25 + 0) \cdot 0,1 \cdot 2,6 = 0,535 \quad (5.9)$$

kde $k_p \cdot \mu = 0$ vzhledem k typu ohniště
tlak v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.10)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 2,6}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{863,4 + 273}{1000} \right) \cdot 0,317 = 2,10 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{23,76}{32,88} = 2,6 \text{ m} \quad (5.11)$$

kde $F_{st} = S$

Objem sálové vrstvy

$$V = b \cdot c \cdot l_2 = 3,3 \cdot 2 \cdot 3,6 = 23,76 \text{ m}^3 \quad (5.12)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{880,9} - I_{sp}^{845,8})}{S} \cdot 10^3 \quad (5.13)$$

$$t_z = 86,1 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (6576,5 - 6287,4)}{32,88} \cdot 10^3 = 234,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$

Výhřevná plocha obrátové komory

$$S = b \cdot l_2 + c \cdot b + 2 \cdot (l_2 \cdot c) \quad (5.14)$$

$$S = 3,3 \cdot 3,6 + 2 \cdot 3,3 + 2 \cdot (3,6 \cdot 1,8) = 32,88 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,9 \cdot 7,13 + 54,2 = 60,66 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.15)$$

kde ω je součinitel omývání plochy a byl zvolen 0,9

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 60,66 = 36,40 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.16)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivity a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{794,9 - 759,7}{\ln \frac{794,9}{759,7}} = 777,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.17)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{stř}^V = 880,9 - 86,1 = 794,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.18)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{stř}^V = 845,8 - 86,1 = 759,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.19)$$

Teplo odebrané v obratové komoře

$$Q_{MS1} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{32,88 \cdot 36,4 \cdot 777,2}{1000} = 930,1 \text{ kW} \quad (5.20)$$

5.1.2 Kontrolní výpočet

Teplo spalin na vstupu do první části

$$Q_{in} = I_{sp}^{880,9} \cdot M_{pv} = 6576,5 \cdot 3,22 = 21\,152,8 \text{ kW} \quad (5.21)$$

Teplo na výstupu z první části

$$Q_{out} = Q_{in} - Q_{MS1} = 21\,152,8 - 930,1 = 20\,222,7 \text{ kW} \quad (5.22)$$

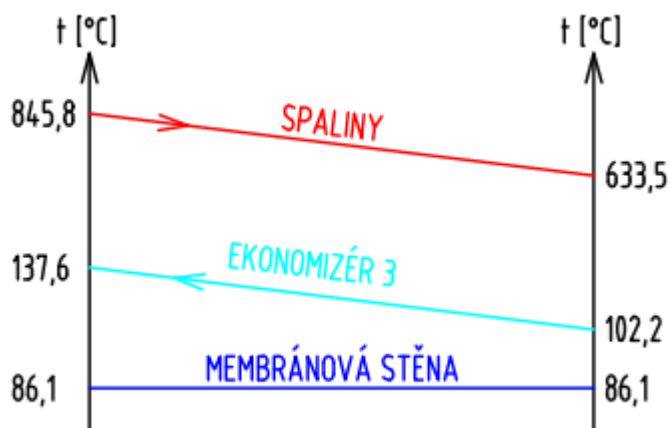
Entalpie spalin na konci první části

$$I_{out} = \frac{Q_{out}}{M_{pv}} = \frac{20\,222,7}{3,22} = 6287,3 \frac{kJ}{kg} \quad (5.23)$$

Dle tab. 2.2, entalpie spalin na konci první části odpovídá teplotě $t_{out}^{skut} = 845,78 \text{ } ^\circ\text{C}$. Odchylka od návrhové teploty je $0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$ a lze ji považovat za dostatečně malou pro tento výpočet.

5.2 Návrh druhé části II. tahu

V této části se nachází EKO3 a membránová stěna. Výpočet probíhá interpolačně, a zvolená teplota na konci této části $t_{out}^{návrh} = 633,5 \text{ °C}$. Ekonomizér byl navržen jako protiproud a příčná rozteč je zde větší než u ostatních ekonomizérů s ohledem na nalepování popílku. Tento ekonomizér je tvořen dvěma hady, z důvodu snížení rychlosti vody v trubkách, ta je rovna 1,3 m/s.



Obr. 5.2 Průběh teplot v druhé části II. tahu.

Fyzikální charakteristiky spalin byly interpolačně vypočítány pro střední teplotu podle tab. 2.3. Tyto hodnoty byly následně uvedeny v tab. 5.2

Tab. 5.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro $739,65 \text{ °C}$.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,656
Tepelná vodivost	$\lambda [W/m \cdot K]$	0,0938
Kinematická viskozita	$\nu [m^2/s]$	$1,24 \cdot 10^{-4}$

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{in}^{skut} + t_{out}^{návrh}}{2} = \frac{845,78 + 633,5}{2} = 739,65 \text{ °C} \quad (5.24)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{9,55} \cdot \frac{273 + 739,7}{273} = 6,06 \frac{m}{s} \quad (5.25)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = b \cdot l_2 - (n_1 \cdot D \cdot l_2) = 3,3 \cdot 3,6 - (17 \cdot 0,038 \cdot 3,6) = 9,55 \text{ m}^2 \quad (5.26)$$

5.2.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 3 v druhé části II. tahu

V ekonomizéru 3 se ohřeje 25 % napájecí vody. Voda zde zvýší svoji teplotu ze 102,2 °C na 137,6 °C.

Tab. 5.3 Geometrické charakteristiky Ekonomizéru 3.

Název	Označení	Velikost
Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Vnitřní průměr trubky	d [m]	0,03
Tloušťka stěny trubky	t [m]	0,004
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,2
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,08
Počet trubek vedle sebe	n_1 [-]	17
Počet trubek pod sebou	n_2 [-]	20
Počet hadů	n_h [-]	2

Součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.27)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0938}{0,038} \cdot \left(\frac{6,06 \cdot 0,038}{1,24 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,656^{0,33} = 57,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde oprava na počet podélných řad $C_z = 1$
oprava na uspořádání svazku $C_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (5.28)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,22 \cdot (739,7 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(318,8 + 273)}{(739,7 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(318,8 + 273)}{(739,7 + 273)}} = 25,25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\zeta} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(0,252)} = 0,22 \quad (5.29)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (5,62 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,45 = 0,252 \quad (5.30)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) \quad (5.31)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,448 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.32)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 0,45}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{739,7 + 273}{1000} \right) \cdot 0,317 = 5,6 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Teplota povrchu nánosu

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{845,8} - I_{sp}^{633,5})}{S} \cdot 10^3 \quad (5.33)$$

$$t_z = 119,91 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (6287,4 - 4582,6)}{146,12} \cdot 10^3 = 318,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$

Teplosměnná plocha ekonomizéru 3

$$S = \pi \cdot D \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot l_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 17 \cdot 20 \cdot 3,6 = 146,12 \text{ m}^2 \quad (5.34)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 57,3 + 25,25 = 82,59 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.35)$$

kde ω součinitel omývání plochy, dle konzultace 1

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 82,59 = 49,55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.36)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivity a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{708,1 - 531,3}{\ln \frac{708,1}{531,3}} = 615,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.37)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{out}^V = 845,7 - 137,6 = 708,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.38)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{in}^V = 633,5 - 102,2 = 531,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.39)$$

Výkon odebraný ekonomizérem 3

$$Q_{EKO3} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{146,12 \cdot 49,55 \cdot 615,5}{1000} = 4457,1 \text{ kW} \quad (5.40)$$

5.2.2 Tepelný výpočet membránové stěny v 2. části II. tahu

Zde se vypočítal odebraný výkon membránovou stěnou, který se poté přičetl k výkonu odebraným ekonomizérem 3, pro vypočítání druhé části jako celku. Parametry pro spaliny jsou stejné jako u ekonomizéru 3.

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (5.41)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0938}{0,28} \cdot \left(\frac{6,06 \cdot 0,28}{1,24 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,656^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 13,31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde opravný koeficient při nahřívání spalin $c_t = 1$
opravný koeficient na poměrnou délku $c_l = 1$
opravný koeficient při proudění v kanálech mezikruží $c_m = 1$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{O} = \frac{4 \cdot 9,55}{137,49} = 0,28 \text{ m} \quad (5.42)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (b + l_2) + 2 \cdot n_1 \cdot (D + l_2) \quad (5.43)$$

$$O = 2 \cdot (3,3 + 3,6) + 2 \cdot 17 \cdot (0,038 + 3,6) = 137,49 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (5.44)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,22 \cdot (739,7 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(1139,1 + 273)}{(739,7 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(1139,1 + 273)}{(739,7 + 273)}} = 83,73 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{845,8} - I_{sp}^{633,5})}{S} \cdot 10^3 \quad (5.45)$$

$$t_z = 86,1 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (6287,4 - 4591,9)}{27,6} \cdot 10^3 = 1139,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Celková plocha membránové stěny v 2. části II. tahu

$$S = 2 \cdot h_2 \cdot (b + l) = 2 \cdot 2 \cdot (3,3 + 3,6) = 27,6 \text{ } m^2 \quad (5.46)$$

kde výška 2. části $h_2 = 2 \text{ } m$ byla určena z výkresu

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,9 \cdot 13,31 + 83,7 = 95,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.47)$$

kde ω je součinitel omývání plochy a byl zvolen 0,9

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 96,63 = 57,42 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.48)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivnosti a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{759,7 - 547,4}{\ln \frac{759,7}{547,4}} = 647,77 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.49)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{stř}^V = 845,8 - 86,1 = 759,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.50)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{stř}^V = 633,5 - 86,1 = 547,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.51)$$

Výkon odebraný membránovou stěnou v 2. části II. tahu

$$Q_{MS2} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{27,6 \cdot 57,42 \cdot 647,77}{1000} = 1026,6 \text{ kW} \quad (5.52)$$

