



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH SPALOVENSKÉHO KOTLE NA SPALOVÁNÍ SMĚSNÉHO KOMUNÁLNÍHO ODPADU

DESIGN OF STEAM BOILER IN WASTE TO ENERGY PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matěj Reiskup

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Matěj Reiskup**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.**
Akademický rok: 2015/16

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:

Návrh spalovenského kotle na spalování směsného komunálního odpadu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh parního kotle na spalování směsného komunálního odpadu, včetně dimenzování a řazení teplosměnných ploch.

Parametry kotle: parní výkon 50 t/h, parametry přehřáté páry $p=4$ MPa, teplota přehřáté páry $t=400^{\circ}\text{C}$; teplota napájecí vody 155°C

Cíle diplomové práce:

Navrhnout parní kotel na spalování směsného komunálního odpadu, dimenzovat jednotlivé výhřevné plochy kotle s jejich řazením v tahu kotle.

Seznam literatury:

Černý, Janeba, Teyssler: Parní kotle, SNTL 1995

Budaj,F: Parní kotle, tepelný výpočet, skriptum VUT Brno

Basu, Kefa, Jestin: Boilers and Burners, Springer Verlag, NewYork, Berlin, Heidelberg, 2001

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

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 věnuje návrhu kotle spalujícího směsný komunální odpad. Úvodní kapitola je věnována uvedení do problému, krátkému objasnění paliva kotle, komunálnímu odpadu a zvláštnostem spalovenských kotlů. Hlavní částí práce je tepelný výpočet kotle, který se skládá ze stechiometrie spalování, tepelných ztrát a dále pak rozvržení tepelných výkonů na jednotlivých výhřevných plochách. V závěru je shrnut výpočet a poznatky z něj plynoucí.

Abstract

The thesis deals with the design of the boiler to combustion of mixed communal waste. The introductory chapters present introduction of the problem, short explanation about fuel of the boiler and speciality of the boiler to combustion of mixed communal waste. The main part is the heat calculation of the boiler, which consists of stoichiometry of the combustion, heat losses, then disposition of heat performances to individual exchange surfaces. In the end is summary of calculation and knowledge consequent of the calculation.

Klíčová slova

parní kotel, směsný komunální odpad, teplosměnné plochy, ekonomizér, výparník, přehřívák

Key words

steam boiler, mixed communal waste, heat exchange surfaces, economizer, evaporator, super-heater

Bibliografická citace

REISKUP, M. *Návrh spalovenského kotle na spalování směsného komunálního odpadu*.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 101 s.
Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh spalovenského kotle na spalování směsného komunálního odpadu vypracoval samostatně s použitím vlastních znalostí, odborné literatury uvedené v příloženém seznamu a ve spolupráci se společností SAKO Brno a.s.. Odborné konzultace a vypracování diplomové práce probíhaly pod vedením doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc.

V Brně dne 26.4.2016

.....
Bc. Matěj Reiskup

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a také Ing. Tomáši Weignerovi ze společnosti SAKO Brno, a.s. za odborné rady, cenné připomínky a čas věnovaný tvorbě mé diplomové práce.

OBSAH

1	ÚVOD	15
1.1	Směsný komunální odpad	15
1.2	Spalovenské kotle	16
2	STECHEMETRICKÉ VÝPOČTY	17
2.1	Minimální objem vzduchu a spalin	17
2.2	Entalpie vzduchu a produktů spalování	20
3	TEPELNÁ BILANCE KOTLE	22
3.1	Teplo přivedené do kotle	22
3.2	Tepelné ztráty a účinnost	23
3.2.1	<i>Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)</i>	23
3.2.2	<i>Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)</i>	23
3.2.3	<i>Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků</i>	24
3.2.4	<i>Ztráta sdílením tepla do okolí</i>	24
3.2.5	<i>Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)</i>	25
3.2.6	<i>Tepelná účinnost kotle</i>	25
3.3	Výrobní teplo páry a množství paliva	25
3.3.1	<i>Výrobní teplo páry</i>	25
3.3.2	<i>Množství paliva</i>	25
4	VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY A MŘÍŽE	27
4.1	Konstrukční návrh ohniště a mříže	27
4.1.1	<i>Návrh velikosti ohniště</i>	27
4.1.2	<i>Návrh mříže</i>	29
4.2	Tepelný výpočet ohniště	30
4.2.1	<i>Součinitel M</i>	31
4.2.2	<i>Boltzmannovo číslo</i>	31
4.2.3	<i>Stupeň černosti ohniště</i>	33
4.2.4	<i>Množství tepla předaného v ohništi</i>	34
5	VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH	35
5.1	Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách	35
5.2	Rozvržení tepelného výkonu kotle na jednotlivé výhřevné plochy	35
5.2.1	<i>Přehřívák P2</i>	35

5.2.2	<i>Přehřívák P1</i>	36
5.2.3	<i>Výparník</i>	37
5.2.4	<i>Ekonomizér</i>	37
5.2.5	<i>Celkové potřebné teplo</i>	38
5.3	<i>Pilový diagram</i>	39
6	TEPELNÝ VÝPOČET II. TAHU KOTLE	40
6.1	Geometrie výhřevných ploch II. tahu kotle	41
6.2	Vstupní mříž II. tahu	41
6.2.1	<i>Součinitel přestupu tepla sáláním</i>	41
6.2.2	<i>Součinitel přestupu tepla konvekcí</i>	43
6.2.3	<i>Součinitel prostupu tepla</i>	44
6.2.4	<i>Teplo odebrané mříží</i>	44
6.2.5	<i>Kontrola teploty spalin na výstupu z mříže</i>	45
6.3	Teplosměnné plochy II. tahu kotle	45
6.3.1	<i>Membránová stěna</i>	46
6.3.2	<i>Panel výparníku</i>	50
6.3.3	<i>Přehřívák P2</i>	54
6.3.4	<i>Přehřívák P1</i>	59
6.3.5	<i>Kontrola spalin na výstupu z II. tahu</i>	64
6.4	Obratová komora	65
6.4.1	<i>Součinitel přestupu tepla sáláním</i>	66
6.4.2	<i>Součinitel přestupu tepla konvekcí</i>	68
6.4.3	<i>Součinitel prostupu tepla</i>	68
6.4.4	<i>Teplo odebrané v obratové komoře</i>	68
6.4.5	<i>Kontrola teploty spalin na výstupu z obratové komory</i>	69
7	TEPELNÝ VÝPOČET III. TAHU KOTLE	70
7.1	Geometrie výhřevných ploch III. tahu kotle	70
7.2	Teplosměnné plochy III. tahu kotle	71
7.2.1	<i>Membránová stěna</i>	72
7.2.2	<i>Svazek výparníku</i>	75
7.2.3	<i>Kontrola spalin na výstupu z III. tahu</i>	78
8	TEPELNÝ VÝPOČET IV. A V. TAHU KOTLE	80
8.1	Geometrie ekonomizéru	81

8.2	Ekonomizér	81
8.2.1	<i>Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin</i>	83
8.2.2	<i>Součinitel prostupu tepla</i>	84
8.3	Kontrola spalin na výstupu z V. tahu	85
8.4	Kontrola teploty vody na vstupu do IV. tahu (výstup z ekonomizéru)	86
9	KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE	87
10	ZÁVĚR	88
11	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	91
12	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	93
13	SEZNAM OBRÁZKŮ	99
14	SEZNAM TABULEK	100
15	SEZNAM PŘÍLOH	101

1 ÚVOD

V nynější době je stále více diskutováno téma obnovitelných zdrojů energie z důvodu slábnutí zásob uhlí a dalších typů fosilních paliv. Lidé hledají možnosti a způsoby jak vyrobit energii efektivněji, levněji a šetrněji k životnímu prostředí. Jednou z možností může být i energetické využití odpadu, kterého na světě každoročně přibývá. Ke spalování a následnému využití takto vzniklých spalin slouží spalovenské kotle. Cílem této diplomové práce je tudíž tepelný výpočet spalovenského kotle o parním výkonu 50 t/h. Dalšími zadanými parametry práce jsou tlak přehřáté páry 4 MPa, teplota 400 °C a také teplota napájecí vody 155 °C. Konkrétně se jedná o spalovenský parní kotel, který je konstrukčně uspořádán jako pětitaňový. První taň je tvořen spalovací komorou, kde je ve spodní části komory umístěn vratisuvný rošt typu MARTIN a v horní části je umístěna vstupní mříž, která je konstrukčně řešena jako samostatná výhřevná plocha. Ve druhém taňu jsou umístěny dva panelové přehříváky a středový panel výparníku. Třetí taň obsahuje výparníkový svazek, který spojuje soustavu dvou bubnů, kdy v horní části třetího taňu je větší buben o průměru 1650 mm a v dolní části taňu buben o průměru 1150 mm, do kterého ovšem ústí pouze trubky z výparníkových ploch. Stěny prvních tří taňů jsou tvořeny membránovou stěnou. Ve čtvrtém a pátém taňu jsou umístěny svazky ekonomizéru, obklopeny pouze stěnami z plechu. Všechny trubkové svazky jsou tvořeny hladkými trubkami a jsou dispozičně uspořádány v rozestavení za sebou, z důvodu zanášení trubek. Celý výpočet je koncipován jako návrhový tepelný výpočet spalovenského kotle na základě již vybudovaného kotle, provozovaného spalovnou odpadů SAKO Brno, a.s.

Společnost vznikla v roce 1994 a patří mezi tři největší spalovny komunálního odpadu umístěné na území České republiky. V množství spáleného odpadu se řadí na 2. místo s 238 000 t/rok. [1]

Spalování směsného komunálního odpadu využívají k výrobě tepelné a elektrické energie. Přispívají tak k úspoře primárních neobnovitelných zdrojů. Vyrobenou párou dokáže spalovna pokrýt část spotřeby tepla v Brně.

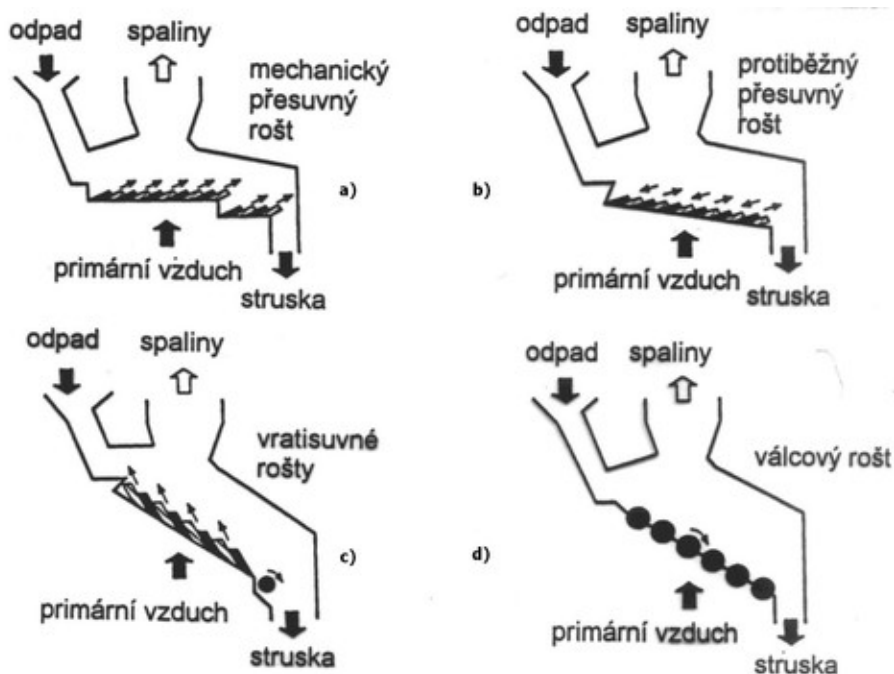
1.1 Směsný komunální odpad

Ve společnosti SAKO Brno, a.s. se jako palivo do kotlů používá směsný komunální odpad (SKO). Tento typ odpadu je v podstatě zbytková směs komunálních odpadů, která se nachází v obyčejných kontejnerech. SKO se již nedá třídít a dále využívat, bývá proto většinou odvezen na skládky. Druhou možností jak tento odpad zpracovat je spalování a využití tím jeho výhřevnosti k výrobě tepla a elektrické energie. Výhřevnost SKO se většinou pohybuje v rozmezí 7-15 MJ/kg. [2]

Přesná definice SKO podle Rozhodnutí Komise č. 753/2011/EU říká, že „za komunální odpad se považuje odpad z domácnosti a podobný odpad, který je svým složením srovnatelný s odpadem z domácností s výjimkou odpadu z výroby a odpadu ze zemědělství a lesnictví“. Což znamená, že do komunálního odpadu patří všechny odpad vznikající na území obce fyzickou činností osob, škol, úřadů a živnostníků. V roce 2014 bylo na území ČR vyprodukováno celkem 23,8 mil. tun odpadu, z toho bylo 3,3 mil. tun komunálního odpadu, což je v přepočtu 310 kg SKO na osobu. [3]

1.2 Spalovenské kotle

Pro spalování komunálního odpadu se používají spalovenské kotle. Jedná se většinou o roštové kotle s plynovými hořáky, které zajišťují zapálení paliva a stabilní průběh hoření. Existuje mnoho typů spalovacích roštů (viz obr. 1.2-1). Mezi nejpoužívanější patří válcový rošt, rošt s posuvem materiálu vpřed a rošt se zpětným pohazovačem. Rošt má za úkol dopravovat materiál ke spálení, prohrabování a kypření materiálu a hlavně dobře rozvést primární spalovací vzduch do pece. Sekundární vzduch je pak přiváděn nad ohniště. Největší zastoupení mezi spalovnami mají vratné rošty. Konstrukce roštu se skládá ze sekcí, které jsou umístěny nad sebou a jsou rozmístěny přes celou šířku ohniště. Střídající se sekce klouzají vpřed a vzad, ale sousední se nepohybují. Odpad se tímto pohybem roštu promíchává a prokypřuje. Vratné rošty se dělí na dvě hlavní skupiny. První z nich jsou rošty s posuvem vpřed, což znamená, že materiál se pohybuje a promíchává směrem k výsypce popela. Kdežto druhý typ, reverzní neboli vratnisuvný, promíchává a přemísťuje materiál v opačném směru k toku odpadu. [4]



Obr. 1.2-1 Typy posuvných roštů používaných pro spalování odpadů [5]

2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Zadané parametry

Parametry kotle:	parní výkon kotle	$M_{pp} = 50 \text{ t/h} = 13,89 \text{ kg/s}$
	tlak přehřáté páry	$p_{pp} = 4 \text{ MPa}$
	teplota přehřáté páry	$t_{pp} = 400 \text{ °C}$
	teplota napájecí vody	$t_{nv} = 155 \text{ °C}$
Parametry paliva:	výhřevnost paliva	$Q_i^r = 11 \text{ MJ/kg}$

2.1 Minimální objem vzduchu a spalin

Jelikož součástí zadání nebylo prvkové složení paliva, které je u komunálního odpadu složité určit, byla použita přibližná metoda určení spotřeby vzduchu a množství spalin. Jedná se o vztahy podle Rosina-Freslinga. Tyto rovnice vychází z empiricky určených vztahů a počítají se jako funkce výhřevnosti paliva. K výpočtu jsou zapotřebí konstanty K_1 až K_4 , které jsou uvedeny v tab. 2.1-1. [6]

Pro další výpočty bylo použito přibližné složení paliva, které bylo určeno z naměřených hodnot složení spalin ze společnosti SAKO Brno, a.s.