5.2.3 Kontrolní výpočet

Kontrola teploty vystupující vody z ekonomizéru 3

$$t_{out3} = t_{in} + \frac{Q_{EKO3}}{m_{nv} \cdot 0,25 \cdot c_p} = 102,2 + \frac{4457}{118,7 \cdot 0,25 \cdot 4,2} = 137,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.53)$$

Teplu spalin na vstupu do druhé části

$$Q_{in} = I_{sp}^{845,8} \cdot M_{pv} = 6287,4 \cdot 3,22 = 20\,222,89 \text{ kW} \quad (5.54)$$

Teplu na výstupu z druhé části

$$Q_{out} = Q_{in} - Q_{EKO3} - Q_{MS2} \quad (5.55)$$

$$Q_{out} = 20\,290,8 - 4457,1 - 1026,6 = 14\,739,17 \text{ kW}$$

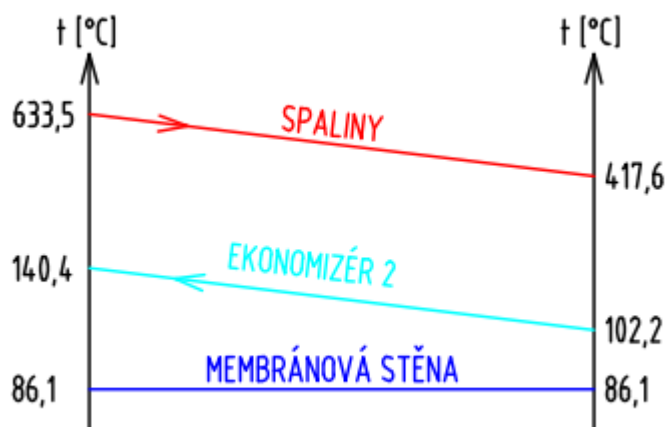
Entalpie spalin na konci druhé části

$$I_{out} = \frac{Q_{out}}{M_{pv}} = \frac{14\,739,17}{3,22} = 4582,49 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.56)$$

Dle tab. 2.2, entalpie spalin na konci druhé části odpovídala teplotě $t_{out}^{skut} = 633,51 \text{ } ^\circ\text{C}$. Odchylka od návrhové teploty je $0,006 \text{ } ^\circ\text{C}$ a lze ji považovat za dostatečně malou pro tento výpočet.

5.3 Návrh třetí části II. tahu

V této části se nachází EKO2 a membránová stěna. Výpočet probíhá interpolačně, a zvolená teplota na konci této části byla $t_{out}^{návrh} = 417,55 \text{ °C}$. Ekonomizér byl navržen jako protiproud a příčná rozteč zde mohla být menší než u prvního ekonomizéru. Tento ekonomizér byl tvořen jedním hadem.



Obr. 5.3 Průběh teplot v třetí části II. tahu.

Fyzikální charakteristiky spalin byly interpolačně vypočítány pro střední teplotu podle tab. 2.3. Tyto hodnoty byly následně uvedeny v tab. 5.4.

Tab. 5.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro $525,5 \text{ °C}$.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,687
Tepelná vodivost	λ [W/m · K]	0,073
Kinematická viskozita	ν [m ² /s]	$0,82 \cdot 10^{-4}$

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{in}^{skut} + t_{out}^{návrh}}{2} = \frac{633,51 + 417,25}{2} = 525,5 \text{ °C} \quad (5.57)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{7,36} \cdot \frac{273 + 525,5}{273} = 6,2 \frac{m}{s} \quad (5.58)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = b \cdot l_2 - (n_1 \cdot D \cdot l_2) = 3,3 \cdot 3,6 - (33 \cdot 0,038 \cdot 3,6) = 7,36 \text{ m}^2 \quad (5.59)$$

5.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 2 v třetí části II. tahu

V ekonomizéru 3 se ohřeje 25 % napájecí vody. Voda zde zvýší svoji teplotu ze 102,2 °C na 140,4 °C

Tab. 5.5 Geometrické charakteristiky Ekonomizéru 2.

Název	Označení	Velikost
Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Vnitřní průměr trubky	d [m]	0,03
Tloušťka stěny trubky	t [m]	0,004
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,1
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,09
Počet trubek vedle sebe	n_1 [-]	33
Počet trubek pod sebou	n_2 [-]	20
Počet hadů	n_h [-]	1

Součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.60)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,073}{0,038} \cdot \left(\frac{6,2 \cdot 0,038}{0,82 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,687^{0,33} = 60,04 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde oprava na počet podélných řad $C_z = 1$
oprava na uspořádání svazku $C_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (5.61)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,19 \cdot (525,5 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(220,35 + 273)}{(525,5 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(220,35 + 273)}{(525,5 + 273)}} = 11,00 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\zeta} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(0,208)} = 0,188 \quad (5.62)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (8,8 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,24 = 0,208 \quad (5.63)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) \quad (5.64)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,237 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.65)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{525,5 + 273}{1000} \right) \cdot 0,317 = 8,8 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Teplota povrchu nánosu

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{633,5} - I_{sp}^{417,55})}{S} \cdot 10^3 \quad (5.66)$$

$$t_z = 121,29 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (4582,6 - 2934,3)}{283,65} \cdot 10^3 = 220,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$

Teplosměnná plocha ekonomizéru 2

$$S = \pi \cdot D \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot l_2 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 33 \cdot 20 \cdot 3,6 = 283,65 \text{ m}^2 \quad (5.67)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 60,04 + 11,00 = 71,04 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.68)$$

kde ω součinitel omývání plochy, dle konzultace 1

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 71,04 = 42,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (5.69)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivity a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{494,4 - 315,9}{\ln \frac{494,4}{315,9}} = 397,64 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.70)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{out}^V = 633,5 - 140,4 = 493,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.71)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{in}^V = 417,55 - 102,2 = 315,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.72)$$

Výkon odebraný ekonomizérem 2

$$Q_{EKO2} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{283,65 \cdot 42,62 \cdot 397,64}{1000} = 4807,92 \text{ kW} \quad (5.73)$$

5.3.2 Tepelný výpočet membránové stěny v 3. části II. tahu

Zde se vypočítá odebraný výkon membránovou stěnou, který se poté sečte s výkonem odebraným ekonomizérem 2 pro vypočítání třetí části jako celku. Parametry pro spaliny jsou stejné jako u ekonomizéru 2.

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (5.74)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,073}{0,12} \cdot \left(\frac{6,2 \cdot 0,12}{0,82 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,687^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 17,76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde opravný koeficient při nahřívání spalin $c_t = 1$
opravný koeficient na poměrnou délku $c_l = 1$
opravný koeficient při proudění v kanálech mezikruží $c_m = 1$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{O} = \frac{4 \cdot 7,36}{253,9} = 0,12 \text{ m} \quad (5.75)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (b + l_2) + 2 \cdot n_1 \cdot (D + l_2) \quad (5.76)$$

$$O = 2 \cdot (3,3 + 3,6) + 2 \cdot 33 \cdot (0,038 + 3,6) = 253,9 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (5.77)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,19 \cdot (525,5 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(1104,2 + 273)}{(525,5 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(1104,2 + 273)}{(525,5 + 273)}} = 53,3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{633,5} - I_{sp}^{417,55})}{S} \cdot 10^3 \quad (5.78)$$

$$t_z = 86,1 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (4582,6 - 2934,4)}{27,6} \cdot 10^3 = 1104,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Celková plocha membránové stěny v 3. části II. tahu

$$S = 2 \cdot h_2 \cdot (b + l) = 2 \cdot 2 \cdot (3,3 + 3,6) = 27,6 \text{ } m^2 \quad (5.79)$$

kde výška 3. části $h_2 = 2 \text{ } m$ byla určena z výkresu

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,9 \cdot 17,76 + 53,3 = 69,27 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.80)$$

kde ω je součinitel omývání plochy a byl zvolen 0,9

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 69,27 = 41,56 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.81)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivnosti a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{547,4 - 331,5}{\ln \frac{547,4}{331,5}} = 430,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.82)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{stř}^V = 633,5 - 86,1 = 547,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.83)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{stř}^V = 417,55 - 86,1 = 331,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.84)$$

Výkon odebraný membránovou stěnou v 2. části II. tahu

$$Q_{MS3} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{27,6 \cdot 41,56 \cdot 430,4}{1000} = 493,7 \text{ kW} \quad (5.85)$$

5.3.3 Kontrolní výpočet

Kontrola teploty vystupující vody z ekonomizéru 3

$$t_{out3} = t_{in} + \frac{Q_{EKO3}}{m_{nv} \cdot 0,25 \cdot c_p} = 102,2 + \frac{4808}{118,7 \cdot 0,25 \cdot 4,2} = 140,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.86)$$

Teplota spalín na vstupu do třetí části

$$Q_{in} = I_{sp}^{633,5} \cdot M_{pv} = 4582,6 \cdot 3,22 = 14\,739,5 \text{ kW} \quad (5.87)$$

Teplota na výstupu z třetí části

$$Q_{out} = Q_{in} - Q_{EKO2} - Q_{MS3} \quad (5.88)$$

$$Q_{out} = 14\,739,5 - 4807,92 - 493,7 = 9\,437,87 \text{ kW}$$

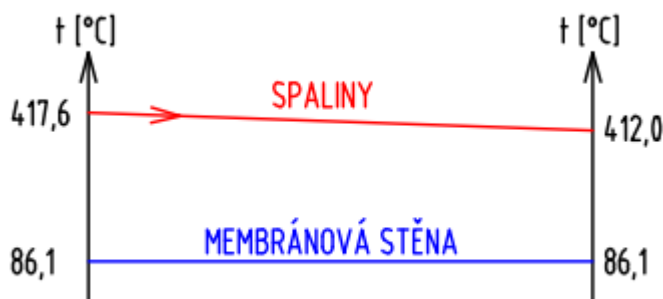
Entalpie spalín na konci třetí části

$$I_{out} = \frac{Q_{out}}{M_{pv}} = \frac{9\,437,87}{3,22} = 2934,28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.89)$$

Dle tab. 2.2, entalpie spalín na konci třetí části odpovídala teplotě $t_{out}^{skut} = 417,56 \text{ } ^\circ\text{C}$. Odchylka od návrhové teploty byla $0,09 \text{ } ^\circ\text{C}$ a lze ji považovat za dostatečně malou pro tento výpočet.

5.4 Návrh čtvrté části II. tahu

Čtvrtá část byla tvořena membránovou stěnou. Jednalo se o zužující se část tahu, kde se otáčel směr spalin. Zvolená teplota na konci čtvrté části byla $t_{out}^{ná} = 412,0 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. 5.4 Průběh teplot v čtvrté části II. tahu.

Fyzikální charakteristiky spalin byly interpolačně vypočítány pro střední teplotu podle tab. 2.3. Tyto hodnoty byly následně uvedeny v tab. 5.6

Tab. 5.6 Fyzikální charakteristiky spalin pro $414,8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,70
Tepelná vodivost	λ [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]	0,062
Kinematická viskozita	ν [m^2/s]	$0,89 \cdot 10^{-4}$

5.4.1 Tepelný výpočet membránové stěny v čtvrté části II. tahu

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{in}^{skut} + t_{out}^{ná}}{2} = \frac{417,56 + 412,0}{2} = 414,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.90)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = b \cdot h_1 = 3,3 \cdot 1,8 = 5,94 \text{ } \text{m}^2 \quad (5.91)$$

kde průměrná výška určená z výkresu je $h_1 = 1,8 \text{ } \text{m}$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{5,94} \cdot \frac{273 + 414,8}{273} = 6,61 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.92)$$

Z důvodu zužující se plochy kanálu, je potřeba ověřit rychlost v nejužším bodě

$$w_{sp_kon} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{b \cdot h_2} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{3,3 \cdot 1,2} \cdot \frac{273 + 414,8}{273} = 9,9 \frac{m}{s} \quad (5.93)$$

kde nejužší místo bylo změřeno na výkresu $h_2 = 1,2 m$

Rychlost do 10 m/s vyhovuje podmínce.

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (5.94)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,062}{3,44} \cdot \left(\frac{6,61 \cdot 3,44}{0,89 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,74 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde opravný koeficient při nahřívání spalin $c_t = 1$

opravný koeficient na poměrnou délku $c_l = 1$

opravný koeficient při proudění v kanálech mezikruží $c_m = 1$

Ekvivalentní průměr je podíl světlého průřezu ku obvodu průřezu kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{2 \cdot (l_1 + b)} = \frac{4 \cdot 5,94}{2 \cdot (3,6 + 3,3)} = 1,7 m \quad (5.95)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (5.96)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,46 \cdot (414,8 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(110,6 + 273)}{(414,8 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(110,6 + 273)}{(414,8 + 273)}} = 15,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

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

T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\zeta} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(0,616)} = 0,460 \quad (5.97)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (3,0 + 0) \cdot 0,1 \cdot 2,1 = 0,616 \quad (5.98)$$

kde $k_p \cdot \mu = 0$ vzhledem k typu ohniště
tlak v ohništi je $p = 0,1 \text{ MPa}$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.99)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 1,6}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{414,8 + 273}{1000} \right) \cdot 0,317 = 3,0 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{16,5}{29,0} = 2,1 \text{ m} \quad (5.100)$$

kde $F_{st} = S$

Objem sálové vrstvy byl odečten z výkresu

$$V = 16,5 \text{ m}^3 \quad (5.101)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{417,56} - I_{sp}^{412})}{S} \cdot 10^3 \quad (5.102)$$

$$t_z = 86,1 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (2934,3 - 2892,5)}{29} \cdot 10^3 = 110,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Výhřevná plocha obrátové komory byla změřena z výkresu

$$S = 29,04 \text{ m}^2 \quad (5.103)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,9 \cdot 8,74 + 15,7 = 23,55 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.104)$$

kde ω je součinitel omývání plochy a byl zvolen 0,9

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 23,55 = 14,14 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.105)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivity a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{331,5 - 325,9}{\ln \frac{331,5}{325,9}} = 328,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.106)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{stř}^V = 417,56 - 86,1 = 331,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.107)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{stř}^V = 412,00 - 86,1 = 325,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.108)$$

Teplo odebrané v obratové komoře

$$Q_{MS4} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{29 \cdot 14,14 \cdot 328,7}{1000} = 134,9 \text{ kW} \quad (5.109)$$

5.4.2 Kontrolní výpočet

Teplo spalin na vstupu do čtvrté části

$$Q_{in} = I_{sp}^{417,56} \cdot M_{pv} = 2934,3 \cdot 3,22 = 9\,437,9 \text{ kW} \quad (5.110)$$

Teplo na výstupu z čtvrté části

$$Q_{out} = Q_{in} - Q_{MS4} = 9\,437,9 - 134,9 = 9\,303,0 \text{ kW} \quad (5.111)$$

Entalpie spalin na konci čtvrté části

$$I_{out} = \frac{Q_{out}}{M_{pv}} = \frac{9\,303,0}{3,22} = 2892,4 \frac{kJ}{kg} \quad (5.112)$$

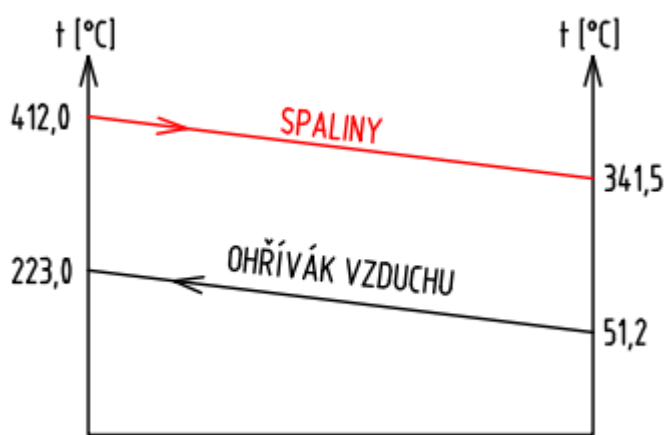
Dle tab. 2.2, entalpie spalin na konci první části odpovídá teplotě $t_{out}^{skut} = 411,98 \text{ } ^\circ\text{C}$. Odchylka od návrhové teploty je $0,02 \text{ } ^\circ\text{C}$ a lze ji považovat za dostatečně malou pro tento výpočet.

6 Návrh III. tahu kotle

Třetí tah je poslední tah kotle. V tomto tahu se již nenachází membránová stěna. Po směru spalin se zde nachází ohřívák primárního vzduchu a následuje ekonomizér 1. Šířka III. tahu kotle je $l_3 = 3,6 \text{ m}$. Výpočet v této kapitole byl proveden na základě [1] a [2].

6.1 Návrh první části III. tahu kotle

První část je tvořena ohřívákem vzduchu, ve kterém se ohřívá primární vzduch. Ten tvoří 50 % z celkového množství vzduchu.



Obr. 6.1 Průběh teplot v první části III. tahu.

Fyzikální charakteristiky spalin byly interpolačně vypočítány pro střední teplotu podle tab. 2.3. Tyto hodnoty byly následně uvedeny v tab. 6.1. Fyzikální charakteristiky vzduchu zjištěné z programu EES byly uvedeny v tab. 6.2.

Tab. 6.1 Fyzikální charakteristiky spalin pro 376,7 °C.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,71
Tepelná vodivost	λ [W/m · K]	0,052
Kinematická viskozita	ν [m ² /s]	$0,24 \cdot 10^{-4}$

Tab. 6.2 Fyzikální charakteristiky vzduchu pro 376,7 °C.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr_{vz} [-]	0,70
Tepelná vodivost	λ_{vz} [W/m · K]	0,034
Kinematická viskozita	ν_{vz} [m ² /s]	$0,48 \cdot 10^{-4}$

6.1.1 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu

Primární vzduch je zde ohříván na teplotu 233 °C. Vstupní teplota vzduchu je 25 °C. Abychom předcházeli nízkoteplotní korozi ohříváme o 15 % více vzduchu. Tento přebytek se zaváděl před vstup do ohříváku, aby zvýšil vstupní teplotu vzduchu na 51,2 °C. Návrhová teplota spalin na konci první části je $t_{out}^{ná} = 341,5$ °C.

Tab. 6.3 Geometrické charakteristiky ohříváku vzduchu.