Teplný výpočet celého kotle byl proveden dle [6].

Tab. 2.1-1 Konstanty tuhých paliv pro Rosinovy-Freslingovy vzorce [6]

	K_1	K_2	K_3	K_4
	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})^{-1}]$	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} (\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})^{-1}]$	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
tuhá paliva	1,012	0,5	0,95	1,375

Minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VS \min} = K_1 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,7} + K_2 \quad (2.1-1)$$

$$O_{VS \min} = 1,012 \cdot \frac{11000}{4186,7} + 0,5 = 3,159 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Součinitel respektující podíl vodní páry připadající na 1 m³ suchého vzduchu

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} \quad (2.1-2)$$

$$\chi_v = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0023}{0,1 - \frac{70}{100} \cdot 0,0023} = 1,016$$

kde φ – relativní vlhkost vzduchu [%] ($\varphi = 70 \%$)
 p'' - parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro teplotu vzduchu ($t_{vz} = 20 \text{ °C}$) [MPa]
 p_c – celkový tlak [MPa] ($p_c = 0,1 \text{ MPa}$)

Minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VVmin} = \chi_V \cdot O_{VSmin} \quad (2.1-3)$$

$$O_{VVmin} = 1,016 \cdot 3,159 = 3,21 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vodní páry ve vzduchu potřebném pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{H_2O}^V = O_{VVmin} - O_{VSmin} = (\chi_V - 1) \cdot O_{VSmin} \quad (2.1-4)$$

$$O_{H_2O}^V = 3,21 - 3,159 = 0,051 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Spalování s minimálním množstvím vzduchu by vedlo k vysokým nedopalům paliva, proto se vypočítaný objem vlhkého vzduchu koriguje tzv. součinitelem přebytku spalovacího vzduchu α [-].

$$\alpha = \frac{O_{VV}}{O_{VVmin}} = \frac{O_{VS}}{O_{VSmin}} \quad (2.1-5)$$

Součinitel přebytku spalovacího vzduchu volíme $\alpha = 1,4$. Hodnota vychází z konzultace s praxí a z naměřené hodnoty koncentrace kyslíku ve spalinách (6 %), podle rovnice:

$$\alpha = \frac{0,21}{0,21 - \omega_{O_2}} = \frac{0,21}{0,21 - \frac{6}{100}} = 1,4 \quad (2.1-6)$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VV} = O_{VVmin} \cdot \alpha \quad (2.1-7)$$

$$O_{VV} = 3,21 \cdot 1,4 = 4,494 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SVmin} = K_3 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,7} + K_4 \quad (2.1-8)$$

$$O_{SVmin} = 0,95 \cdot \frac{11000}{4186,7} + 1,375 = 3,871 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu α

$$O_{SV} = O_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin} \quad (2.1-9)$$

$$O_{SV} = 3,871 + (1,4 - 1) \cdot 3,21 = 5,155 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Naměřené procentuální zastoupení objemových složek spalin

Hodnoty vychází z konzultace a z naměřených hodnot z praxe.

$$\begin{aligned}CO_2 &= 10,040438 \% \\H_2O &= 16,598166 \% \\O_2 &= 9,904467 \% \\SO_2 &= 0,02235 \% \\N_2 &= 63,434576 \%\end{aligned}$$

Převod na objemové zastoupení složek spalin

$$\begin{aligned}O_{CO_2} &= \left(\frac{10,040438}{100}\right) \cdot O_{SV} = \left(\frac{10,040438}{100}\right) \cdot 5,155 = 0,51758 \text{ m}^3/\text{kg} \\O_{H_2O} &= \left(\frac{16,598166}{100}\right) \cdot O_{SV} = \left(\frac{16,598166}{100}\right) \cdot 5,155 = 0,85564 \text{ m}^3/\text{kg} \\O_{O_2} &= \left(\frac{9,904467}{100}\right) \cdot O_{SV} = \left(\frac{9,904467}{100}\right) \cdot 5,155 = 0,51058 \text{ m}^3/\text{kg} \\O_{SO_2} &= \left(\frac{0,02235}{100}\right) \cdot O_{SV} = \left(\frac{0,02235}{100}\right) \cdot 5,155 = 0,001152 \text{ m}^3/\text{kg} \\O_{N_2} &= \left(\frac{63,434576}{100}\right) \cdot O_{SV} = \left(\frac{63,434576}{100}\right) \cdot 5,155 = 3,27005 \text{ m}^3/\text{kg}\end{aligned}$$

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SV}} \quad (2.1-10)$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,001152 + 0,51758}{5,155} = 0,1006$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SV}} \quad (2.1-11)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,85564}{5,155} = 0,166$$

Součet objemových částí tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (2.1-12)$$

$$r_{sp} = 0,1006 + 0,166 = 0,2666$$

Koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SV}} \cdot \frac{X_{\dot{u}}}{100} \quad (2.1-13)$$

$$\mu = \frac{10 \cdot 10}{5,155} \cdot \frac{25}{100} = 4,85 \text{ g/m}^3$$

kde A^r – obsah popeloviny v původním vzorku (voleno na základě konzultace) [%]
 $X_{\dot{u}}$ – procento popele v úletu (voleno na základě konzultace) [%]

2.2 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Vzorový výpočet je proveden pro $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ a přebytek spalovacího vzduchu $\alpha = 1,4$. Výpočty byly provedeny s využitím hodnot měrných entalpií, které jsou uvedeny v tab. 2.2-1. Kompletní vypočtené hodnoty jsou seřazeny v tab. 2.2-2. Výsledný I-t diagram vycházející z těchto hodnot je znázorněn na obr. 2.2-1.

Entalpie stechiometrických spalin při teplotě $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ (pro $\alpha = 1$)

$$I_{Smin}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t \quad (2.2-1)$$

$$I_{Smin}^t = 0,51758 \cdot 994,4 + 0,001152 \cdot 1070 + 3,27005 \cdot 664 + 0,85564 \cdot 794,5 = 3367,03 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I_{Vmin}^t = O_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (2.2-2)$$

$$I_{Vmin}^t = 3,159 \cdot 684,1 + 0,051 \cdot 794,5 = 2201,59 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie spalin o teplotě $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$, které vzniknou spálením 1 kg paliva s přebytkem vzduchu α (vzorový výpočet pro $t = 500 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha = 1,4$)

$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t \quad (2.2-3)$$

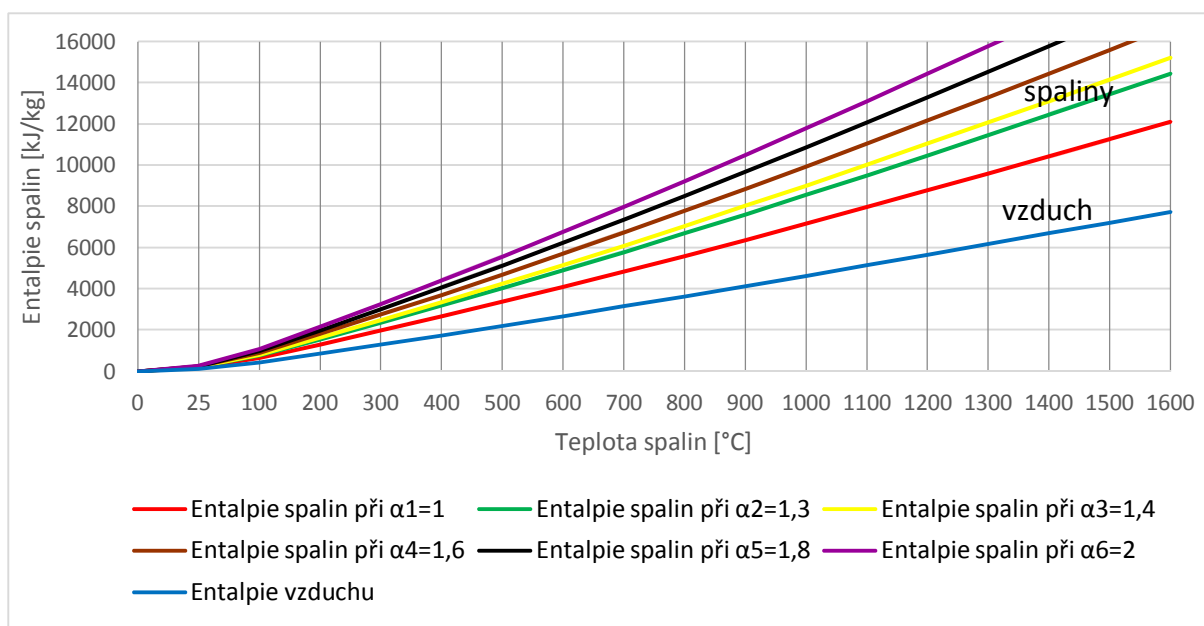
$$I_S^{t,\alpha} = 3367,03 + (1,4 - 1) \cdot 2201,59 = 4247,67 \text{ kJ/kg}$$

Tab. 2.2-1 Měrná entalpie některých složek spalin i_i^t [kJ/Nm³] v závislosti na teplotě t [°C] [6]

Teplota [°C]	Měrná entalpie jednotlivých složek spalin i^t [kJ/Nm ³]								
	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	vzduch suchý	CO	O ₂	popílek [kJ/kg]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57	32,49	32,78	20,2
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909	3830	4006	-

Tab. 2.2-2 I-t tabulka spalin

Teplota [°C]	I_{Smin}^t [kJ/kg]	I_{Vmin}^t [kJ/kg]	$I_{S^t, \alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t$ [kJ/kg]					
			$\alpha_1=1$ [-]	$\alpha_2=1,3$ [-]	$\alpha_3=1,4$ [-]	$\alpha_4=1,6$ [-]	$\alpha_5=1,8$ [-]	$\alpha_6=2$ [-]
0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	161,43	104,88	161,43	192,89	203,38	224,36	245,33	266,31
100	640,54	425,62	640,54	768,23	810,79	895,91	981,04	1066,16
200	1295,92	856,46	1295,92	1552,86	1638,5	1809,8	1981,09	2152,38
300	1968,1	1295,1	1968,1	2356,63	2486,14	2745,16	3004,18	3263,2
400	2658,36	1743,15	2658,36	3181,31	3355,62	3704,25	4052,88	4401,51
500	3367,03	2201,59	3367,03	4027,51	4247,67	4687,98	5128,3	5568,62
600	4094,59	2670,12	4094,59	4895,63	5162,64	5696,66	6230,69	6764,71
700	4839,34	3148,42	4839,34	5783,87	6098,71	6728,39	7358,08	7987,76
800	5600,99	3634,6	5600,99	6691,37	7054,83	7781,75	8508,67	9235,59
900	6376,52	4130,82	6376,52	7615,77	8028,85	8855,01	9681,18	10507,34
1000	7169,06	4633,67	7169,06	8559,16	9022,53	9949,26	10876	11802,73
1100	7971,2	5143,1	7971,2	9514,13	10028,44	11057,06	12085,68	13114,3
1200	8785,75	5655,94	8785,75	10482,53	11048,13	12179,31	13310,5	14441,69
1300	9608,87	6172,19	9608,87	11460,53	12077,75	13312,18	14546,62	15781,06
1400	10439,38	6691,75	10439,38	12446,91	13116,08	14454,43	15792,78	17131,13
1500	11277,97	7217,89	11277,97	13443,34	14165,13	15608,7	17052,28	18495,86
1600	12126,68	7744,18	12126,68	14449,93	15224,35	16773,19	18322,02	19870,86
1800	13834,75	8806,75	13834,75	16476,78	17357,45	19118,8	20880,15	22641,5
2000	15566,88	9882,51	15566,88	18531,63	19519,88	21496,39	23472,89	25449,39
2500	19963,61	12610,26	19963,61	23746,69	25007,71	27529,77	30051,82	32573,87



Obr. 2.2-1 I-t diagram spalin pro různé hodnoty přebytku vzduchu α

3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

3.1 Teplo přivedené do kotle

$$Q_p^p = Q_i^r + i_{pv} \quad (3.1-1)$$

kde Q_i^r – výhřevnost paliva [kJ/kg]
 i_{pv} – fyzické teplo paliva [kJ/kg]

Fyzické teplo paliva je uvažováno pouze v případech, kdy se palivo předehřívá mimo kotel. V jiných případech se s fyzickým teplem počítá pouze za předpokladu, že obsah vody v palivu splňuje podmínku (3.1-2). Obsah vody v palivu je zvolen z naměřených hodnot ($W^r = 33,41\%$) [6].

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \quad (3.1-2)$$

$$33,41\% \geq \frac{11000}{4,19 \cdot 150} = 17,502\%$$

Protože je podmínka splněna, fyzické teplo paliva se při výpočtu musí uvažovat a vypočítá se podle rovnice (3.1-4).

Měrná tepelná kapacita paliva

$$c_{pv} = c_w \cdot \frac{W^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{(100 - W^r)}{100} \quad (3.1-3)$$

$$c_{pv} = 4,19 \cdot \frac{33,41}{100} + 1,3 \cdot \frac{(100 - 33,41)}{100} = 2,266 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

kde c_w – měrná tepelná kapacita vody [kJ/kg·K] ($c_w = 4,19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$)
 c_{su} – měrná tepelná kapacita sušiny paliva [kJ/kg·K] ($c_{su} = 1,3 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$)

Fyzické teplo paliva

Jako teplota paliva je brána teplota $t_{pv} = 20\text{ °C}$.

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} \quad (3.1-4)$$

$$i_{pv} = 2,266 \cdot 20 = 45,32 \text{ kJ/kg}$$

kde c_{pv} – měrná tepelná kapacita paliva [kJ/kg·K]
 t_{pv} – teplota paliva [°C]

Redukovaná výhřevnost

$$Q_p^p = Q_i^r + i_{pv} \quad (3.1-5)$$

$$Q_p^p = 11000 + 45,32 = 11045,32 \text{ kJ/kg}$$

3.2 Tepelné ztráty a účinnost

Při použití nepřímé metody určení účinnosti kotle je zapotřebí odhadnout potřebné ztráty kotle.