Název	Označení	Velikost
Vnější průměr trubky	D [m]	0,0445
Vnitřní průměr trubky	d [m]	0,0365
Tloušťka stěny trubky	t [m]	0,004
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,08
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,09
Počet trubek vedle sebe	n_1 [–]	41
Počet trubek pod sebou	n_2 [–]	12
Počet hadů	n_h [–]	1

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{in}^{skut} + t_{out}^{ná}}{2} = \frac{411,98 + 341,5}{2} = 376,7 \text{ °C} \quad (6.1)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = b \cdot l_3 - (n_1 \cdot D \cdot l_3) = 3,3 \cdot 3,6 - (41 \cdot 0,0445 \cdot 3,6) = 5,3 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{5,94} \cdot \frac{273 + 376,7}{273} = 6,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.3)$$

Průtočný průřez vzduchu

$$F_{vz} = n_1 \cdot n_2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 41 \cdot 12 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,0365^2}{4} = 0,51 \text{ m}^2 \quad (6.4)$$

Hmotnostní průtok primárního vzduchu dle konzultace

$$m_1 = X_1 \cdot M_{pv} \cdot O_{vz}^V = 0,5 \cdot 3,22 \cdot 3,96 = 6,37 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6.5)$$

kde podíl primárního vzduchu vyjadřuje $X_1 = 0,5$

Hmotnostní průtok vzduchu ohřívákem navýšen o recirkulaci

$$m_2 = m_1 \cdot X_2 = 6,37 \cdot 1,15 = 7,32 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6.6)$$

kde součinitel recirkulace $X_2 = 1,15$

Určení rychlosti vzduchu

$$w_{vz} = \frac{m_1}{F_{Vz}} \cdot \frac{273 + t_s^{vzd}}{273} = \frac{6,37}{0,51} \cdot \frac{273 + 137,1}{273} = 21,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.7)$$

Součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.8)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,052}{0,0445} \cdot \left(\frac{6,2 \cdot 0,0445}{0,48 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,71^{0,33} = 62,13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde oprava na počet podélných řad $C_z = 1$
oprava na uspořádání svazku $C_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (6.9)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,16 \cdot (376,7 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(256,9 + 273)}{(376,7 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(256,9 + 273)}{(376,7 + 273)}} = 6,91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\zeta} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(0,177)} = 0,16 \quad (6.10)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (12,2 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,15 = 0,177 \quad (6.11)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) \quad (6.12)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,09}{0,0365^2} - 1 \right) = 0,145 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvítvými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.13)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 0,15}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{376,7 + 273}{1000} \right) \cdot 0,32 = 12,2 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Teplota povrchu nánosu [2]

$$t_z = \frac{t_s + t_s^{vzd}}{2} = \frac{376,7 + 137,1}{2} = 225,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.14)$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin [2]

$$\alpha_{c1} = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 62,13 + 6,91 = 69,04 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.15)$$

kde ω součinitel omývání plochy, dle konzultace 1

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_{c2} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{v_{vz}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{vz}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6.16)$$

$$\alpha_{c2} = 0,023 \cdot \frac{0,034}{0,0365} \cdot \left(\frac{6,2 \cdot 0,0365}{0,24 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,71^{0,4} \cdot 0,88 \cdot 1 \cdot 1 = 64,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde opravný koeficient na poměrnou délku $c_l = 1$
opravný koeficient při proudění v kanálech mezikruží $c_m = 1$
ekvivalentní průměr $d_e = d$

Opravný koeficient při nahřívání vzduchu

$$c_t = \left(\frac{t_s^{vzd} + 273,15}{t_z + 273,15} \right)^{0,5} = \left(\frac{137,1 + 273,15}{225,5 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,88 \quad (6.17)$$

Teplo odebrané ohřívákem vzduchu [2]

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{c1} \cdot \alpha_{c2}}{\alpha_{c1} + \alpha_{c2}} = 0,85 \cdot \frac{69,04 \cdot 64,9}{69,04 + 64,9} = 28,4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.18)$$

kde součinitel využití plochy $\xi = 0,85$ [2]

Teplotní logaritmický spád [2]

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{189,0 - 290,3}{\ln \frac{189,0}{290,3}} = 236,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{out}^V = 412,0 - 223,0 = 189,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.20)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{in}^V = 341,5 - 51,2 = 290,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.21)$$

Návrhové teplo odebrané ohřívákem dle konzultace

$$Q_{návrh} = m_2 \cdot c_{p_{vz}} \cdot (t_{in} - t_{out}) \quad (6.22)$$

$$Q_{návrh} = 7,3 \cdot 1,32 \cdot (223 - 51,4) = 1\,660,6 \text{ kW}$$

kde měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p_{vz}} = 1,32 \frac{kJ}{m^3 \cdot K}$

Návrhová plocha ohříváku

$$S_{návrh} = \frac{Q_{návrh}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1\,660,6}{28,4 \cdot 236} = 247,4 \text{ m}^2 \quad (6.23)$$

Plocha jedné řady

$$S_{řad} = n_1 \cdot \pi \cdot D \cdot l_3 = 41 \cdot 3,14 \cdot 0,0445 \cdot 3,6 = 20,6 \text{ m}^2 \quad (6.24)$$

Počet řad

$$n_{řad} = \frac{S_{návrh}}{S_{řad}} = \frac{247,4}{20,6} = 11,99 \text{ řad} \rightarrow 12 \text{ řad} \quad (6.25)$$

Skutečná plocha ohříváku

$$S_{řad} = n_1 \cdot n_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_3 = 41 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 0,0445 \cdot 3,6 = 247,6 \text{ m}^2 \quad (6.26)$$

Skutečné teplo odvedené ohřívákem

$$Q_{ovz} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{247,6 \cdot 28,4 \cdot 269}{10^3} = 1662,4 \text{ kW} \quad (6.27)$$

Rozdíl mezi návrhovým a skutečným teplem odebraným ohřívákem je 1,7 kW, pro přesnost výpočtu nebylo třeba výpočet zpřesňovat.

6.1.2 Kontrolní výpočet

Teplo spalin na vstupu do první části

$$Q_{in} = I_{sp}^{411,9} \cdot M_{pv} = 2892,5 \cdot 3,22 = 9\,303,5 \text{ kW} \quad (6.28)$$

Teplo na výstupu z první části

$$Q_{out} = Q_{in} - Q_{ovz} \quad (6.29)$$

$$Q_{out} = 9\,303,5 - 1662,4 = 7\,641,06 \text{ kW}$$

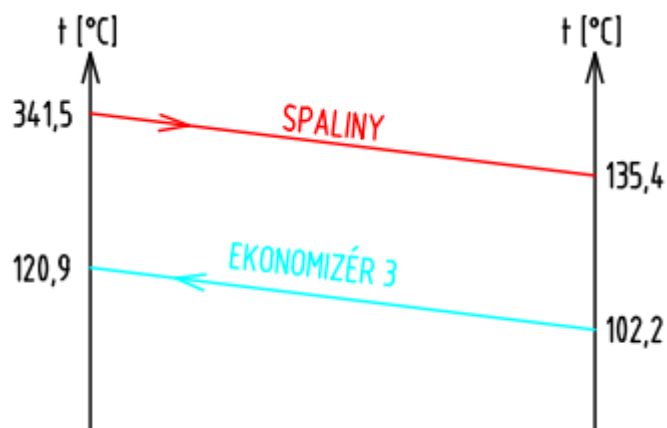
Entalpie spalin na konci první části

$$I_{out} = \frac{Q_{out}}{M_{pv}} = \frac{7\,641,06}{3,22} = 2375,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.30)$$

Dle tab. 2.2, entalpie spalin na konci třetí části odpovídala teplotě $t_{out}^{skut} = 341,519 \text{ °C}$. Odchylka od návrhové teploty byla 0,019 °C a lze ji považovat za dostatečně malou pro tento výpočet.

6.2 Návrh druhé části III. tahu kotle

V této části se bude nacházet ekonomizér 1. Tento ekonomizér byl následně rozdělen na tři menší ekonomizéry, ale počítán byl jako jeden.



Obr. 6.2 Průběh teplot v druhé části III. tahu kotle.

Fyzikální charakteristiky spalin byly interpolačně vypočítány pro střední teplotu podle tab. 2.3. Tyto hodnoty byly následně uvedeny v tab. 6.4.

Tab. 6.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 238,4 °C.

	Označení	Velikost
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,722
Tepelná vodivost	λ [W/m · K]	0,046
Kinematická viskozita	ν [m ² /s]	$0,38 \cdot 10^{-4}$

6.2.1 Tepelný výpočet ekonomizéru 1

Polovina průtoku vody se zde ohřeje ze 102,2 °C na 120,93 °C. Návrhová teplota spalin na konci této části je $t_{out}^{návrh} = 135,36$ °C.

Tab. 6.5 Geometrické charakteristiky Ekonomizéru 1.

Název	Označení	Velikost
Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Vnitřní průměr trubky	d [m]	0,03
Tloušťka stěny trubky	t [m]	0,004
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,08
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,08
Počet trubek vedle sebe	n_1 [-]	41
Počet trubek pod sebou	n_2 [-]	80
Počet hadů	n_h [-]	2

Střední teplota spalin

$$t_s = \frac{t_{in}^{skut} + t_{out}^{návrh}}{2} = \frac{341,5 + 135,36}{2} = 238,4 \text{ °C} \quad (6.31)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273 + t_s}{273} = \frac{4,85 \cdot 3,22}{7,36} \cdot \frac{273 + 238,4}{273} = 4,7 \frac{m}{s} \quad (6.32)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = b \cdot l_3 - (n_1 \cdot D \cdot l_3) = 3,3 \cdot 3,6 - (41 \cdot 0,038 \cdot 3,6) = 6,3 \text{ m}^2 \quad (6.33)$$

Součinitel přestupu tepla pro uspořádání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.34)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,046}{0,038} \cdot \left(\frac{4,7 \cdot 0,038}{0,38 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,722^{0,33} = 52,5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde oprava na počet podélných řad $C_z = 1$
oprava na uspořádání svazku $C_s = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_s^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (6.35)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,18 \cdot (238,4 + 273)^3 \cdot \frac{\left(1 - \frac{(129,2 + 273)}{(238,4 + 273)}\right)^4}{1 - \frac{(129,2 + 273)}{(238,4 + 273)}} = 3,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$
 T_s je střední teplota spalin v Kelvinech

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\zeta} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(0,197)} = 0,179 \quad (6.36)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (12,4 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,16 = 0,197 \quad (6.37)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d^2} - 1 \right) \quad (6.38)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,159 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.39)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,204}{3,16 \cdot \sqrt{0,032 \cdot 0,16}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{238,4 + 273}{1000} \right) \cdot 0,317 = 12,4 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Teplota povrchu nánosů

$$t_z = t_{stř}^V + \varepsilon \cdot \frac{m_{pv} \cdot (I_{sp}^{341,5} - I_{sp}^{135,36})}{S} \cdot 10^3 \quad (6.40)$$

$$t_z = 111,56 + 0,0053 \cdot \frac{3,22 \cdot (2376,2 - 917,5)}{1409,65} \cdot 10^3 = 129,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde součinitel znečištění výhřevné plochy ε byl po konzultaci zvolen $0,0053 \frac{m^2 \cdot K}{W}$

Teplosměnná plocha ekonomizéru 2

$$S = \pi \cdot D \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot l_3 = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 41 \cdot 80 \cdot 3,6 = 1409,65 \text{ } m^2 \quad (6.41)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín [2]

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 52,5 + 3,6 = 56,1 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.42)$$

kde ω součinitel omývání plochy, dle konzultace 1

Součinitel prostupu tepla [2]

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,6 \cdot 56,1 = 33,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.43)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivity a byl zvolen 0,6 pro dřevo

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{220,6 - 33,2}{\ln \frac{220,6}{33,2}} = 98,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.44)$$

$$\Delta t_1 = t_{in}^{skut} - t_{out}^V = 341,5 - 120,9 = 220,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.45)$$

$$\Delta t_2 = t_{out}^{návrh} - t_{in}^V = 135,35 - 102,2 = 33,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.46)$$

Výkon odebraný ekonomizérem 1

$$Q_{EKO1} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{1409,65 \cdot 33,7 \cdot 98,8}{1000} = 4\,691,95 \text{ kW} \quad (6.47)$$

6.2.2 Kontrolní výpočet

Kontrola teploty vystupující vody z ekonomizéru 3

$$t_{out3} = t_{in} + \frac{Q_{EKO3}}{m_{nv} \cdot 0,25 \cdot c_p} = 102,2 + \frac{4692}{118,7 \cdot 0,5 \cdot 4,2} = 120,9 \text{ °C} \quad (6.48)$$

Teplota spalín na vstupu do druhé části

$$Q_{in} = I_{sp}^{341,52} \cdot M_{pv} = 2367,2 \cdot 3,22 = 7\,643,0 \text{ kW} \quad (6.49)$$

Teplota na výstupu z druhé části

$$Q_{out} = Q_{in} - Q_{EKO1} = 7\,643,0 - 4\,691,95 = 2\,951,0 \text{ kW} \quad (6.50)$$

Entalpie spalín na konci druhé části

$$I_{out} = \frac{Q_{out}}{M_{pv}} = \frac{2\,951,0}{3,22} = 917,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.51)$$

Dle tab. 2.2, entalpie spalín na konci první části odpovídala teplotě $t_{out}^{skut} = 135,35 \text{ °C}$. Odchylka od návrhové teploty byla $0,007 \text{ °C}$ a lze ji považovat za dostatečně malou pro tento výpočet. Odchozí teplota spalín z kotle je $t_{out}^{skut} = 135,35 \text{ °C}$.

7 Kontrola

V této kapitole byla kontrola tepelné bilance a kontrola teploty vody.

Součet skutečných výkonů výhřevných ploch kromě ohříváku vzduchu [1]

$$\sum Q = Q_{st} + Q_{MS1} + Q_{MS2} + Q_{EKO3} + Q_{MS3} + Q_{EKO2} + Q_{MS4} + Q_{EKO1} \quad (7.1)$$

$$\sum Q = 13\,427 + 930 + 1\,027 + 4\,457 + 494 + 4\,808 + 135 + 4\,692$$

$$\sum Q = 29\,969,4 \text{ kW}$$

Tepelná bilance [1]

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_K - \frac{\sum Q}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - Z_c}{100} \quad (7.2)$$

$$\Delta Q = 10\,199 \cdot 0,91 - \frac{29\,969}{3,22} \cdot \frac{100 - 0,279}{100} = 9,47 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Odchylka od tepelné bilance [1]

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{9,47}{10\,199} \cdot 100 = 0,09 \% \quad (7.3)$$

Při správném výpočtu nesmí být odchylka od tepelné bilance větší, než 0,5 %. Tento požadavek byl splněn, a proto lze návrh považovat za správný. [1]

Součet skutečných výkonů membránové stěny

$$\sum Q_{MS} = Q_{st} + Q_{MS1} + Q_{MS2} + Q_{MS3} + Q_{MS4} \quad (7.4)$$

$$\sum Q_{MS} = 13\,427 + 930 + 1\,027 + 494 + 135 = 16\,012,7 \text{ kW}$$

Nárůst teploty vody v membránové stěně

$$\Delta t = \frac{\sum Q_{MS}}{m_{nv} \cdot cp} = \frac{16\,013}{118,7 \cdot 4,19} = 32,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.5)$$

Vystupující teplota z membránové stěny

$$t_{out}^{MS} = t_{in} + \Delta t = 70 + 32,2 = 102,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.6)$$

Teplota vody po výstupu z membránové stěny se shoduje s teplotou použitou ve výpočtech.

Teplota výstupní vody je součet poměrných teplot vystupujících z ekonomizérů

$$t_{out}^{skut} = t_{out3}^{skut} \cdot 0,25 + t_{out2}^{skut} \cdot 0,25 + t_{out1}^{skut} \cdot 0,5 \quad (7.7)$$

$$t_{out}^{skut} = 137,6 \cdot 0,25 + 140,4 \cdot 0,25 + 120,9 \cdot 0,5 = 130,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota výstupní vody z membrány odpovídala požadované teplotě. Výpočet tedy můžeme považovat za správný.

8 Aerodynamický výpočet kotle

Aerodynamický výpočet kotle určuje tlakovou ztrátu na straně spalin. Tento výpočet byl důležitý pro návrh sacích ventilátorů. Výpočet v této kapitole byl proveden dle [2].

Hustota stechiometrických spalin

$$\rho_{sp}^n = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{spmin}^V} \quad (8.1)$$

$$\rho_{sp}^n = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + O_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{spmin}^V}$$

$$\rho_{sp}^n = \frac{0,55 \cdot 1,97 + 0,00004 \cdot 2,9 + 2,17 \cdot 1,25 + 0,026 \cdot 1,8 + 0,97 \cdot 0,8}{3,72} = 1,244 \frac{kg}{Nm^3}$$

kde jednotlivé hustoty složek spalin z [2]

Hustota stechiometrických spalin byla v následujících vzorcích upravena na konkrétní střední teplotu v konkrétním místě počítané ztráty.

$$\rho_{sp} = \rho_{sp}^n \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + t_{stř}} \right) \quad (8.2)$$

8.1 Ztráty vzniklé třením média o stěny

Tato ztráta je minimální vzhledem k ostatním počítaným ztrátám, a proto byla zanedbána.

8.2 Ztráty místní

Ve vzorcích pro výpočet místních ztrát, se rychlost spalin (w_{sp}) počítala jako aritmetický průměr rychlostí na začátku a konci části. Tato rychlost byla převzata z návrhového výpočtu v daném místě. Součinitel místních odporů (ζ) se určoval na základě tabulek v [2].

Přechod z I. do II. tahu

$$\Delta p_{m1} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 1,55 \cdot \frac{7,73^2}{2} \cdot 0,34 = 15,7 Pa \quad (8.3)$$

Přechod z II. do III. tahu

$$\Delta p_{m2} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 1,2 \cdot \frac{4,15^2}{2} \cdot 0,55 = 5,7 Pa \quad (8.4)$$

Celkové místní ztráty

$$\Delta p_m = \Delta p_{m1} + \Delta p_{m2} = 15,7 + 5,7 = 21,4 \text{ Pa} \quad (8.5)$$

8.3 Ztráty trubkových svazků

Tato kapitola byla počítána podle [3].

Tlaková ztráta ekonomizéru 3

$$\Delta p_{z_{EKO3}} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 8,4 \cdot 0,3 \cdot 10 = 25,2 \text{ Pa} \quad (8.6)$$

kde $\Delta p_1 \cdot x$ je průměrná ztráta jedné řady trubek, x je odečteno z grafu [3]

Výpočet Δp_1

$$\Delta p_1 = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{sp}}{273,15 + t_{stěny}} \right)^{0,583} \quad (8.7)$$

$$\Delta p_1 = \frac{6,06^2}{2} \cdot 0,38 \cdot \left(\frac{273,15 + 739}{273,15 + 319} \right)^{0,583} = 8,4 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta ekonomizéru 2

$$\Delta p_{z_{EKO2}} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 10,8 \cdot 0,75 \cdot 20 = 162,2 \text{ Pa} \quad (8.8)$$

kde $\Delta p_1 \cdot x$ je průměrná ztráta jedné řady trubek, x je odečteno z grafu [3]

Výpočet Δp_1

$$\Delta p_1 = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{sp}}{273,15 + t_{stěny}} \right)^{0,583} \quad (8.9)$$

$$\Delta p_1 = \frac{6,2^2}{2} \cdot 0,43 \cdot \left(\frac{273,15 + 525}{273,15 + 220} \right)^{0,583} = 10,8 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta OVZ

$$\Delta p_{z_{OVZ}} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 14,4 \cdot 0,98 \cdot 12 = 169,3 \text{ Pa} \quad (8.10)$$

kde $\Delta p_1 \cdot x$ je průměrná ztráta jedné řady trubek, x je odečteno z grafu [3]

Výpočet Δp_1

$$\Delta p_1 = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{sp}}{273,15 + t_{stěny}} \right)^{0,583} \quad (8.11)$$

$$\Delta p_1 = \frac{7^2}{2} \cdot 0,52 \cdot \left(\frac{273,15 + 376}{273,15 + 257} \right)^{0,583} = 14,4 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta ekonomizéru 1

$$\Delta p_{z \text{ EKO}1} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 8,3 \cdot 0,95 \cdot 40 = 315,4 \text{ Pa} \quad (8.12)$$

kde $\Delta p_1 \cdot x$ je průměrná ztráta jedné řady trubek, x je odečteno z grafu [3]