Při výpočtu jsou uvažovány následující ztráty:

- ztráta hořlavinou ve spalínách (ztráta chemickým nedopalem) Z_{co}
- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (ztráta mechanickým nedopalem) Z_c
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f
- ztráta sdílením tepla do okolí Z_{sv}
- ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) Z_k

3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal)

Ztráta hořlavinou ve spalínách představuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Projevuje se obsahem CO, H₂, C_xH_y ve spalínách. Obvykle dosahuje nízkých hodnot. [6]

Po konzultaci je volena hodnota $Z_{co} = 0,2 \%$.

3.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích představuje zbytkový obsah tuhého uhlíku, mezi které patří nedopal ve škváře nebo strusce, v popílku, v úletu a v roštovém propadu.

Při návrhu nového zařízení dělíme popel pouze na podíl ve škváře zachycené v ohništi, podíl propadu roštem a podíl v úletu z ohniště [6].

Ztráta v tuhých zbytcích zachycených v ohništi

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{100 - C_s} \cdot \frac{X_s}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cs} \quad (3.2.2-1)$$

$$Z_{cs} = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{10}{11045,32} \cdot 32600 = 0,932 \%$$

Ztráta v tuhých zbytcích odcházejících z kotelního zařízení

$$Z_{cú} = \frac{C_u}{100 - C_u} \cdot \frac{X_u}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{cú} \quad (3.2.2-2)$$

$$Z_{cú} = \frac{15}{100 - 15} \cdot \frac{25}{100} \cdot \frac{10}{11045,32} \cdot 32600 = 1,3021 \%$$

kde C_i – procento hořlavin v uvažovaném druhu tuhých zbytků (voleno na základě konzultace) [%]

X_i – procento popele v uvažovaném druhu tuhých zbytků (voleno na základě konzultace) [%]

A^r – obsah popeloviny v původním vzorku (voleno na základě konzultace) [%]

Q_p^p – teplo přivedené do kotle [kJ/kg]

Q_{ci} – výhřevnost hořlavin uvažovaného druhu tuhých zbytků [kJ/kg]

Celková ztráta mechanickým nedopalem

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} \quad (3.2.2-3)$$

$$Z_c = 0,932 + 1,3021 = 2,2341 \%$$

3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tato ztráta představuje nevyužité teplo odcházejících tuhých zbytků [6].

Ztráta fyzickým teplem ve škváře

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{100 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_s \cdot t_s \quad (3.2.3-1)$$

$$Z_{fs} = \frac{60}{100 - 5} \cdot \frac{10}{11045,32} \cdot 0,91 \cdot 400 = 0,2081 \%$$

Ztráta fyzickým teplem v úletu

$$Z_{fú} = \frac{X_ú}{100 - C_ú} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_ú \cdot t_ú \quad (3.2.3-2)$$

$$Z_{fú} = \frac{25}{100 - 15} \cdot \frac{10}{11045,32} \cdot 0,78 \cdot 140 = 0,0291 \%$$

kde C_i – procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků (voleno na základě konzultace) [%]

X_i – procento popele v uvažovaném druhu tuhých zbytků (voleno na základě konzultace) [%]

Q_p^p – teplo přivedené do kotle [kJ/kg]

c_i – měrné teplo tuhých zbytků (dle vztahu $c_i = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_i$) [kJ/kg·K]

t_i – teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků [°C]

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fú} \quad (3.2.3-3)$$

$$Z_f = 0,2081 + 0,0291 = 0,2372 \%$$

3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí vyjadřuje množství tepla unikajícího pláštěm kotle do okolí. Toto množství je závislé na kvalitě izolace stěn, způsobu oplechování, velikosti povrchu a výkonu kotle. U větších kotlů se používá hliníkový nátěr a oplechování, které bylo zvoleno i pro tento případ. [7]

Hodnota ztrát je určena pomocí parního výkonu kotle $M_{pp} = 13,89 \text{ kg/s}$ z grafu dle [7].

Ztráta sdílením tepla do okolí

$$Z_{sv} = 0,55 \%$$

3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Komínová ztráta je ze všech ztrát nejvýznamnější a také nejvíce ovlivňuje účinnost kotle. Je dána tepelnou energií, která odchází v plynných spalinách. Je závislá na teplotě spalin a přebytku vzduchu ve spalinách za kotlem. [6]

Ztráta citelným teplem spalin

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_p^p} \quad (3.2.5-1)$$

$$Z_k = (100 - 2,2341) \cdot \frac{1472,958 - 243,874}{11045,32} = 10,879 \%$$

kde $I_S^{t_k, \alpha_k}$ – entalpie spalin při teplotě za kotlem t_k a přebytku vzduchu za kotlem α_k (volím $t_k = 180 \text{ °C}$, $\alpha_k = 1,4$), hodnota byla stanovena z I-t diagramu [kJ/kg]
 $I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$ – entalpie spalin při teplotě vzduchu v kotelně t_{vz} (volím $t_{vz} = 30 \text{ °C}$), hodnota byla stanovena z I-t diagramu [kJ/kg]

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - Z_{co} - Z_c - Z_f - Z_{sv} - Z_k \quad (3.2.6-1)$$

$$\eta_k = 100 - 0,2 - 2,2341 - 0,2372 - 0,55 - 10,879 = 85,9 \%$$

3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

3.3.1 Výrobní teplo páry

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (3.3.1-1)$$

$$Q_v = 13,89 \cdot (3214,4 - 656,6) = 35527,842 \text{ kW} = 35,53 \text{ MW}$$

kde M_{pp} – parní výkon kotle [kg/s]

i_{pp} – entalpie přehřáté páry při tlaku 4 MPa a teplotě 400 °C [kJ/kg]

i_{nv} – entalpie napájecí vody při tlaku 5,1 MPa a teplotě 155 °C [kJ/kg]

$$(p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{p2} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{výp} + \Delta p_{EKO} = 4 + 0,15 + 0,15 + 0 + 0,8 = 5,1 \text{ MPa})$$

3.3.2 Množství paliva

Palivo přivedené do kotle

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (3.3.2-1)$$

$$M_{pal} = \frac{35527,842}{11045,32 \cdot \frac{85,9}{100}} = 3,745 \text{ kg/s}$$

Palivo skutečně spálené

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) \quad (3.3.2-2)$$

$$M_{pv} = 3,745 \cdot \left(1 - \frac{2,2341}{100}\right) = 3,661 \text{ kg/s}$$

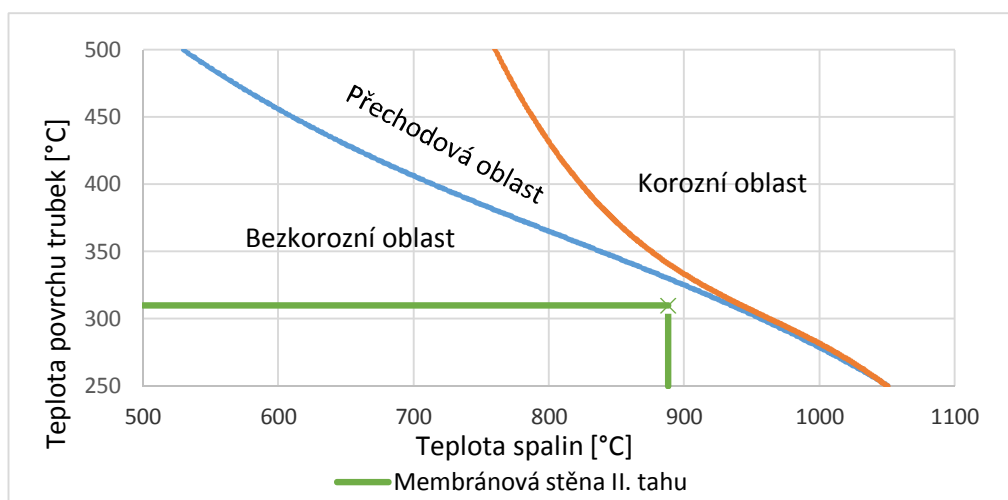
4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY A MŘÍŽE

4.1 Konstrukční návrh ohniště a mříže

4.1.1 Návrh velikosti ohniště

Jelikož je kotel počítán na základě již existujícího, jsou rozměry roštu, rozměry spalovací komory a následných tahů kotle, odečteny z provozního řádu a výkresu kotle, dodané společností SAKO Brno a.s. Řez prvním tahem je znázorněn na obr. 4.1.1-1. Zpětně je poté spočítáno tepelné zatížení ohniště.

Stěny ohniště (membránové stěny) jsou pokryty šamotovou vyzdívkou a inconelem z důvodu chlorové koroze.



Obr. 4.1.1-1 Korozní diagram

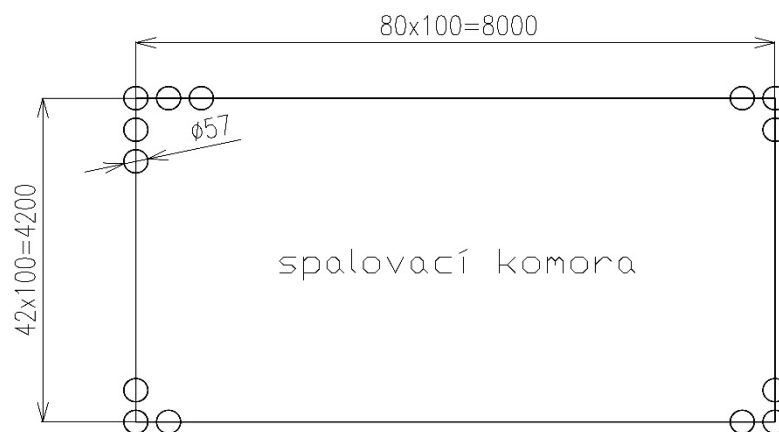
Podle korozního digramu (viz obr. 4.1.1-1) lze určit, že teplota na výstupu z mříže je již v bezkorozní oblasti a tudíž ve II. tahu není zapotřebí chránit membránové stěny proti chlórové korozi.

Rozměry roštu:

šířka roštu: $a_r = 6,32 \text{ m}$
 délka roštu: $b_r = 7,18 \text{ m}$

Rozměry spalovací komory:

šířka ohniště: $a_{oh} = 4,2 \text{ m}$
 délka ohniště: $b_{oh} = 8,0 \text{ m}$
 výška ohniště: $h_{oh} = 15,3 \text{ m}$



Obr. 4.1.1-2 Řez I. tahem kotle

Průřezové tepelné zatížení roštu

$$q_r = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{S_r} \quad (4.1.1-1)$$

$$q_r = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{a_r \cdot b_r}$$

$$q_r = \frac{3,745 \cdot 11000}{6,32 \cdot 7,18} = 907,83 \text{ kW/m}^2 = 0,91 \text{ MW/m}^2$$

Objemové tepelné zatížení roštu

$$q_v = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{V_o} \quad (4.1.1-2)$$

$$q_v = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{a_{oh} \cdot b_{oh} \cdot h_{oh}}$$

$$q_v = \frac{3,745 \cdot 11000}{4,2 \cdot 8,0 \cdot 15,3} = 80,13 \text{ kW/m}^3 = 0,08 \text{ MW/m}^3$$

Kontrolní výpočet rychlosti spalin v I. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot \frac{t_{stř} + 273}{273} \cdot M_{pv}}{a_{oh} \cdot b_{oh}} \quad (4.1.1-3)$$

$$w_{sp} = \frac{5,155 \cdot \frac{1069 + 273}{273} \cdot 3,661}{4,2 \cdot 8} = 2,761 \text{ m/s}$$

kde $t_{stř}$ – střední teplota spalin při průchodu I. tahem [°C]

$$t_{stř} = \frac{\vartheta_a + \vartheta_o}{2} = \frac{1235 + 903}{2} = 1069 \text{ °C}$$

Doba setrvání spalin na požadované teplotě

Důležitou podmínkou pro provoz spaloven je doba setrvání spalin na požadované teplotě. Jedná se o minimální teplotu 850 °C, na které musí spaliny setrvat alespoň 2 sekundy. Rovnice (4.1.1-4) a (4.2-2) poukazují na splnění podmínky. Teplota na konci ohniště je 903 °C a spaliny prochází I. tahem přibližně 5 sekund.

$$\tau = \frac{h_{oh}}{w_{sp}} \quad (4.1.1-4)$$

$$\tau = \frac{15,3}{2,761} = 5,54 \text{ s}$$

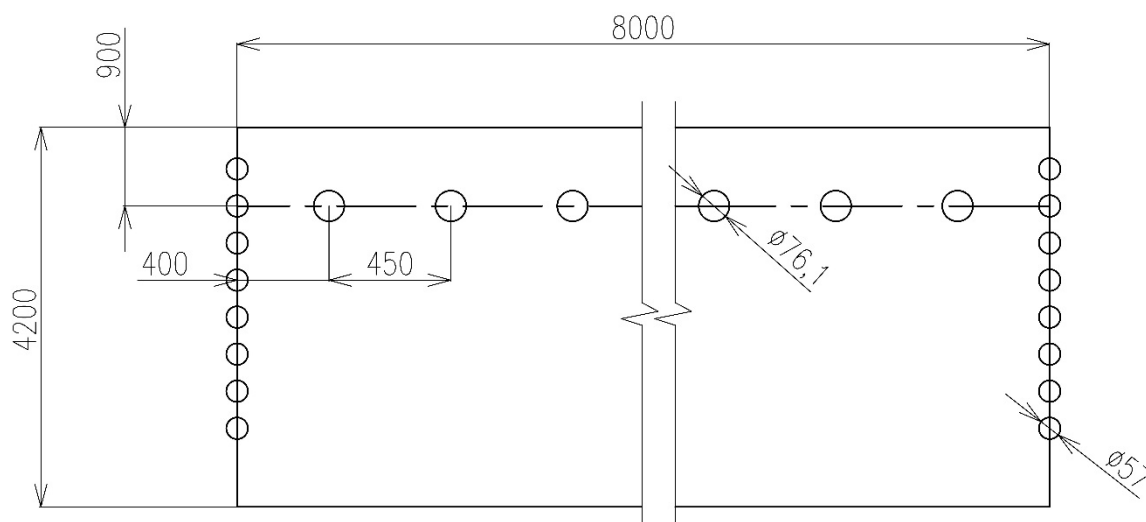
4.1.2 Návrh mříže

Mříž je umístěna v horní části spalovací komory a slouží k přestupu spalin do II. tahu kotle. Konstrukční provedení mříže znázorňuje obr. 4.1.2-1. Mříž je většinou tvořena soustavou rozvolněných trubek výparníku, kdy každá třetí trubka je na svém místě a její sousední trubky jsou přemístěny před a za ni. V tomto případě je ovšem mříž tvořena soustavou samostatně vedených trubek většího průměru, čímž vznikne dostatečný průřez pro průtok spalin požadovanou rychlostí [7].