Výpočet Δp_1

$$\Delta p_1 = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{sp}}{273,15 + t_{stěny}} \right)^{0,583} \quad (8.13)$$

$$\Delta p_1 = \frac{4,7^2}{2} \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{273,15 + 238}{273,15 + 129} \right)^{0,583} = 8,3 \text{ Pa}$$

Celková ztráta trubkových svazků

$$\Delta p_z = \Delta p_{z \text{ EKO}3} + \Delta p_{z \text{ EKO}2} + \Delta p_{z \text{ OVZ}} + \Delta p_{z \text{ EKO}1} \quad (8.14)$$

$$\Delta p_z = 25,2 + 162,2 + 169,3 + 315,4 = 672,2 \text{ Pa}$$

8.4 Určení vztlaku jednotlivých částí kotle

Vztlak I. tahu kotle

$$\Delta p_{v \text{ I.}} = (z_2 - z_1) \cdot (\rho_{vz} - \rho_{sp}) \cdot g \quad (8.15)$$

$$\Delta p_{v \text{ I.}} = (10,1 - 0,5) \cdot (1,293 - 0,24) \cdot 9,81 = 98,9 \text{ Pa}$$

kde $(z_2 - z_1)$ je rozdíl vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu určen z výkresu ρ_{vz} je hustota atmosférického vzduchu podle [2]

Vztlak II. tahu kotle

$$\Delta p_{v II.} = (z_2 - z_1) \cdot (\rho_{vz} - \rho_{sp}) \cdot g \quad (8.16)$$

$$\Delta p_{v II.} = (10,1 - 0,5) \cdot (1,293 - 0,42) \cdot 9,81 = 82,5 Pa$$

kde $(z_2 - z_1)$ je rozdíl vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu určen z výkresu
 ρ_{vz} je hustota atmosférického vzduchu podle [2]

Vztlak III. tahu kotle

$$\Delta p_{v III.} = (z_2 - z_1) \cdot (\rho_{vz} - \rho_{sp}) \cdot g \quad (8.17)$$

$$\Delta p_{v III.} = (10,1 - 0,5) \cdot (1,293 - 0,67) \cdot 9,81 = 58,8 Pa$$

kde $(z_2 - z_1)$ je rozdíl vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu určen z výkresu
 ρ_{vz} je hustota atmosférického vzduchu podle [2]

Při výpočtu celkové ztráty vztlakem je nutné uvažovat vztlak u tahů s prouděním proti směru zemské tíže se záporným znaménkem. [3]

Celková ztráta vztlakem

$$\Delta p_v = -\Delta p_{v I.} + \Delta p_{v II.} - \Delta p_{v III.} = -98,9 + 82,5 - 58,8 = -75,2 Pa \quad (8.18)$$

8.5 Celková aerodynamická ztráta

Celková ztráta se vypočítala jako součet dílčích ztrát a následně byla zvýšena kvůli koncentraci popílku.

Součet dílčích ztrát

$$\Delta p = 21,4 + 672,2 + (-75,2) = 618,4 Pa \quad (8.19)$$

Celková aerodynamická ztráta

$$\Delta p_z = \Delta p \cdot (1 + C) = 618,4 \cdot (1 + 0,0009) = 618,9 Pa \quad (8.20)$$

kde koncentrace popílku $C = 0,0009 kg/kg_{sp}$

9 Hydraulický výpočet

V této kapitole se vypočítaly tlakové ztráty na straně vody. Nejdříve se vypočítala tlaková ztráta membránové stěny. Poté byl proud rozdělen a jednotlivé části proudů procházely ekonomizéry. Tyto 3 části se spočítaly zvlášť, a následně se stanovil skutečný průtok. V celém výpočtu se používaly střední vlastnosti vody, které byly získány z programu EES. Délkové rozměry byly určeny z výkresu. Součinitele místních ztrát byly určeny na předpokladu vedení potrubí. [2]

9.1 Hydraulický výpočet membránové stěny

Membránovou stěnu bylo třeba rozdělit na dva výpočty, první výpočet byl pro čelní stranu kotle, a druhý výpočet byl pro boční strany kotle.

9.1.1 Výpočet hydraulické ztráty čelní strany membránové stěny

Vzorce pro výpočty byly převzaty z [2].

Délková ztráta

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho = 0,019 \cdot \frac{22}{0,0523} \cdot 968,8 = 6\,485,3 \text{ Pa} \quad (9.1)$$

kde součinitel tření λ byl určen na základě průměru trubky a Re z grafu podle [2]

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,29 \cdot 0,0523}{0,34 \cdot 10^{-6}} = 199\,090 \quad (9.2)$$

Místní ztráta

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 3 \cdot \frac{1,29^2}{2} \cdot 968,8 = 2\,434,3 \text{ Pa} \quad (9.3)$$

Ztráta dynamickým tlakem [3]

$$\Delta p_d = \frac{w_{sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{2,18^2 - 1,29^2}{2} \cdot 968,8 = 1\,490,6 \text{ Pa} \quad (9.4)$$

Celková ztráta čelní strany

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\zeta} + \Delta p_d = 6\,485 + 2\,434 + 1\,491 = 10\,410,3 \text{ Pa} \quad (9.5)$$

9.1.2 Výpočet hydraulické ztráty boční strany membránové stěny

Délková ztráta

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho = 0,019 \cdot \frac{31,14}{0,0523} \cdot 968,8 = 17\,355,3 \text{ Pa} \quad (9.6)$$

kde součinitel tření λ byl určen na základě průměru trubky a Re z grafu podle [2]

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,78 \cdot 0,0523}{0,34 \cdot 10^{-6}} = 273\,749 \quad (9.7)$$

Místní ztráta

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 6,2 \cdot \frac{1,78^2}{2} \cdot 968,8 = 9\,511,6 \text{ Pa} \quad (9.8)$$

Ztráta dynamickým tlakem [3]

$$\Delta p_d = \frac{w_{sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{2,18^2 - 1,78^2}{2} \cdot 968,8 = 767,9 \text{ Pa} \quad (9.9)$$

Celková ztráta boční strany

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\zeta} + \Delta p_d = 17\,355 + 9\,512 + 768 = 27\,634,9 \text{ Pa} \quad (9.10)$$

9.1.3 Celková ztráta membránové stěny

Do celkové ztráty ještě musíme připočítat ztrátu zdvihovou prací, tedy práci potřebnou na vytlačení kapaliny z výšky vstupu vody do výšky výstupu vody.

Ztráta zdvihovou prací [2]

$$\Delta p_h = \Delta h \cdot \rho \cdot g = 10,5 \cdot 968,8 \cdot 9,81 = 99\,791,2 \text{ Pa} \quad (9.11)$$

Celková ztráta membránové stěny

$$\Delta p_{MS} = 2 \cdot \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_h \quad (9.12)$$

$$\Delta p_{MS} = 2 \cdot 10\,410,3 + 27\,634,9 + 99\,791,2 = 148\,246,7 \text{ Pa}$$

9.2 Ztráty ekonomizérů

V této části je uveden výpočet jednotlivých ztrát ekonomizérů, pro předem danou část průtoku. Celá tato kapitola byla počítána podle [2].

9.2.1 Ztráty ekonomizéru 3

V ekonomizéru 3 se ohřívalo 25 % z celkového proudu. Pro výpočet tlakové ztráty se vycházelo z dříve vypočítaných hodnot.

Délková ztráta

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho = 0,023 \cdot \frac{71,76}{0,03} \cdot 943 = 43\,846,0 \text{ Pa} \quad (9.13)$$

kde součinitel tření λ byl určen na základě průměru trubky a Re z grafu podle [2]

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,03}{0,25 \cdot 10^{-6}} = 158\,144 \quad (9.14)$$

Místní ztráta

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 4,65 \cdot \frac{1,3^2}{2} \cdot 944 = 3\,705,9 \text{ Pa} \quad (9.15)$$

Ztráta dynamickým tlakem [3]

$$\Delta p_d = \frac{w_{sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{2,0^2 - 1,3^2}{2} \cdot 944 = 1\,081,6 \text{ Pa} \quad (9.16)$$

Celková ztráta ekonomizéru 3

$$\Delta p_{EK03} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\zeta} + \Delta p_d = 43\,846 + 3\,706 + 1\,082 = 48\,633 \text{ Pa} \quad (9.17)$$

9.2.2 Ztráty ekonomizéru 2

V ekonomizéru 2 se ohřívalo 25 % z celkového proudu. Pro výpočet tlakové ztráty se vycházelo z dříve vypočítaných hodnot.

Délková ztráta

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho = 0,023 \cdot \frac{71,76}{0,03} \cdot 943 = 46\,494,3 \text{ Pa} \quad (9.18)$$

kde součinitel tření λ byl určen na základě průměru trubky a Re z grafu podle [2].

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,34 \cdot 0,03}{0,24 \cdot 10^{-6}} = 164\,741 \quad (9.19)$$

Místní ztráta

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 8,15 \cdot \frac{1,34^2}{2} \cdot 943 = 6\,887,6 \text{ Pa} \quad (9.20)$$

Ztráta dynamickým tlakem [3]

$$\Delta p_d = \frac{w_{sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{2,0^2 - 1,34^2}{2} \cdot 943 = 1\,031,4 \text{ Pa} \quad (9.21)$$

Celková ztráta ekonomizéru 2

$$\Delta p_{EKO2} = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta + \Delta p_d = 46\,494 + 6\,888 + 1\,031 = 54\,413 \text{ Pa} \quad (9.22)$$

9.2.3 Ztráty ekonomizéru 1

V ekonomizéru 1 se ohřívalo 50 % z celkového proudu. Pro výpočet tlakové ztráty se vycházelo z dříve vypočítaných hodnot.