Kontrola rychlosti je provedena pro výšku mříže 3 m, která byla odečtena z provozního řádu kotle, stejně tak i ostatní parametry mříže z tab. 4.1.2-1.

Tab. 4.1.2-1 Geometrické parametry mříže

	označení	velikost	jednotka
výška mříže	v_m	3	[m]
šířka mříže	\check{s}_m	8	[m]
vnější průměr trubek	d_{tr}	76,1	[mm]
rozteč mezi trubkami	s_{tr}	450	[mm]
počet trubek v jedné řadě	n_{tr}	17	[-]



Obr. 4.1.2-1 Návrh rozvolněné mříže

Průtočný průřez spalin v mříži

$$F_{sp} = v_m \cdot \check{s}_m - v_m \cdot n_{tr} \cdot d_{tr} \quad (4.1.2-1)$$

$$F_{sp} = 3 \cdot 8 - 3 \cdot 17 \cdot 0,0761 = 20,119 \text{ m}^2$$

Sřední teplota spalín procházející mříží

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (4.1.2-2)$$

$$t_{stř} = \frac{903 + 890}{2} = 896,5 \text{ °C}$$

kde t_{in} – vstupní teplota spalín do mříže (4.3.1-2) [°C]
 t_{out} – zvolená výstupní teplota spalín z mříže [°C]

Objem spalín protékající mříží za jednotku času

$$O_m = O_{SV} \cdot \frac{273 + t_{stř}}{273} \cdot M_{pv} \quad (4.1.2-3)$$

$$O_m = 5,155 \cdot \frac{273 + 896,5}{273} \cdot 3,661 = 80,847 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kontrola rychlosti spalín procházející mříží

$$w_{sp} = \frac{O_m}{F_{sp}} \quad (4.1.2-4)$$

$$w_{sp} = \frac{80,847}{20,119} = 4,02 \text{ m/s}$$

4.2 Tepelný výpočet ohniště

Tepelný výpočet ohniště je založen na teorii podobnosti tepelných procesů, které probíhají ve spalovací komoře. Použité vzorce pro tento výpočet zahrnují závislosti poměrné teploty spalín na výstupu z ohniště s Boltzmannovým číslem B_o , stupněm černosti ohniště a_o a součinitelem M , který respektuje průběh teplot po výšce ohniště. [6]

Poměrná teplota spalín na výstupu z ohniště

$$\theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} \quad (4.2-1)$$

kde T_o – absolutní teplota spalín na výstupu z ohniště [K]
 T_a – teoretická teplota při spalování (teplota při adiabatickém spalování) [K]
 M – součinitel charakterizující průběh teploty po výšce ohniště [-]
 a_o – stupeň černosti ohniště [-]
 B_o – Boltzmannovo číslo [-]

Teplota spalin na výstupu z ohniště

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{\alpha_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (4.2-2)$$

$$\vartheta_o = \frac{1235 + 273}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{0,8821}{2,45}\right)^{0,6}} - 273,15 = 903,396 \text{ °C}$$

kde ϑ_a – teoretická teplota při spalování (teplota při adiabatickém spalování) (4.2.2-3) [°C]
 M – součinitel charakterizující průběh teploty po výšce ohniště (4.2.1-1) [-]
 α_o – stupeň černosti ohniště (4.2.3-1) [-]
 B_o – Boltzmannovo číslo (4.2.2-1) [-]

Teoretická teplota ϑ_a se určí z užitečného tepla uvolněného při spalování I_u [kJ/kg], které se rovná entalpii spalin při teplotě teoretické a součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště α_o . Některé veličiny jsou však na teplotě ϑ_o přímo závislé, proto se tento výpočet provádí iteračně. Nejprve je tedy nutné si tuto teplotu zvolit a podle ní potřebné veličiny dopočítat (teplota byla zvolena $\vartheta_o = 903 \text{ °C}$). Pokud se výsledná teplota ϑ_o liší od zvolené teploty na začátku o více než $\pm 20 \text{ °C}$, je potřeba provádět výpočet znovu, dokud není podmínka splněna.

4.2.1 Součinitel M

Určuje se v závislosti na poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene x_o a na druhu spalovaného paliva. Pro spalování tuhých paliv v roštových ohništích platí vztah (4.2.1-1).

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o \quad (4.2.1-1)$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = 0,52$$

kde x_o – poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene, u roštových ohnišť se silnou vrstvou je $x_o = 0,14$ [5]

4.2.2 Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (4.2.2-1)$$

$$B_o = \frac{0,9936 \cdot 3,661 \cdot 10,182}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,19 \cdot 406,92 \cdot (273,15 + 1235)^3} = 2,45$$

kde F_{st} – celkový povrch stěn ohniště (4.2.2-6) [m²]
 $\overline{\psi}$ – střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn (4.2.2-5) [-]
 $\overline{O_{sp}} \cdot c$ – střední celkové měrné teplo spalin (4.2.2-3) [kJ/kg·K]
 T_a – teoretická teplota plamene (4.2.2-3) [K]
 φ – součinitel uchování tepla (4.2.2-2) [-]
 $5,7 \cdot 10^{-11}$ – Boltzmannova konstanta sálání absolutně černého tělesa [kW/m²K⁴]

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{sv}}{\eta_k + Z_{sv}} \quad (4.2.2-2)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,55}{85,9 + 0,55} = 0,9936$$

kde Z_{sv} – ztráta sdílením tepla do okolí [%]
 η_k – tepelná účinnost kotle (3.2.6-1) [%]

Střední celkové měrné teplo spalín

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_o} \quad (4.2.2-3)$$

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{11439 - 8058,66}{1235 - 903} = 10,182 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

kde I_u – teplo uvolněné ve spalovací komoře podle vzorce (4.2.2-4) a jemu odpovídající adiabatická teplota plamene ϑ_a z I-t diagramu spalín pro přebytek vzduchu na výstupu z ohniště α_o (4.2.2-4) [kJ/kg]
 I_o – entalpie spalín na výstupu z ohniště [kJ/kg]
 ϑ_o – teplota spalín na výstupu z ohniště (4.2-2) [°C]

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{co} - Z_c - Z_{fs}}{100 - Z_c} + 0,4 \cdot O_{VV} \cdot i_{vz140} + 0,6 \cdot O_{VV} \cdot i_{vz30} \quad (4.2.2-4)$$

$$I_u = 11045,32 \cdot \frac{100 - 0,2 - 2,2341 - 0,2081}{100 - 2,2341} + 0,4 \cdot 4,494 \cdot 185,86 + 0,6 \cdot 4,494 \cdot 39,2187 = 11439 \text{ kJ/kg}$$

kde Q_p^p – redukováná výhřevnost = teplo přivedené do kotle (3.1-5) [kJ/kg]
 Z_{co}, Z_c, Z_{fs} – ztráty chemickým nedopalem, ztráty mechanickým nedopalem, ztráty fyzickým teplem strusky [%]
 $0,4 \cdot O_{VV} \cdot i_{vz140}$ – entalpie přehřátého primárního vzduchu ($t = 140$ °C) [kJ/kg]
 $0,6 \cdot O_{VV} \cdot i_{vz30}$ – entalpie sekundárního vzduchu ($t = 30$ °C) [kJ/kg]

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\overline{\psi} = x \cdot \xi \quad (4.2.2-5)$$

$$\overline{\psi} = 0,95 \cdot 0,2 = 0,19$$

kde x – úhlový součinitel [-], viz [5]
 ξ – součinitel zanášení stěn ohniště (voleno na základě konzultace) [-]

Celkový povrch stěn ohniště

$$F_{st} = a_{oh} \cdot b_{oh} + 2 \cdot a_{oh} \cdot h_{oh} + 2 \cdot b_{oh} \cdot h_{oh} \quad (4.2.2-6)$$

$$F_{st} = 4,2 \cdot 8 + 2 \cdot 4,2 \cdot 15,3 + 2 \cdot 8 \cdot 15,3 = 406,92 \text{ m}^2$$

4.2.3 Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (4.2.3-1)$$

$$a_o = \frac{0,5351 + (1 - 0,5351) \cdot \frac{45,3776}{406,92}}{1 - (1 - 0,5351) \cdot (1 - 0,19) \cdot \left(1 - \frac{45,3776}{406,92}\right)} = 0,8821$$

kde a_{pl} – stupeň černosti plamene (4.2.3-2) [-]
 R – plocha hořící vrstvy paliva na roštu (4.2.3-9) [m²]
 F_{st} – celkový povrch stěn ohniště (4.2.2-6) [m²]
 $\bar{\psi}$ – střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn (4.2.2-5) [-]

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (4.2.3-2)$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-1,684 \cdot 0,1 \cdot 4,548} = 0,5351$$

kde k – součinitel zeslabení sálání (4.2.3-5) [1/m·MPa], viz [6]
 p – tlak v ohništi [MPa]
 s – účinná tloušťka sálavé vrstvy (4.2.3-4) [m], viz [6]

Aktivní objem ohniště

$$V_o = a_{oh} \cdot b_{oh} \cdot h_{oh} \quad (4.2.3-3)$$

$$V_o = 4,2 \cdot 8 \cdot 15,3 = 514,08 \text{ m}^3$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} \quad (4.2.3-4)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{514,08}{406,92} = 4,548 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (4.2.3-5)$$

$$k = 1,28 + 0,254 + 0,15 = 1,684 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů (4.2.3-6) [1/m·MPa]
 $k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkem (4.2.3-7) [1/m·MPa]
 $10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$ – součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi (4.2.3-8) [-]

Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(273,15 + \vartheta_o)}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (4.2.3-6)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 4,548}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(273,15 + 903)}{1000} \right) \cdot 0,2666 = 1,28 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]
 p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]
 $p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$
 s – účinná tloušťka sálové vrstvy (4.2.3-4) [m]
 ϑ_o – teplota na konci ohniště (4.2-2) [°C]
 r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]

Součinitel zeslabení sálání popílkem

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + \vartheta_o)^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (4.2.3-7)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(273,15 + 903)^2 \cdot 20^2}} \cdot 4,85 = 0,254 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde ϑ_o – teplota na konci ohniště (4.2-2) [°C]
 d – střední efektivní průměr částic popílku [μm]
 μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách (2.1-13) [g/m³]

Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi

$$10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 0,15 \quad (4.2.3-8)$$

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu

$$R = a_r \cdot b_r \quad (4.2.3-9)$$

$$R = 6,32 \cdot 7,18 = 45,3776 \text{ m}^2$$

4.2.4 Množství tepla předaného v ohništi

$$Q_{oh} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_u - I_o) \quad (4.2.4-1)$$

$$Q_{oh} = 0,9936 \cdot 3,661 \cdot (11439 - 8058,66) = 12296,22 \text{ kW}$$

kde φ – součinitel uchování tepla (4.2.2-2) [-]
 I_u – užitečné teplo uvolněné v ohništi (4.2.2-4) [kJ/kg]
 I_o – entalpie spalin na výstupu z ohniště pro $\vartheta_o = 903 \text{ °C}$ a $\alpha_{ok} = 1,4$ [kJ/kg]

5 VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH

5.1 Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách

Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách byly zvoleny na základě konzultace a skutečných hodnot tlaků v plochách:

Tlaková ztráta v přehříváku P2: $\Delta p_{P2} = 0,15 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta v přehříváku P1: $\Delta p_{P1} = 0,15 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta ve výparníku: $\Delta p_{výp} = 0 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta v ekonomizéru: $\Delta p_{EKO} = 0,8 \text{ MPa}$

Tlak přehřáté páry: $p_{pp} = 4 \text{ MPa}$

Tlak napájecí vody

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{výp} + \Delta p_{EKO} \quad (5.1-1)$$

$$p_{nv} = 4 + 0,15 + 0,15 + 0 + 0,8 = 5,1 \text{ MPa}$$

5.2 Rozvržení tepelného výkonu kotle na jednotlivé výhřevné plochy

Jednotlivé parametry páry byly určeny pomocí softwaru termodynamických tabulek X Steam. [8]

5.2.1 Přehřívák P2

Přehřívák P2 je vysokoteplotní a je tvořen radiačními panely přehříváku typu „platten“. Entalpický spád u přehříváku P2 byl zvolen 191 kJ/kg na základě konzultace a skutečných hodnot kotle. Hodnota je nižší než u P1 z důvodu citlivější regulace přehřáté páry.

Parametry přehříváku P2

Teplota přehřáté páry: $t_{pp} = 400 \text{ °C}$

Tlak přehřáté páry: $p_{pp} = 4 \text{ MPa}$

Entalpie přehřáté páry: $i_{pp} = 3214 \text{ kJ/kg}$

Entalpický spád: $\Delta i_{P2} = 191 \text{ kJ/kg}$

Entalpie páry na vstupu: $i_{P2in} = i_{pp} - \Delta i_{P2} = 3214 - 191 = 3023 \text{ kJ/kg}$

Tlak páry na vstupu: $p_{P2in} = p_{pp} + \Delta p_{P2} = 4 + 0,15 = 4,15 \text{ MPa}$

Teplota páry na vstupu: $t_{P2in} = 324 \text{ °C}$

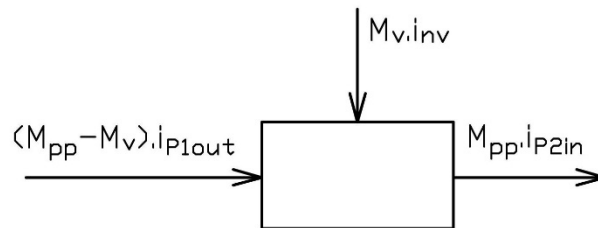
Tepelný výkon přehříváku P2

$$Q_{P2} = M_{pp} \cdot \Delta i_{P2} \quad (5.2.1-1)$$

$$Q_{P2} = 13,89 \cdot 191 = 2652,99 \text{ kW}$$

5.2.2 Přehřívák P1

Za přehřívákem P1 je zaveden vstřík napájecí vody z důvodu regulace teploty přehřáté páry. Množství vstříku bylo po konzultaci a porovnání se skutečným stavem zvoleno 1,5 % z celkového množství přehřáté páry. Schéma energetické bilance v tomto místě je znázorněno na obr. 5.2.2-1.



Obr. 5.2.2-1 Schéma energetické bilanční rovnice regulačního vstříku

Regulační vstřík za P1: $M_v = 0,015 \cdot M_{pp} = 0,015 \cdot 13,89 = 0,2084 \text{ kg/s}$

Entalpie napájecí vody: $i_{nv} = 656,6 \text{ kJ/kg}$

Entalpie páry na výstupu z P1 (z bilanční rovnice)

$$(M_{pp} - M_v) \cdot i_{P1out} + M_v \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{P2in} \quad (5.2.2-1)$$

$$i_{P1out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{P2in} - M_v \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_v} = \frac{13,89 \cdot 3023 - 0,2084 \cdot 656,6}{13,89 - 0,2084} = 3059 \text{ kJ/kg}$$

Parametry přehříváku P1

Tlak páry na výstupu: $p_{P1out} = p_{pp} + \Delta p_{P2} = 4 + 0,15 = 4,15 \text{ MPa}$

Teplota páry na výstupu: $t_{P1out} = 338 \text{ °C}$

Entalpický spád: $\Delta i_{P1} = 259 \text{ kJ/kg}$

Entalpie páry na vstupu: $i_{P1in} = i_{P1out} - \Delta i_{P1} = 3059 - 259 = 2800 \text{ kJ/kg}$

Tlak páry na vstupu: $p_{P1in} = p_{pp} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}$
 $p_{P1in} = 4 + 0,15 + 0,15 = 4,3 \text{ MPa}$

Teplota páry na vstupu: $t_{P1in} = 255 \text{ °C}$

Tepelný výkon přehříváku P1

$$Q_{P1} = (M_{pp} - M_v) \cdot \Delta i_{P1} \quad (5.2.2-2)$$

$$Q_{P1} = (13,89 - 0,2084) \cdot 259 = 3543,53 \text{ kW}$$

5.2.3 Výparník

Výparník je složen z membránových stěn, mříže, středového panelu ve II. tahu a svazkového výparníku umístěného ve III. tahu kotle. Ve výparníku dochází k fázové přeměně, což znamená konstantní tlak a konstantní teplotu v celém výparníku.

Parametry výparníku

Teplota parovodní směsi: $t_{výp} = 255 \text{ °C}$

Tlak parovodní směsi: $p_{výp} = p_{pp} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}$
 $p_{výp} = 4 + 0,15 + 0,15 = 4,3 \text{ MPa}$

Entalpie na vstupu: $i_{výp,in} = 1061,5 \text{ kJ/kg}$

Entalpie syté páry: $i_{syt,par} = 2799 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon výparníku

$$Q_{výp} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i_{syt,par} - i_{výp,in}) \quad (5.2.3-1)$$

$$Q_{výp} = (13,89 - 0,2084) \cdot (2799 - 1061,5) = 23771,78 \text{ kW}$$

5.2.4 Ekonomizér

Ekonomizér slouží k ohřevu napájecí vody, kterou lze spaliny ohřát na 245 °C. Další ochlazování spalin by mohlo způsobit nízkoteplotní korozi, která je nežádoucí. Z tohoto důvodu vzniká nedohřev vody vůči mezi sytosti 10 °C. Potřebné dohřátí vody je obstaráno membránovými stěnami výparníku.

Parametry ekonomizéru

Teplota nedohřevu: $\Delta t_n = 10 \text{ °C}$

Tlak na vstupu: $p_{EKO,in} = p_{pp} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{výp} + \Delta p_{EKO}$
 $p_{EKO,in} = 4 + 0,15 + 0,15 + 0 + 0,8 = 5,1 \text{ MPa}$

Teplota na vstupu: $t_{EKO,in} = t_{nv} = 155 \text{ °C}$

Entalpie na vstupu: $i_{EKO,in} = 656,6 \text{ kJ/kg}$

Tlak na výstupu: $p_{EKO,out} = p_{pp} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{výp}$
 $p_{EKO,out} = 4 + 0,15 + 0,15 + 0 = 4,3 \text{ MPa}$

Teplota na výstupu: $t_{EKO,out} = t_{výp} - \Delta t_n = 255 - 10 = 245 \text{ °C}$

Entalpie na výstupu: $i_{EKO,out} = 1061,5 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon ekonomizéru

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i_{EKO,out} - i_{EKO,in}) \quad (5.2.4-1)$$

$$Q_{EKO} = (13,89 - 02084) \cdot (1061,5 - 656,6) = 5539,68 \text{ kW}$$

5.2.5 Celkové potřebné teplo

$$Q_c = Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{výp} + Q_{EKO} \quad (5.2.5-1)$$

$$Q_c = 2652,99 + 3543,53 + 23771,78 + 5539,68 = 35507,98 \text{ kW}$$

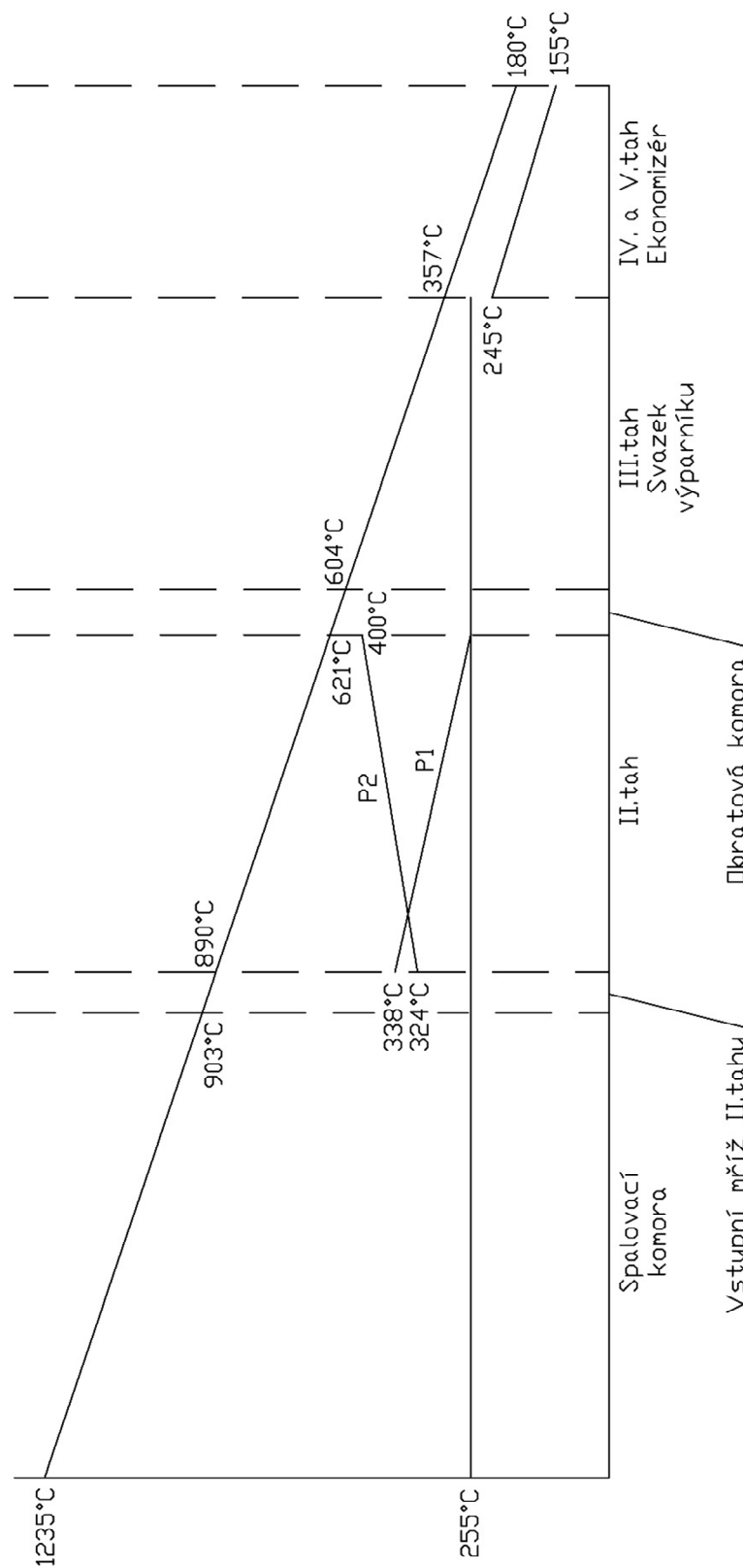
Tab. 5.2.5-1 Parametry páry/vody v jednotlivých výhřevných plochách

	t_{in}	t_{out}	p_{in}	p_{out}	i_{in}	i_{out}	Q
	[°C]	[°C]	[MPa]	[MPa]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kW]
Přehřívák P2	324	400	4,15	4	3023	3214	2652,99
Přehřívák P1	255	338	4,3	4,15	2800	3059	3543,53
Výparník	255	255	4,3	4,3	1061,5	2799	23771,78
Ekonomizér	155	244	5,1	4,3	656,6	1061,5	5539,68

kde t_{in} – teplota na vstupu
 t_{out} – teplota na výstupu
 p_{in} – tlak na vstupu
 p_{out} – tlak na výstupu

i_{in} – entalpie na vstupu
 i_{out} – entalpie na výstupu
 Q – tepelný výkon

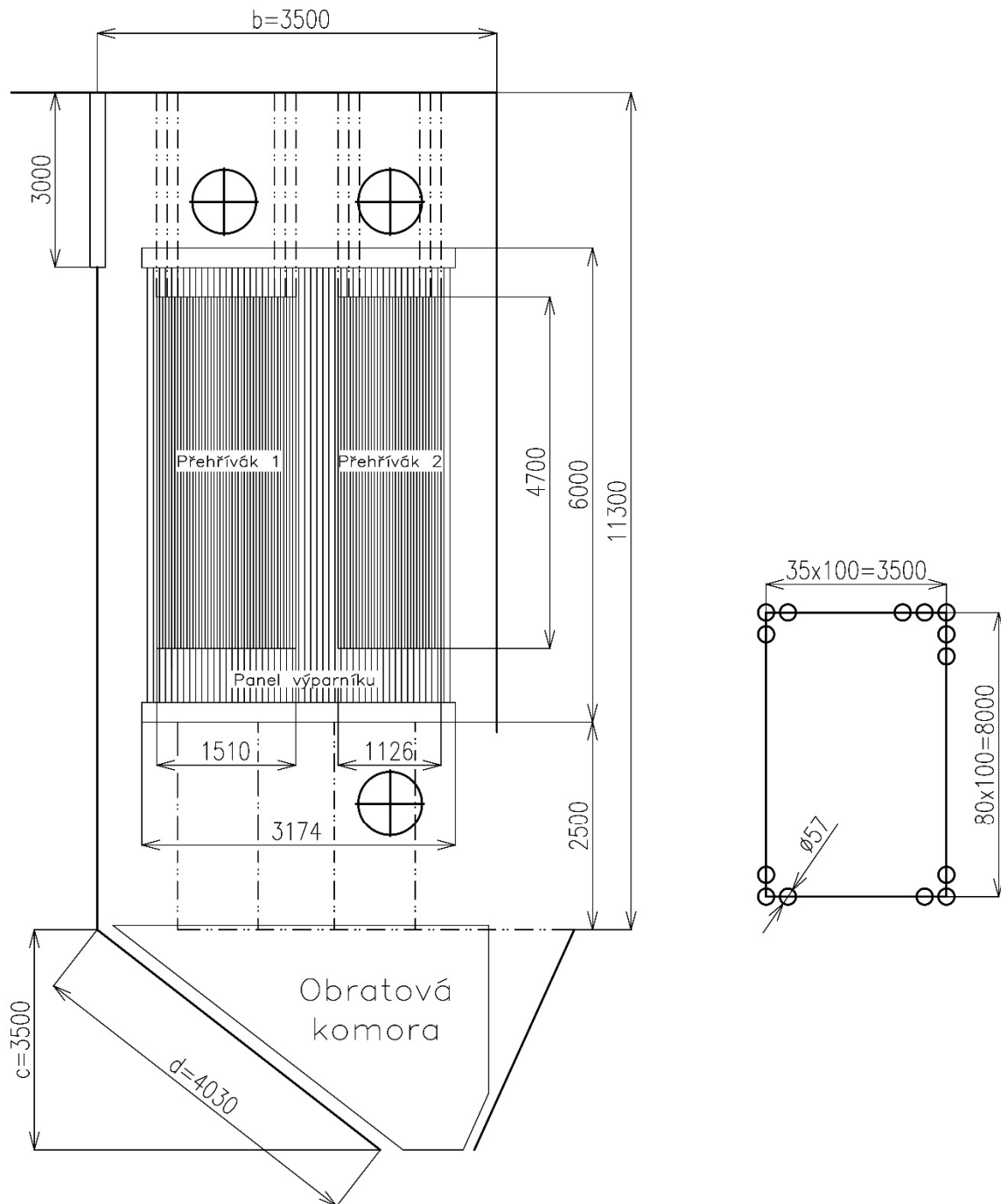
5.3 Pilový diagram



Obr. 5.3-1 Pilový diagram

6 TEPELNÝ VÝPOČET II. TAHU KOTLE

II. tah je tvořen vstupní mříží, membránovými stěnami, panelem výparníku, trubkovými svazky přehříváků P2 a P1. Sytá pára z bubnu vstupuje nejprve do přehříváku P1, poté je redukována vstřikem napájecí vody na teplotu 324 °C a poté vstupuje do přehříváku P2, ze kterého vystupuje přehřátá pára o teplotě 400 °C a tlaku 4 MPa. Na konci tahu je umístěna obratová komora.



Obr. 6-1 Nákres II. tahu kotle

6.1 Geometrie výhřevných ploch II. tahu kotle

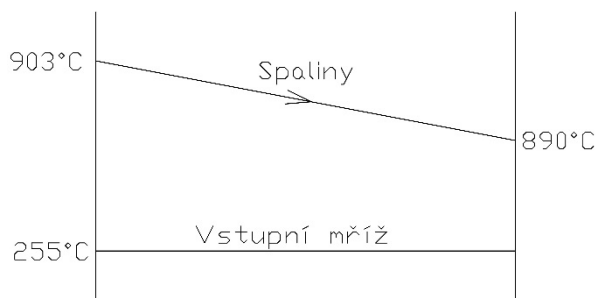
Tab. 6.1-1 Parametry jednotlivých výhřevných ploch ve II. tahu kotle

	d_{tr}	tl_{tr}	$n_{tr/pan}$	s_{tr}	n_{pan}	s_{pan}	$š_{pl}$	v_{pl}
	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]
Vstupní mříž II.tahu	76,1	5,6	18	450	1	-	8000	3000
Přehřívák P2	38	6,3	18	64	24	300	1126	4700
Přehřívák P1	38	6,3	24	64	20	365	1510	4700
Panel výparníku	38	4	50	64	1	-	3174	6000
Membránová stěna	57	4	81	100	1	-	8000	11300
Membránová stěna	57	4	36	100	1	-	3500	11300

kde d_{tr} – průměr trubky n_{pan} – počet panelů
 tl_{tr} – tloušťka trubky s_{pan} – rozteč panelů
 $n_{tr/pan}$ – počet trubek v panelu $š_{pl}$ – šířka plochy
 s_{tr} – rozteč trubek v_{pl} – výška plochy

6.2 Vstupní mříž II. tahu

Vstupní mříž je umístěna na začátku II. tahu kotle a slouží k přestupu spalin do II. tahu. Je tvořena jednou řadou trubek o průměru 76,1 mm s roztečí 450 mm.