Délková ztráta

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho = 0,023 \cdot \frac{287,04}{0,03} \cdot 948 = 121\,120,0 \text{ Pa} \quad (9.23)$$

kde součinitel tření λ byl určen na základě průměru trubky a Re z grafu podle [2]

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_v \cdot d}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 0,03}{0,26 \cdot 10^{-6}} = 126\,475 \quad (9.24)$$

Místní ztráta

$$\Delta p_\zeta = \zeta \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho = 17,45 \cdot \frac{1,1^2}{2} \cdot 948 = 9\,604,2 \text{ Pa} \quad (9.25)$$

Ztráta dynamickým tlakem [3]

$$\Delta p_d = \frac{w_{sběr}^2 - w_v^2}{2} \cdot \rho = \frac{1,6^2 - 1,1^2}{2} \cdot 948 = 674,2 \text{ Pa} \quad (9.26)$$

Celková ztráta ekonomizéru 1

$$\Delta p_{EKO1} = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta + \Delta p_d = 121\,120 + 9\,604 + 674 = 131\,399 \text{ Pa} \quad (9.27)$$

9.3 Celková ztráta ekonomizérů

K celkové ztrátě bylo potřeba připočíst ztrátu zdvihem. Ta nebyla započítána k jednotlivým ekonomizérům, protože část s ekonomizéry bylo brána jako jeden celek. Výstup z ekonomizérové části byl určen z výkresu a k tomuto místu byla vztažena ztráta zdvihem.

Ztráta zdvihem

$$\Delta p_h = \Delta h \cdot \rho \cdot g = -3,15 \cdot 953,3 \cdot 9,81 = -29\,458,4 \text{ Pa} \quad (9.28)$$

Celková ztráta ekonomizérů

$$\Delta p_{EKO} = \Delta p_{EKO3} + \Delta p_{EKO2} + \Delta p_{EKO1} + \Delta p_h \quad (9.29)$$

$$\Delta p_{EKO} = 48\,633 + 54\,416 + 131\,399 - 29\,458 = 204\,986,8 \text{ Pa}$$

Z jednotlivých výpočtů ekonomizérů se iteračním výpočtem získá skutečný průtok. Ten se stanoví tak, že se mění průtok, dokud se ztráty ekonomizéru nerovnaj. Skutečné průtoky jsou uvedeny v tab. 9.1.

Tab. 9.1 Porovnání počítaného se skutečným průtokem.

	Počítaný průtok [%]	Skutečný průtok [%]
Ekonomizér 1	25	31,77
Ekonomizér 2	25	29,98
Ekonomizér 3	50	38,25

V případě realizace projektu by se musel tepelný výpočet přepočítat, ale to v rámci diplomové práce nebylo potřeba.

9.4 Ztráta převáděcím potrubím

Pro výpočet ztráty převáděcím potrubím bylo klíčové znát délku jednotlivých převáděcích trubek. Celý průtok se převáděl v trubkách s vnitřním průměrem $d_1 = 257 \text{ mm}$. Poloviční průtok je převeden v trubkách s vnitřním průměrem $d_2 = 131,7 \text{ mm}$. Čtvrtinový průtok je převeden v trubkách s vnitřním průměrem $d_3 = 206,5 \text{ mm}$. Tyto rozměry byly zvoleny tak, aby rychlost vody v trubkách nepřesáhla hodnotu $w_v = 3 \text{ m/s}$. Délkové rozměry trubek byly odhadnuty po konzultaci. Použité vzorce jsou převzaty z [2].

Délková ztráta

$$\Delta p_{\lambda 1} = \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \rho = 0,013 \cdot \frac{22}{0,257} \cdot 959 = 1\,015,8 \text{ Pa} \quad (9.30)$$

$$\Delta p_{\lambda 2} = \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \rho = 0,019 \cdot \frac{16}{0,132} \cdot 959 = 2\,097,4 \text{ Pa} \quad (9.31)$$

$$\Delta p_{\lambda 3} = \lambda_3 \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot \rho = 0,013 \cdot \frac{8}{0,207} \cdot 959 = 455,4 \text{ Pa} \quad (9.32)$$

kde součinitel tření λ byl určen na základě průměru trubky a Re z grafu podle [2]

Místní ztráta

$$\Delta p_{\zeta 1} = \zeta_1 \cdot \frac{w_{v1}^2}{2} \cdot \rho = 3,5 \cdot \frac{2,2^2}{2} \cdot 959 = 7\,839,2 \text{ Pa} \quad (9.33)$$

$$\Delta p_{\zeta 2} = \zeta_2 \cdot \frac{w_{v2}^2}{2} \cdot \rho = 4,5 \cdot \frac{2,0^2}{2} \cdot 959 = 8\,968,0 \text{ Pa} \quad (9.34)$$

$$\Delta p_{\zeta 3} = \zeta_3 \cdot \frac{w_{v3}^2}{2} \cdot \rho = 7,75 \cdot \frac{1,6^2}{2} \cdot 959 = 10\,025,9 \text{ Pa} \quad (9.35)$$

Celková ztráta převáděcím potrubím

$$\Delta p_{pp} = \Delta p_{\lambda 1} + \Delta p_{\zeta 1} + \Delta p_{\lambda 2} + \Delta p_{\zeta 2} + \Delta p_{\lambda 3} + \Delta p_{\zeta 3} \quad (9.36)$$

$$\Delta p_{pp} = 1\,016 + 2\,037 + 455 + 7\,839 + 8\,968 + 10\,026 = 30\,402 \text{ Pa}$$

9.5 Celková hydraulická ztráta

Celková hydraulická ztráta je součtem všech předchozích ztrát

$$\Delta p_c = \Delta p_{MS} + \Delta p_{EKO} + \Delta p_{pp} \quad (9.37)$$

$$\Delta p_c = 148\,247 + 205\,207 + 30\,402 = 383\,855,7 \text{ Pa} = 3,84 \text{ bar}$$

Celková hydraulická ztráta je 3,84 bar. Pro splnění požadavku 20 bar na vystupující vodu, je potřeba na vstupu vody do kotle mít tlak 23,84 bar.

10 ZÁVĚR

Diplomová práce obsahuje návrh horkovodního kotle na biomasu. Požadavek na kotel byl zadán výkonem, který činil 30 MW. Na vodě byla požadována teplota 130 °C a tlak 20 bar.

První cíl byl zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle. Do stechiometrických výpočtů se dosadilo předem zvolené palivo. Tím byla dřevní štěpka s vlhkostí 40 %. Přebytek vzduchu byl určen 1,4. Na základě prvkového rozboru paliva, byl stanoven obsah prvků ve spalinách a jejich objem. Poté se vytvořila tab. 2.2, která obsahuje entalpii spalin v různých teplotách. Následně byl proveden výpočet účinnosti kotle. K tomu byla užitá nepřímá metoda výpočtu účinnosti, tudíž bylo nutné zjistit ztráty v kotli. Po výpočtu ztrát bylo určeno, že kotel má tepelnou účinnost 91,2 %. Následovalo stanovení množství vody a paliva, které vstupuje do kotle. Ze zjištěného množství vody a předběžného návrhu rozměrů vyšlo najevo, že je třeba vodu rozdělit. Množství vody bylo tak velké, že v ekonomizérech by voda dosahovala vysokých rychlostí, které by měly za následek velké hydraulické ztráty. Proto se proud vody po výstupu z membránové stěny rozdělí.

Dalším cílem bylo zpracovat rozměrový návrh kotle. Jako první se navrhovala spalovací komora. Při návrhu bylo potřeba brát ohled na tepelné zatížení stěn a rychlost spalin v okně do druhého tahu.

Druhý tah kotle má shodně se spalovací komorou stěny tvořené membránovou stěnou. Celý tah byl rozdělen do čtyř částí. Po směru proudění spalin se nachází první část, která je tvořena pouze membránovou stěnou a jedná se o obratovou komoru. V druhé části se nachází ekonomizér 3, kde se ohřívá 25 % z celkového proudu vody. Ve třetí části je umístěn ekonomizér 2, který má za úkol ohřát 25 % z celkového proudu vody. Poslední část tohoto tahu obsahuje kromě membránových stěn výsypku, a otáčí směr spalin do tahu třetího.

Třetí tah je tvořen nechlazenými stěnami. V jeho první části je situován ohřívák vzduchu. Ten má za cíl ohřát primární vzduch, který je zaveden pod rošt. Primární vzduch tvoří 50 % z celkového vzduchu. Sekundární vzduch a vzduch pro pohazování se neohřívá. Vstupní vzduch má teplotu 25 °C, hrozí zde nízkoteplotní koroze. Tomu se předcházelo tím, že ohřívák vzduchu ohřeje o 15 % více vzduchu. Tento ohřátý vzduch se následně zavede před vstup do ohříváku vzduchu. Následkem toho se vstupní vzduch ohřeje na 51,2 °C. V druhé části tohoto tahu se nachází ekonomizér 1. Tento ekonomizér ohřívá 50 % celkového proudu vody. Kvůli velikosti byl rozdělen na tři menší ekonomizéry, které jsou řazeny nad sebou.

Po dokončení návrhu byla spočítána odchylka tepelné bilance. Odchylka byla rovna 0,09 %. Tato odchylka se dá považovat za minimální nebylo tedy třeba výpočet znovu iterovat.

Posledním cílem bylo zpracovat ztráty na straně spalin a ztráty na straně vody. Ztráty na straně spalin byly spočítány pro čisté spaliny a následně přepočítány na spaliny zaprášené. Celková ztráta na straně spalin byla 619 Pa.