Obr. 6.2-1 Tepelné spády v oblasti vstupní mříže II. tahu

6.2.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.2.1-1)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4019 \cdot 1169,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{608}{1169,5}\right)^4}{1 - \frac{608}{1169,5}}$$

$$= 63,6712 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (6.2.1-2) [-]
 T – střední teplota proudu (6.2.1-8) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (6.2.1-9) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.2.1-2)$$

$$a = 1 - e^{-0,514} = 0,4019$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (6.2.1-3)$$

$$k \cdot p \cdot s = (5,6692 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 3,398 = 0,514$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (6.2.1-4) [1/m·MPa]

r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]

p – tlak ve spalovací komoře [MPa]

s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.2.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.2.1-4)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 3,398}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1169,5}{1000} \right) = 5,6692 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]

p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]

$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$

s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.2.1-5) [m]

T – absolutní teplota proudu spalín (6.2.1-8) [K]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{pm}}{F_{st,pm}} \quad (6.2.1-5)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{100,8}{106,8} = 3,398 \text{ m}$$

kde V_{pm} – objem sálající vrstvy mříže (6.2.1-6) [m³]

$F_{st,pm}$ – celkový povrch stěn sálající vrstvy mříže (6.2.1-7) [m²]

Objem sálající vrstvy mříže

$$V_{pm} = a_{pm} \cdot b_{pm} \cdot h_{pm} \quad (6.2.1-6)$$

$$V_{pm} = 4,2 \cdot 8 \cdot 3 = 100,8 \text{ m}^3$$

kde a_{pm} – šířka prostoru před mříží (spalovací komory) [m] ... $a_{pm} = 4,2 \text{ m}$

b_{pm} – hloubka prostoru před mříží (spalovací komory) [m]... $b_{pm} = 8 \text{ m}$

h_{pm} – výška prostoru před mříží [m]... $h_{pm} = 3 \text{ m}$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy mříže

$$F_{st,pm} = a_{pm} \cdot b_{pm} + 2 \cdot a_{pm} \cdot h_{pm} + 2 \cdot b_{pm} \cdot h_{pm} \quad (6.2.1-7)$$

$$F_{st,pm} = 4,2 \cdot 8 + 2 \cdot 4,2 \cdot 3 + 2 \cdot 8 \cdot 3 = 106,8 \text{ m}^2$$

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (6.2.1-8)$$

$$T = \frac{903 + 890}{2} + 273 = 1169,5 \text{ K}$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{syt} + \Delta t_z + 273 \quad (6.2.1-9)$$

$$T_z = 255 + 80 + 273 = 608 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty pro mříž na výstupu z ohniště [°C], zvoleno dle [7]

6.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d_{tr}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_{tr}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.2.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{103,64962 \cdot 10^{-3}}{0,0761} \cdot \left(\frac{4,02 \cdot 0,0761}{153,9288 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,60675^{0,33} = 29,278 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_z – oprava na počet podélných řad (6.2.2-2) [-]

c_s – oprava na uspořádání svazku [-]

λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]

d_{tr} – vnější průměr trubek [m]

w_{sp} – rychlost proudu spalin (4.1.2-4) [m/s]

v – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]

Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Oprava na počet podélných řad

Pro $z_2 < 10$ platí následující rovnice:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 1) \quad (6.2.2-2)$$

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (1 - 1) = 0,91$$

Oprava na uspořádání svazku

Pro výpočet se uvažuje $c_s = 1$ dle nomogramu [7].

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 63,6712 + 29,278 = 92,9492 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.2.2-3)$$

6.2.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (6.2.3-1)$$

$$k = \frac{92,9492}{1 + 0,0065 \cdot 92,9492} = 57,942 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

6.2.4 Teplo odebrané mříží

$$Q_{mř} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (6.2.4-1)$$

$$Q_{mř} = 57,942 \cdot 12,91 \cdot 641,478 \cdot 10^{-3} = 479,846 \text{ kW}$$

kde k – součinitel prostupu tepla (6.2.3-1) [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]

S – teplosměnná plocha mříže (6.2.4-2) [m^2]

Δt – střední teplotní logaritmický spád (6.2.4-5) [$^{\circ}\text{C}$]

Teplosměnná plocha mříže

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot d_{tr} \cdot v_{pl} \quad (6.2.4-2)$$

$$S = 18 \cdot \pi \cdot 0,0761 \cdot 3 = 12,91 \text{ m}^2$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{výp} = 903 - 255 = 648 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.2.4-3)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{výp} = 890 - 255 = 635 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.2.4-4)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{648 - 635}{\ln \frac{648}{635}} = 641,478 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.2.4-5)$$

6.2.5 Kontrola teploty spalin na výstupu z mříže

Teplo spalin na vstupu

Entalpie spalin na vstupu do mříže $I_o = 8058,66$ kJ/kg je stanovena pomocí interpolace z tab. 2.2-2. pro teplotu na konci spalovací komory.

$$Q_{sp,in} = I_o \cdot M_{pv} \quad (6.2.5-1)$$

$$Q_{sp,in} = 8058,66 \cdot 3,661 = 29502,754 \text{ kW}$$

Teplo spalin na výstupu

$$Q_{sp,out} = Q_{sp,in} - Q_{mř} \quad (6.2.5-2)$$

$$Q_{sp,out} = 29502,754 - 479,846 = 29022,908 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu

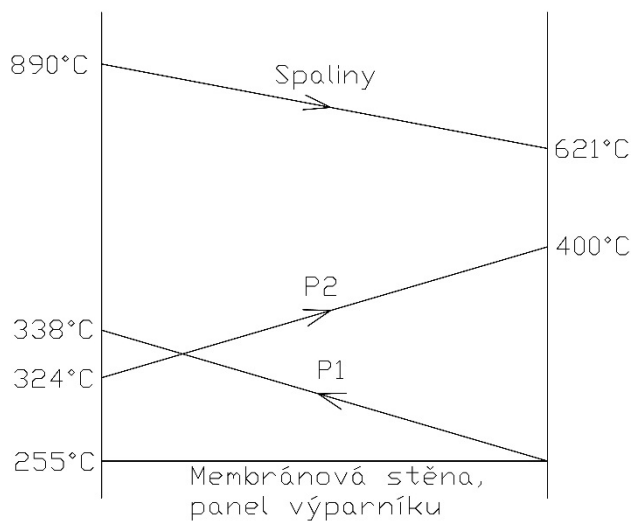
$$I_{sp,out} = \frac{Q_{sp,out}}{M_{pv}} \quad (6.2.5-3)$$

$$I_{sp,out} = \frac{29022,908}{3,661} = 7927,59 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii spalin na výstupu odpovídá podle tab. 2.2-2 teplota spalin $889,60$ °C, která se od předpokládané teploty 890 °C liší jen minimálně.

6.3 Teplosměnné plochy II. tahu kotle

II. tah kotle je složen z membránových stěn, panelu výparníku a přehříváků P1 a P2. Jednotlivé výhřevné plochy jsou počítány samostatně. Celkové teplo předané v tomto úseku je pak součtem výkonů těchto jednotlivých ploch.



Obr. 6.3-1 Tepelné spády ve II. tahu

Kontrola rychlosti spalín ve II. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot \frac{t_{stř} + 273}{273} \cdot M_{pv}}{a \cdot b - n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} - n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} - n_{výp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{výp}^2}{4}} \quad (6.3-1)$$

$$w_{sp} = \frac{5,155 \cdot \frac{755,5 + 273}{273} \cdot 3,661}{8 \cdot 3,5 - 18 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 24 \cdot 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 50 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}} = 2,64 \text{ m/s}$$

kde O_{SV} – objem spalín (2.1-9) [m³/kg]
 M_{pv} – palivo skutečně spálené (3.3.2-2) [kg/s]
 $t_{stř}$ – střední teplota ve II. tahu (6.3-2) [°C]
 a, b – rozměry průřezu II. tahu [m]
 d_x – vnější průměr trubek výhřevné plochy [m]
 n_x – počet trubek výhřevné plochy v jedné řadě [-]
 $n_{x,řad}$ – počet řad výhřevné plochy [-]

Střední teplota spalín ve II. tahu

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (6.3-2)$$

$$t_{stř} = \frac{890 + 621}{2} = 755,5 \text{ °C}$$

kde t_{in} – vstupní teplota spalín do II. tahu [°C]
 t_{out} – výstupní teplota spalín z II. tahu [°C]

6.3.1 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3.1-1)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,222 \cdot 1028,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{553}{1028,5}\right)^4}{1 - \frac{553}{1028,5}}$$

$$= 24,5603 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu T (6.3.1-2) [-]
 T – střední teplota proudu (6.3.1-6) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (6.3.1-7) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.3.1-2)$$

$$a = 1 - e^{-0,251} = 0,222$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (6.3.1-3)$$

$$k \cdot p \cdot s = (15,4798 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 0,608 = 0,251$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (6.3.1-4) [1/m·MPa]

r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]

p – tlak ve spalovací komoře [MPa]

s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3.1-4)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 0,608}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1028,5}{1000} \right) \\ = 15,4798 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]

p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]

$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$

s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]

T – absolutní teplota proudu spalin (6.3.1-6) [K]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy je pro celý II. tah stejná. Tato hodnota platí i pro následující výpočty všech výhřevných ploch ve II. tahu.

$$s = 0,9 \cdot d_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_{tr}^2} - 1 \right) \quad (6.3.1-5)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,3325 \cdot 0,064}{0,038^2} - 1 \right) = 0,608 \text{ m}$$

kde d_{tr} – vnější průměr trubky přehříváků [m]

s_1 – příčná rozteč svazku [m] (pro přehříváky: $s_1 = \frac{s_{p1} + s_{p2}}{2} = \frac{300 + 365}{2} = 332,5 \text{ mm}$)

s_2 – podélná rozteč svazku [m] (pro přehříváky: $s_2 = 64 \text{ mm}$)

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (6.3.1-6)$$

$$T = \frac{890 + 621}{2} + 273 = 1028,5 \text{ K}$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{syt} + \Delta t_z + 273 \quad (6.3.1-7)$$

$$T_z = 255 + 25 + 273 = 553 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty (voleno na základě konzultace) [°C], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.3.1-8)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{90,91078 \cdot 10^{-3}}{0,781} \cdot \left(\frac{2,64 \cdot 0,781}{124,975 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,62085^{0,4} \cdot 1,25 = 6,542 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (6.3-1) [m/s]
 d_e – ekvivalentní průměr (6.3.1-9) [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (6.3.1-9)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 26,909}{137,844} = 0,781 \text{ m}$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + n_{vyp} \cdot \pi \cdot d_{vyp} + n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \pi \cdot d_{P2} + n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \pi \cdot d_{P1} \quad (6.3.1-10)$$

$$O = 2 \cdot (8 + 3,5) + 50 \cdot \pi \cdot 0,038 + 18 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,038 + 24 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 0,038 = 137,844 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b - n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} - n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} - n_{výp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{výp}^2}{4}$$

$$F = 8 \cdot 3,5 - 18 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 24 \cdot 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 50 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 26,909 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 24,5603 + 6,542 = 31,1023 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1}$$

$$k = \frac{31,1023}{1 + 0,0065 \cdot 31,1023} = 25,872 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

Teplo odebrané membránovou stěnou

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

$$Q_{ms} = 25,872 \cdot 215,9 \cdot 488,211 \cdot 10^{-3} = 2727,032 \text{ kW}$$

kde k – součinitel prostupu tepla (6.3.1-13) [W/m²·K]
 S – teplosměnná plocha membránové stěny (6.3.1-15) [m²]
 Δt – střední teplotní logaritmický spád (6.3.1-18) [°C]

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot (b \cdot v_{II.tah}) + (a \cdot (v_{II.tah} - v_{mříž})) + (a \cdot (v_{II.tah} - v_{vstup,III.tah}))$$

$$S = 2 \cdot (3,5 \cdot 11,3) + (8 \cdot (11,3 - 3)) + (8 \cdot (11,3 - 2,5)) = 215,9 \text{ m}^2$$

kde $v_{II.tah}$ – výška II. tahu [m]
 $v_{mříž}$ – výška mříže [m]
 $v_{vstup,III.tah}$ – výška vstupu do III. tahu [m]

Střední teplotní logaritmický spád

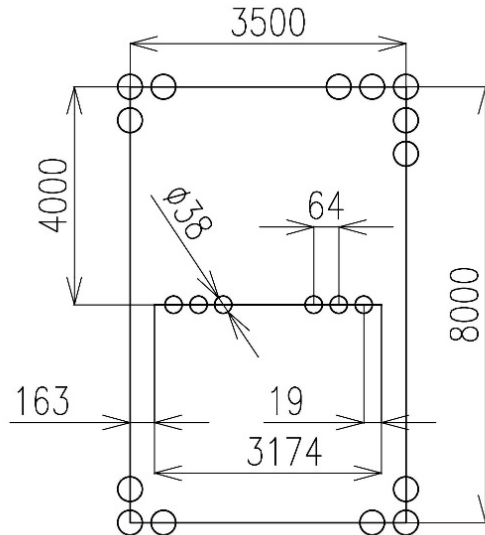
$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{výp} = 890 - 255 = 635 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{výp} = 621 - 255 = 366 \text{ °C}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{635 - 366}{\ln \frac{635}{366}} = 488,211 \text{ °C}$$

6.3.2 Panel výparníku

Uprostřed hloubky II. tahu je umístěn panel výparníku, který obstarává přeměnu napájecí vody na páru. Panel je tvořen 50 trubkami s průměrem 38 mm.



Obr. 6.3.2-1 Náskres konstrukčního řešení panelu výparníku

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3.2-1)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,222 \cdot 1028,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{588}{1028,5}\right)^4}{1 - \frac{588}{1028,5}} \\ &= 25,839 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (6.3.2-2) [-]
 T – střední teplota proudu (6.3.2-5) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (6.3.2-6) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.3.2-2)$$

$$a = 1 - e^{-0,251} = 0,222$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (6.3.2-3)$$

$$k \cdot p \cdot s = (15,4798 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 0,608 = 0,251$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (6.3.2-4) [1/m·MPa]
 r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]
 p – tlak ve spalovací komoře [MPa]
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3.2-4)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 0,608}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1028,5}{1000} \right) \\ = 15,4798 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]
 p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]
 $p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]
 T – absolutní teplota proudu spalin (6.3.2-5) [K]

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (6.3.2-5)$$

$$T = \frac{890 + 621}{2} + 273 = 1028,5 \text{ K}$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{syt} + \Delta t_z + 273 \quad (6.3.2-6)$$

$$T_z = 255 + 60 + 273 = 588 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty (voleno na základě konzultace) [°C], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekce

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.3.2-7)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{90,91078 \cdot 10^{-3}}{0,781} \cdot \left(\frac{2,64 \cdot 0,781}{124,975 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,62085^{0,4} \cdot 1,6 = 8,374 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (6.3-1) [m/s]
 d_e – ekvivalentní průměr (6.3.2-8) [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (6.3.2-8)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 26,909}{137,844} = 0,781 \text{ m}$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + n_{výp} \cdot \pi \cdot d_{výp} + n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \pi \cdot d_{P2} + n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \pi \cdot d_{P1} \quad (6.3.2-9)$$

$$O = 2 \cdot (8 + 3,5) + 50 \cdot \pi \cdot 0,038 + 18 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,038 + 24 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 0,038 = 137,844 \text{ m}$$

kde $n_{x,řad}$ – počet panelů přehříváku [-]

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b - n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} - n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} - n_{výp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{výp}^2}{4} \quad (6.3.2-10)$$

$$F = 8 \cdot 3,5 - 18 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 24 \cdot 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 50 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 26,909 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 25,839 + 8,374 = 34,213 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.3.2-11)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (6.3.2-12)$$

$$k = \frac{34,213}{1 + 0,0065 \cdot 34,213} = 27,989 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

Teplo odebrané panelem výparníku

$$Q_{výp} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (6.3.2-13)$$

$$Q_{výp} = 27,989 \cdot 35,814 \cdot 488,211 \cdot 10^{-3} = 489,382 \text{ kW}$$

kde k – součinitel prostupu tepla (6.3.2-12) [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]
 S – teplosměnná plocha panelu výparníku (6.3.2-14) [m^2]
 Δt – střední teplotní logaritmický spád (6.3.2-17) [$^{\circ}\text{C}$]

Teplosměnná plocha panelu výparníku

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot d_{tr} \cdot v_{pl} \quad (6.3.2-14)$$

$$S = 50 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 6 = 35,814 \text{ m}^2$$

kde v_{pl} – výška panelu výparníku [m]

Střední teplotní logaritmický spád

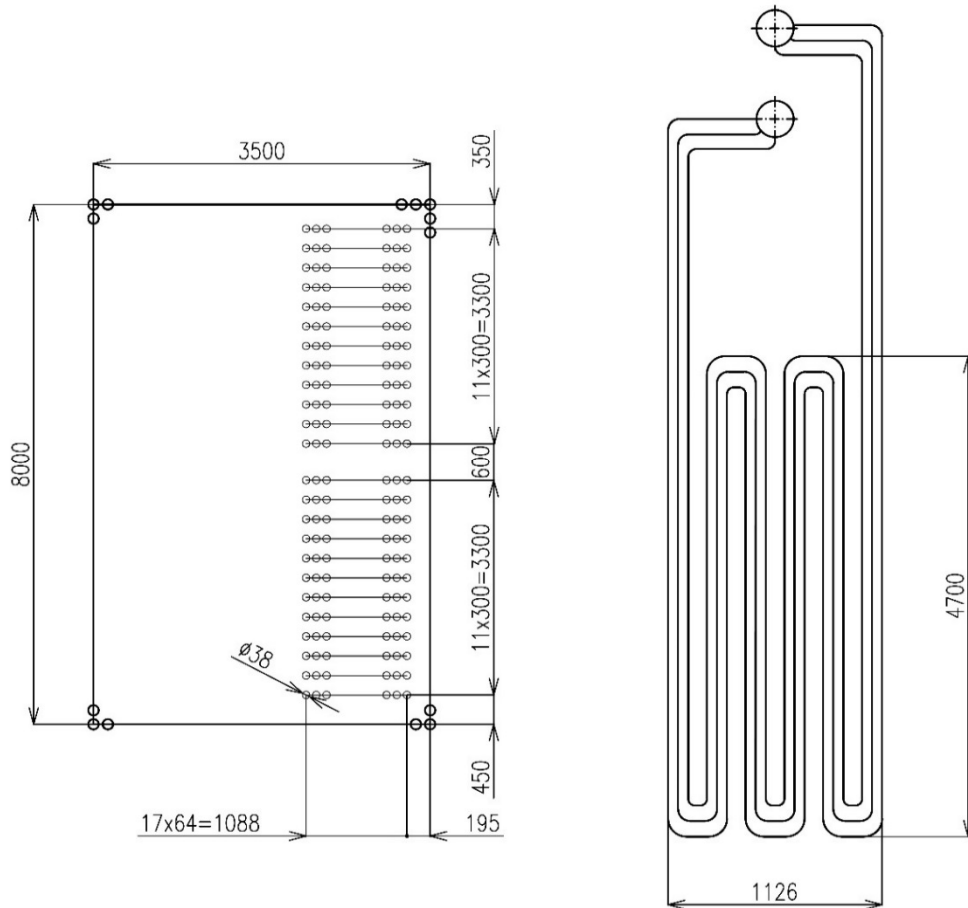
$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{výp} = 890 - 255 = 635 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.3.2-15)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{výp} = 621 - 255 = 366 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.3.2-16)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{635 - 366}{\ln \frac{635}{366}} = 488,211 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.3.2-17)$$

6.3.3 Přeřívák P2

Přeřívák P2 je konstrukčně tvořen radiačními panely přeříváku typu „platten“. V každém panelu je za sebou uspořádáno 18 trubek s vnějším průměrem 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Rozteč mezi jednotlivými trubkami je 64 mm. Celý přeřívák P2 je tvořen 24 takovými panely s roztečí 300 mm. Vinutí trubek je konstruováno jako trojhad.



Obr. 6.3.3-1 Náskres konstrukčního řešení přeříváku P2

Teplota páry na vstupu do P2:

$$t_{p,in} = 324 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota páry na výstupu z P2:

$$t_{p,out} = 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tlak páry na vstupu do P2:

$$p_{p,in} = 4,15 \text{ MPa}$$

Tlak páry na výstupu z P2:

$$p_{p,out} = 4 \text{ MPa}$$

Měrný objem páry na vstupu do P2:

$$v_{p,in} = 0,0601139 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Měrný objem páry na výstupu z P2:

$$v_{p,out} = 0,0734318 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Střední měrný objem páry v P2:

$$v_{stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,0601139 + 0,0734318}{2} = 0,0667729 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Střední teplota páry v P2:

$$t_{p,stř} = \frac{t_{p,in} + t_{p,out}}{2} = \frac{324 + 400}{2} = 362 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Průtočné množství páry:

$$M_{pp} = 13,89 \text{ kg/s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.3.3-1)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{55,462 \cdot 10^{-3}}{0,0254} \cdot \left(\frac{34,35 \cdot 0,0254}{1,5507 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0507^{0,4} \cdot 1 \\ = 2040,174 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m·K]
 w_p – rychlost proudění páry (6.3.3-2) [m/s]
 d_{in} – vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu páry [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} \quad (6.3.3-2)$$

$$w_p = \frac{13,89 \cdot 0,0667729}{0,027} = 34,35 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{P2} \cdot n_h \quad (6.3.3-3)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot 18 \cdot 3 = 0,027 \text{ m}^2$$

- kde d_{in} – vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]
 n_{P2} – počet trubek přehříváku P2 v jednom panelu [-]
 n_h – počet hadů přehříváku P2 [-]

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.3.3-4)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{90,91078 \cdot 10^{-3}}{0,781} \cdot \left(\frac{2,64 \cdot 0,781}{124,975 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,62085^{0,4} \\ \cdot 1,6 = 8,374 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (6.3-1) [m/s]
 d_e – ekvivalentní průměr (6.3.3-5) [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (6.3.3-5)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 26,909}{137,844} = 0,781 \text{ m}$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + n_{výp} \cdot \pi \cdot d_{výp} + n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \pi \cdot d_{P2} + n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \pi \cdot d_{P1} \quad (6.3.3-6)$$

$$O = 2 \cdot (8 + 3,5) + 50 \cdot \pi \cdot 0,038 + 18 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,038 + 24 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 0,038 = 137,844 \text{ m}$$

kde $n_{x,řad}$ – počet panelů přehříváku [-]

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b - n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} - n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} - n_{výp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{výp}^2}{4} \quad (6.3.3-7)$$

$$F = 8 \cdot 3,5 - 18 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 24 \cdot 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 50 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 26,909 \text{ m}^2$$

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3.3-8)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,222 \cdot 1028,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{695}{1028,5}\right)^4}{1 - \frac{695}{1028,5}} = 30,2439 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]

a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (6.3.3-9) [-]

T – střední teplota proudu (6.3.3-12) [K]

T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (6.3.3-13) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.3.3-9)$$

$$a = 1 - e^{-0,251} = 0,222$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (6.3.3-10)$$

$$k \cdot p \cdot s = (15,4798 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 0,608 = 0,251$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (6.3.3-11) [$1/m \cdot MPa$]

r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]

p – tlak ve spalovací komoře [MPa]

s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3.3-11)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 0,608}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1028,5}{1000} \right) \\ = 15,4798 \text{ } 1/m \cdot MPa$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]

p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]

$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ } MPa$

s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]

T – absolutní teplota proudu spalin (6.3.3-12) [K]

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (6.3.3-12)$$

$$T = \frac{890 + 621}{2} + 273 = 1028,5 \text{ } K$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{p,stř} + \Delta t_z + 273 \quad (6.3.3-13)$$

$$T_z = 362 + 60 + 273 = 695 \text{ } K$$

kde Δt_z – zvýšení teploty (voleno na základě konzultace) [$^{\circ}C$], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 30,2439 + 8,374 = 38,6179 \text{ } W/m^2 \cdot K \quad (6.3.3-14)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \varepsilon} \quad (6.3.3-15)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{38,6179} + \frac{1}{2040,174} + 0,0065} = 30,409 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{p,in} = 890 - 324 = 566 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.3.3-16)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{p,out} = 621 - 400 = 221 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.3.3-17)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{566 - 221}{\ln \frac{566}{221}} = 366,853 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.3.3-18)$$

Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu P2

$$S_{návrh} = \frac{Q_{P2,návrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (6.3.3-19)$$

$$S_{návrh} = \frac{2652,99}{30,409 \cdot 366,853 \cdot 10^{-3}} = 237,816 \text{ m}^2$$

Počet řad panelů P2

$$n_{pan} = \frac{S_{návrh}}{\pi \cdot d_{tr} \cdot l \cdot n_{tr}} \quad (6.3.3-20)$$

$$n_{pan} = \frac{237,816}{\pi \cdot 0,038 \cdot 4,7 \cdot 18} = 23,547 \rightarrow \text{volím 24 řad}$$

kde d_{tr} – vnější průměr trubky přehříváku P2 [m]

l – délka trubky přehříváku P2 [m] ($l = v_{P2} = 4,7 \text{ m}$)

n_{tr} – počet trubek v jedné řadě přehříváku P2 [-]

Skutečná výrobní plocha přehříváku P2

$$S = \pi \cdot d_{tr} \cdot l \cdot n_{tr} \cdot n_{pan} \quad (6.3.3-21)$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 4,7 \cdot 18 \cdot 24 = 242,39 \text{ m}^2$$

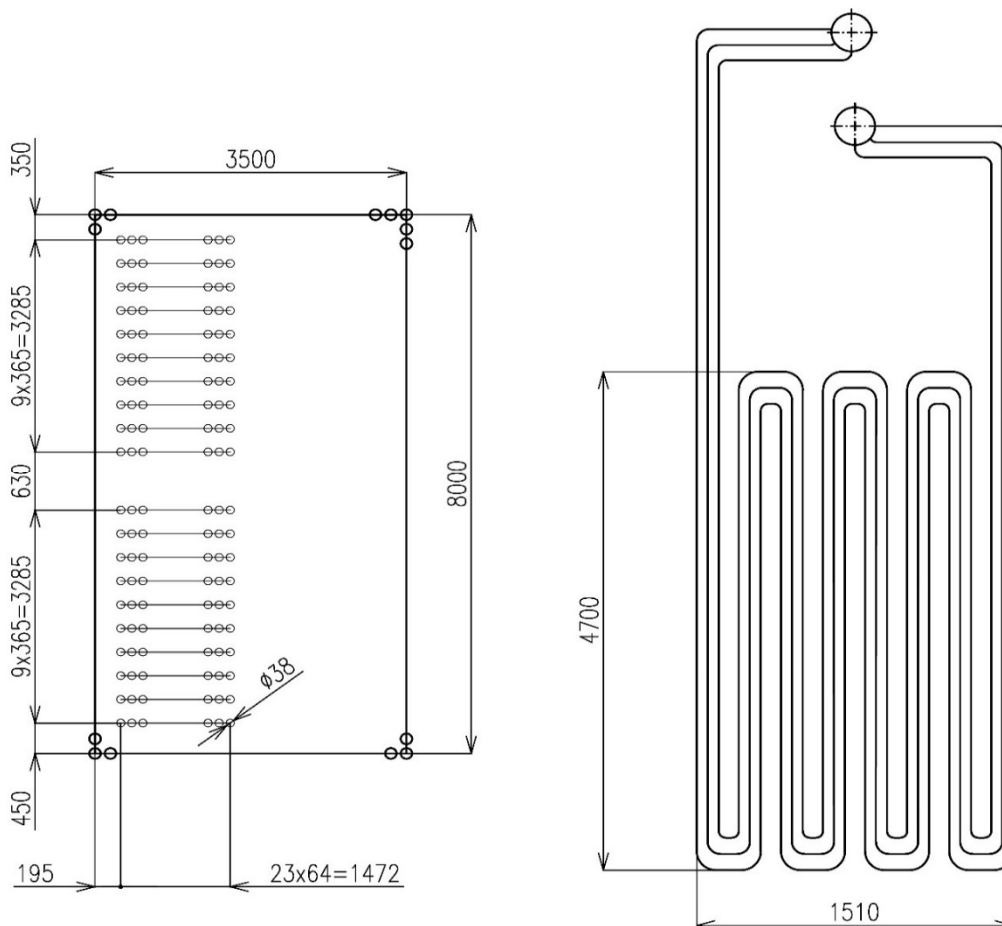
Skutečný výkon přehříváku P2

$$Q_{P2} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (6.3.3-22)$$

$$Q_{P2} = 30,409 \cdot 242,39 \cdot 366,853 \cdot 10^{-3} = 2704,014 \text{ kW}$$

6.3.4 Přehřívák P1

Přehřívák P1 je konstrukčně tvořen radiačními panely přehříváku typu „platten“, stejně jako přehřívák P2. V každém panelu je za sebou uspořádáno 24 trubek s vnějším průměrem 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Rozteč mezi jednotlivými trubkami je 64 mm. Celý přehřívák P1 je tvořen 20 takovými panely s roztečí 365 mm. Vinutí trubek je konstruováno jako trojhad.