Výpočet tlakových ztrát na straně vody se rozdělil. Jako první se spočítala ztráta membránovou stěnou, která činila 148 247 Pa. Následně se spočítala ztráta jednotlivých ekonomizérů s počítaným průtokem. Průtoky se upravovaly do doby, kdy si byla ztráta všech ekonomizérů rovna, čímž byly stanoveny skutečné průtoky. Pro tyto nové průtoky by se výpočet musel zopakovat, to však v rámci této práce nebylo třeba. K těmto ztrátám se připočetla ztráta převáděcím potrubím a byla získána ztráta celková. Celková tlaková ztráta na straně vody byla 3,84 bar. Vstupní tlak vody je součtem požadovaného výstupního tlaku 20 bar a tlakové ztráty 3,84 bar, je tedy roven 23,84 bar.

Následně byl zhotoven schématický návrhový výkres kotle. Tento výkres je součástí přílohy.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. : il., tabulky. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 176 s. : il., tabulky, grafy, schéma. ISBN 80-01-02035-5.
- [3] ČERNÝ, Václav, TEYSSLER, Jiří a JANEBA, Břetislav. *Parní kotle*. Praha: SNTL, 1983. s. [2]. Dostupné také z: <https://ndk.cz/uuid/uuid:98fd63c0-c6da-11e3-b110-005056827e51>
- [4] ČSN EN 12952-15. Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Část 15: Přejímací zkoušky. Brno: Český normalizační institut, 2004.
- [5] Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečištění a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. Zákony pro lidi [online]. [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415?text=Vyhl%C3%A1%C5%A1ka%20%C4%8D.%20415%2F2012%20Sb.>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a_{ξ}	Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin	[-]
a_o	Stupeň černosti ohniště	[-]
a_{pl}	Stupeň černosti plamene	[-]
Ar	Obsah popela v palivu	[-]
a_r	Délka roštu	[m]
a_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	[-]
b	Šířka tahu	[m]
b_r	Šířka roštu	[m]
Bo	Boltzmannovo číslo	[-]
C	Obsah uhlíku v palivu	[-]
c	Délka okna do II. tahu	[m]
C_i	Podíl hořlaviny v tuhých zbytcích	[%]
c_i	Měrná tepelná kapacita popílku	[kJ/kg·K]
c_l	Opravný koeficient	[-]
c_m	Opravný koeficient	[-]
c_n	Koeficient zohledňující spalované palivo	[-]
c_{pal}	Měrná tepelná kapacita paliva	[kJ/kg·K]
C_s	Opravný koeficient	[-]
c_{su}	Měrná tepelná kapacita sušiny paliva	[kJ/kg·K]
c_w	Měrná tepelná kapacita paliva	[kJ/kg·K]
C_z	Opravný koeficient	[-]
d	Vnitřní průměr trubek	[m]
D	Vnější průměr trubek	[m]
d_e	Ekvivalentní průměr	[m]
f	Součinitel podílu vodní páry	[-]
F_{sp}	Světlý průřez spalin	[m ²]
F_{st}	Povrch stěn ohniště	[m ²]
$F_{ús}$	Účinná sálavá plocha stěn ohniště	[m ²]
F_{vz}	Průtočný průřez vzduchu	[m ²]
h_o	Výška ohniště	[m]
H_2	Obsah vodíku v palivu	[-]
I_u	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	[kJ/kg]
I_{sp}	Entalpie spalin	[kJ/kg]
I	Entalpie	[kJ/kg]
k	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny	[-]
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi	[-]
l_2	Délka druhého tahu	[m]
l_3	Délka třetího tahu	[m]
M	Součinitel	[-]
m_1	Hmotnostní průtok vzduchu 1	[kg/s]
m_2	Hmotnostní průtok vzduchu 2	[kg/s]
M_p	Množství paliva přivedeného do kotle	[kg/s]
M_{pv}	Skutečné množství spáleného paliva	[kg/s]
M_v	Množství ohřívání vody	[kg/s]
n_1	Počet trubek vedle sebe	[-]

N_2	Obsah dusíku v palivu	[-]
n_2	Počet trubek pod sebou	[-]
n_h	Počet hadů	[-]
O	Obvod průřezu kanálu	[m]
p	tlak	[Pa]
Δp_c	Celková hydraulická ztráta	[Pa]
Δp_d	Ztráta dynamická tlakem	[Pa]
Δp_h	Ztráta zdvihovou prací	[Pa]
Δp_m	Místní aerodynamická ztráta	[Pa]
Δp_{MS}	Celková ztráta membránovou stěnou	[Pa]
Δp_p	Ztráta převáděcími trubkami	[Pa]
Δp_v	Vztlak tahu	[Pa]
Δp_{zEKO}	Celková aerodynamická ztráta ekonomizéru	[Pa]
Δp_z	Celková aerodynamická ztráta	[Pa]
Δp_λ	Délková ztráta	[Pa]
Δp_ζ	Místní hydraulická ztráta	[Pa]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Q	Výkon	[kW]
Q_{ci}	Výhřevnost hořlaviny v tuhých zbytcích	[kJ/kg]
Q_{EKO}	Výkon ekonomizéru	[kW]
Q_i^r	Výhřevnost paliva	[kJ/kg]
Q_{MS}	Výkon membránové stěny	[kW]
Q_N	Maximální tepelný výkon	[kW]
q_o	Tepelné zatížení ohniště	[MW/ m ²]
q_r	Tepelné zatížení roštu	[kW/m ³]
Q_{OVZ}	Výkon ohříváku vzduchu	[kW]
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle	[kJ/kg]
Q_{ST}	Výkon odevzdaný do stěn ohniště	[kW]
Q_{VZ}	Teplo přivedené vzduchem	[kW]
Q_Z	Zadaný výkon	[kW]
R	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu	[m ²]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
r_{H_2O}	Objemový podíl vody ve spalínách	[-]
r_{RO_2}	Objemový podíl CO ₂ a SO ₂ ve spalínách	[-]
S	Teplosměnná plocha	[m ²]
s	Efektivní tloušťka sálové vrstvy	[m]
s_1	Přímá rozteč	[m]
s_2	Podélná rozteč	[m]
t	Teplota	[°C]
t	Tloušťka stěny trubek	[m]
T	Teplota	[K]
Δt_m	Střední logaritmický teplotní spád	[°C]
V_o	Výška ohniště	[m]
W^r	Obsah vody v palivu	[-]
w_{sp}	Rychlost spalin	[m/s]
W_{vz}	Rychlost vzduchu	[m/s]
X_1	Podíl primárního vzduchu	[-]
X_2	Součinitel recirkulace	[-]
x_{H_2O}	Obsah vodní páry ve spalínách	[-]

X_i	Podíl popela	[-]
X_p	Procento popílku v úletu	[%]
Z_c	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	[%]
Z_{cn}	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	[%]
$Z_{cš}$	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích ve škváře	[%]
$Z_{cú}$	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích v úletu	[%]
Z_{cv}	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích ve výsypce	[%]
Z_f	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	[%]
$Z_{fš}$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře	[%]
$Z_{fú}$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v úletu	[%]
Z_{fv}	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve výsypce	[%]
Z_k	Ztráta citelným teplem spalin	[%]
Z_s	Ztráta sdílením tepla do okolí	[%]
α	Přebytek vzduchu	[-]
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	[W/m ² ·K]
α_s	Součinitel přestupu tepla sáláním	[W/m ² ·K]
α_c	Celkový součinitel přestupu tepla	[W/m ² ·K]
ε	Součinitel znečištění	[-]
H_1	Opravný součinitel	[-]
H_2	Opravný součinitel	[-]
λ	Součinitel tření	[-]
μ	Koncentrace popílku ve spalinách	[g/m ³]
η	Účinnost kotle	[%]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
ζ	Součinitel místních odporů	[-]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
ρ_{sp}	Hustota stechiometrických spalin	[kg/Nm ³]
φ	Součinitel uchování tepla	[-]
ψ	Součinitel tepelné efektivity	[-]
ω	Součinitel omývání plochy	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 3.1 Zavodňovací schéma membránové stěny.....	23
Obr. 5.1 Průběh teplot v první části II. tahu.	29
Obr. 5.2 Průběh teplot v druhé části II. tahu.....	33
Obr. 5.3 Průběh teplot v třetí části II. tahu.	39
Obr. 5.4 Průběh teplot v čtvrté části II. tahu.....	45
Obr. 6.1 Průběh teplot v první části III. tahu.	49
Obr. 6.2 Průběh teplot v druhé části III. tahu kotle.	54

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Zadaný výkon a parametry vody.....	12
Tab. 1.2 Prvkové složení smrkové štěpky.....	12
Tab. 2.1 Měrná entalpie některých složek spalin $i_i^t [kJ/Nm^3]$ v závislosti na teplotě. ...	16
Tab. 2.2 Entalpie spalin a vzduchu.	17
Tab. 2.3 Fyzikální charakteristiky spalin o vlhkosti 25 %.	18
Tab. 3.1 Bilance popela v kotli.	20
Tab. 5.1 Fyzikální charakteristiky spalin pro 863,4 °C.	29
Tab. 5.2 Fyzikální charakteristiky spalin pro 739,65 °C.	33
Tab. 5.3 Geometrické charakteristiky Ekonomizéru 3.....	34
Tab. 5.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 525,5 °C.	39
Tab. 5.5 Geometrické charakteristiky Ekonomizéru 2.....	40
Tab. 5.6 Fyzikální charakteristiky spalin pro 414,8 °C.	45
Tab. 6.1 Fyzikální charakteristiky spalin pro 376,7 °C.	49
Tab. 6.2 Fyzikální charakteristiky vzduchu pro 376,7 °C.	49
Tab. 6.3 Geometrické charakteristiky ohříváku vzduchu.	50
Tab. 6.4 Fyzikální charakteristiky spalin pro 238,4 °C.	55
Tab. 6.5 Geometrické charakteristiky Ekonomizéru 1.....	55
Tab. 9.1 Porovnání počítaného se skutečným průtokem.....	69

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Schématický výkres kotle