Obr. 6.3.4-1 Návrh konstrukčního řešení přehříváku P1

Teplota páry na vstupu do P1:

$$t_{p,in} = 255 \text{ °C}$$

Teplota páry na výstupu z P1:

$$t_{p,out} = 338 \text{ °C}$$

Tlak páry na vstupu do P1:

$$p_{p,in} = 4,3 \text{ MPa}$$

Tlak páry na výstupu z P1:

$$p_{p,out} = 4,15 \text{ MPa}$$

Měrný objem páry na vstupu do P1:

$$v_{p,in} = 0,0462589 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Měrný objem páry na výstupu z P1:

$$v_{p,out} = 0,0621549 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Střední měrný objem páry v P1:

$$v_{stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,0462589 + 0,0621549}{2} = 0,0542069 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Střední teplota páry v P1:

$$t_{p,stř} = \frac{t_{p,in} + t_{p,out}}{2} = \frac{255 + 338}{2} = 296,5 \text{ °C}$$

Průtočné množství páry

$$M_{pp,P1} = M_{pp} - v \cdot M_{pp} \quad (6.3.4-1)$$

$$M_{pp,P1} = 13,89 - 0,015 \cdot 13,89 = 13,68 \text{ kg/s}$$

kde v – procentuální zastoupení vstříku [%]

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{in}}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.3.4-2)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{51,094444 \cdot 10^{-3}}{0,0254} \cdot \left(\frac{20,6 \cdot 0,0254}{1,079588415 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,19127^{0,4} \cdot 1$$

$$= 1753,986 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]

λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m·K]

w_p – rychlost proudění páry (6.3.4-3) [m/s]

d_{in} – vnitřní průměr trubky přehříváku P1 [m]

v – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu páry [m²/s]

Pr – Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp,P1} \cdot v_{stř}}{F_p} \quad (6.3.4-3)$$

$$w_p = \frac{13,68 \cdot 0,0542069}{0,036} = 20,6 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{P1} \cdot n_h \quad (6.3.4-4)$$

$$F_p = \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot 24 \cdot 3 = 0,036 \text{ m}^2$$

kde d_{in} – vnitřní průměr trubky přehříváku P1 [m]

n_{P1} – počet trubek přehříváku P1 v jednom panelu [-]

n_h – počet hadů přehříváku P1 [-]

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.3.4-5)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{90,91078 \cdot 10^{-3}}{0,781} \cdot \left(\frac{2,64 \cdot 0,781}{124,975 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,62085^{0,4} \cdot 1,6 = 8,374 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (6.3-1) [m/s]
 d_e – ekvivalentní průměr (6.3.4-6) [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (6.3.4-6)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 26,909}{137,844} = 0,781 \text{ m}$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + n_{výp} \cdot \pi \cdot d_{výp} + n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \pi \cdot d_{P2} + n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \pi \cdot d_{P1} \quad (6.3.4-7)$$

$$O = 2 \cdot (8 + 3,5) + 50 \cdot \pi \cdot 0,038 + 18 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,038 + 24 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 0,038 = 137,844 \text{ m}$$

kde $n_{x,řad}$ – počet panelů přehříváku [-]

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b - n_{P2} \cdot n_{P2,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} - n_{P1} \cdot n_{P1,řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} - n_{výp} \cdot \frac{\pi \cdot d_{výp}^2}{4} \quad (6.3.4-8)$$

$$F = 8 \cdot 3,5 - 18 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 24 \cdot 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} - 50 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 26,909 \text{ m}^2$$

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3.4-9)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,222 \cdot 1028,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{629,5}{1028,5}\right)^4}{1 - \frac{629,5}{1028,5}} \\ &= 27,4564 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (6.3.4-10) [-]
 T – střední teplota proudu (6.3.4-13) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (6.3.4-14) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.3.4-10)$$

$$a = 1 - e^{-0,251} = 0,222$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (6.3.4-11)$$

$$k \cdot p \cdot s = (15,4798 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 0,608 = 0,251$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (6.3.4-12) [1/m·MPa]
 r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]
 p – tlak ve spalovací komoře [MPa]
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3.4-12)$$

$$\begin{aligned} k_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 0,608}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1028,5}{1000} \right) \\ &= 15,4798 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]
 p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]
 $p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.3.1-5) [m]
 T – absolutní teplota proudu spalin (6.3.4-13) [K]

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (6.3.4-13)$$

$$T = \frac{890 + 621}{2} + 273 = 1028,5 \text{ K}$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{p,stř} + \Delta t_z + 273 \quad (6.3.4-14)$$

$$T_z = 296,5 + 60 + 273 = 629,5 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty (voleno na základě konzultace) [°C], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 27,4564 + 8,374 = 35,8304 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.3.4-15)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \varepsilon} \quad (6.3.4-16)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{35,8304} + \frac{1}{1753,986} + 0,0065} = 28,588 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – (voleno na základě konzultace) součinitel zanesení [-]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{p,out} = 890 - 338 = 552 \text{ °C} \quad (6.3.4-17)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{p,in} = 621 - 255 = 366 \text{ °C} \quad (6.3.4-18)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{552 - 366}{\ln \frac{552}{366}} = 452,649 \text{ °C} \quad (6.3.4-19)$$

Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu $P1$

$$S_{návrh} = \frac{Q_{P1,návrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (6.3.4-20)$$

$$S_{návrh} = \frac{3543,53}{28,588 \cdot 452,649 \cdot 10^{-3}} = 273,836 \text{ m}^2$$

Počet řad panelů P1

$$n_{pan} = \frac{S_{návrh}}{\pi \cdot d_{tr} \cdot l \cdot n_{tr}} \quad (6.3.4-21)$$

$$n_{pan} = \frac{273,836}{\pi \cdot 0,038 \cdot 4,7 \cdot 24} = 20,335 \rightarrow \text{volím 20 řad}$$

kde d_{tr} – vnější průměr trubky přehříváku P1 [m]
 l – délka trubky přehříváku P1 [m] ($l = v_{P1} = 4,7 \text{ m}$)
 n_{tr} – počet trubek v jedné řadě přehříváku P1 [-]

Skutečná výrobní plocha přehříváku P1

$$S_{skutečná} = \pi \cdot d_{tr} \cdot l \cdot n_{tr} \cdot n_{pan} \quad (6.3.4-22)$$

$$S_{skutečná} = \pi \cdot 0,038 \cdot 4,7 \cdot 24 \cdot 20 = 269,322 \text{ m}^2$$

Skutečný výkon přehříváku P1

$$Q_{P1} = k \cdot S_{skutečná} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (6.3.4-23)$$

$$Q_{P1} = 28,588 \cdot 269,322 \cdot 452,649 \cdot 10^{-3} = 3485,115 \text{ kW}$$

6.3.5 Kontrola spalin na výstupu z II. tahu

Teplo odebrané spalinám ve II. tahu

$$Q_{II.tah} = Q_{ms} + Q_{výp} + Q_{P2} + Q_{P1} \quad (6.3.5-1)$$

$$Q_{II.tah} = 2727,032 + 489,382 + 2704,014 + 3485,115 = 9405,543 \text{ kW}$$

Teplo spalin na vstupu

Entalpie spalin na vstupu do II. tahu $I_{sp,in} = 7927,59 \text{ kJ/kg}$ je stanovena pomocí interpolace z tab. 2.2-2 pro teplotu $t_{sp,in} = 890 \text{ °C}$.

$$Q_{sp,in} = I_{sp,in} \cdot M_{pv} \quad (6.3.5-2)$$

$$Q_{sp,in} = 7927,59 \cdot 3,661 = 29022,907 \text{ kW}$$

Teplo spalin na výstupu

$$Q_{sp,out} = Q_{sp,in} - Q_{II.tah} \quad (6.3.5-3)$$

$$Q_{sp,out} = 29022,907 - 9405,543 = 19617,364 \text{ kW}$$

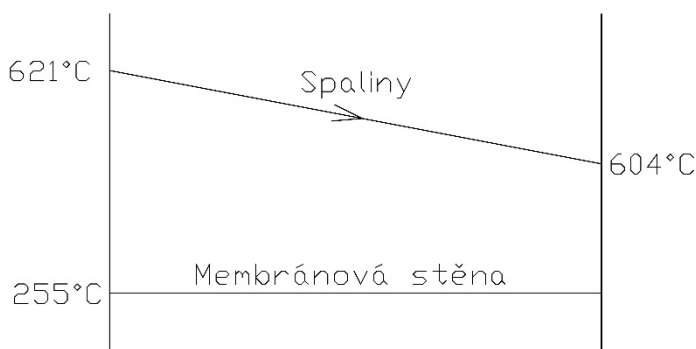
Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp,out} = \frac{Q_{sp,out}}{M_{pv}} \quad (6.3.5-4)$$

$$I_{sp,out} = \frac{19617,364}{3,661} = 5358,47 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii spalin na výstupu odpovídá podle tab. 2.2-2 teplota spalin 620,92 °C, která se od předpokládané teploty 621 °C liší jen minimálně.

6.4 Obratová komora



Obr. 6.4-1 Tepelné spády v obratové komoře

Kontrola rychlosti spalin v obratové komoře

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot \frac{t_{stř} + 273}{273} \cdot M_{pv}}{a \cdot b} \quad (6.4-1)$$

$$w_{sp} = \frac{5,155 \cdot \frac{612,5 + 273}{273} \cdot 3,661}{8 \cdot 3,5} = 2,19 \text{ m/s}$$

kde O_{SV} – objem spalin (2.1-9) [m³/kg]
 M_{pv} – palivo skutečně spálené (3.3.2-2) [kg/s]
 $t_{stř}$ – střední teplota spalin v obratové komoře (6.4-2) [°C]
 a, b – rozměry průřezu vstupu do obratové komory [m]

Střední teplota spalin v obratové komoře

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (6.4-2)$$

$$t_{stř} = \frac{621 + 604}{2} = 612,5 \text{ °C}$$

kde t_{in} – vstupní teplota spalin do obratové komory [°C]
 t_{out} – výstupní teplota spalin z obratové komory [°C]

6.4.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.4.1-1)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,449 \cdot 885,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{553}{885,5}\right)^4}{1 - \frac{553}{885,5}} \\ &= 36,1134 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (6.4.1-2) [-]
 T – střední teplota proudu (6.4.1-8) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (6.4.1-9) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.4.1-2)$$

$$a = 1 - e^{-0,596} = 0,449$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (6.4.1-3)$$

$$k \cdot p \cdot s = (6,8939 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 3,243 = 0,596$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (6.4.1-4) [1/m·MPa]
 r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]
 p – tlak ve spalovací komoře [MPa]
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.4.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.4.1-4)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 3,243}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{885,5}{1000} \right) = 6,8939 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]
 p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]
 $p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (6.4.1-5) [m]
 T – absolutní teplota proudu spalin (6.4.1-8) [K]

Efektivní tloušťka sálahé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{ob}}{F_{st}} \quad (6.4.1-5)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{70,032}{77,748} = 3,243 \text{ m}$$

kde V_{ob} – objem sálahé vrstvy obratové komory (6.4.1-6) [m³]
 F_{st} – celkový povrch stěn sálahé obratové komory (6.4.1-7) [m²]

Objem sálahé vrstvy obratové komory

$$V_{ob} = \left[a \cdot b \cdot c - \left(\frac{a \cdot c \cdot \sqrt{d^2 - c^2}}{2} \right) \right] \quad (6.4.1-6)$$

$$V_{ob} = \left[8 \cdot 3,5 \cdot 3,5 - \left(\frac{8 \cdot 3,5 \cdot \sqrt{4,03^2 - 3,5^2}}{2} \right) \right] = 70,032 \text{ m}^3$$

kde a – šířka obratové komory [m] ($a = 8 \text{ m}$)
 b – hloubka obratové komory [m] ($b = 3,5 \text{ m}$)
 c, d – rozměry výšeče v obratové komoře [m] ($c = 3,5 \text{ m}$); ($d = 4,03 \text{ m}$)

Celkový povrch stěn sálahé vrstvy obratové komory

$$F_{st} = 2 \cdot \left[c \cdot b - \left(\frac{c \cdot \sqrt{d^2 - c^2}}{2} \right) \right] + d \cdot a + b \cdot a \quad (6.4.1-7)$$

$$F_{st} = 2 \cdot \left[3,5 \cdot 3,5 - \left(\frac{3,5 \cdot \sqrt{4,03^2 - 3,5^2}}{2} \right) \right] + 4,03 \cdot 8 + 3,5 \cdot 8 \\ = 77,748 \text{ m}^2$$

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (6.4.1-8)$$

$$T = \frac{621 + 604}{2} + 273 = 885,5 \text{ K}$$

Teplota zanášéného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{syt} + \Delta t_z + 273 \quad (6.4.1-9)$$

$$T_z = 255 + 25 + 273 = 553 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty [°C], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách, zvoleno dle [7]

6.4.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (6.4.2-1)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{77,7965 \cdot 10^{-3}}{4,87} \cdot \left(\frac{2,19 \cdot 4,87}{97,108 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,63515^{0,4} \cdot 1,9$$

$$= 6,275 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (6.4-1) [m/s]
 d_e – ekvivalentní průměr (6.4.2-2) [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (6.4.2-2)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 3,5 \cdot 8}{2 \cdot (3,5 + 8)} = 4,87 \text{ m}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 36,1134 + 6,275 = 42,3884 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.4.2-3)$$

6.4.3 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (6.4.3-1)$$

$$k = \frac{42,3884}{1 + 0,0065 \cdot 42,3884} = 33,232 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

6.4.4 Teplo odebrané v obratové komoře

$$Q_{obr} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (6.4.4-1)$$

$$Q_{obr} = 33,232 \cdot 49,748 \cdot 357,433 \cdot 10^{-3} = 590,917 \text{ kW}$$

kde k – součinitel prostupu tepla (6.4.3-1) [W/m²·K]
 S – teplosměnná plocha obratové komory (6.4.4-2) [m²]
 Δt – střední teplotní logaritmický spád (6.4.4-5) [°C]

Teplosměnná plocha obratové komory

$$S = F_{st} - a \cdot b \quad (6.4.4-2)$$

$$S = 77,748 - 3,5 \cdot 8 = 49,748 \text{ m}^2$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{výp} = 621 - 255 = 366 \text{ °C} \quad (6.4.4-3)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{výp} = 604 - 255 = 349 \text{ °C} \quad (6.4.4-4)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{366 - 349}{\ln \frac{366}{349}} = 357,433 \text{ °C} \quad (6.4.4-5)$$

6.4.5 Kontrola teploty spalin na výstupu z obratové komory

Teplo spalin na vstupu

Entalpie spalin na vstupu do obratové komory $I_{sp,in} = 5358,47 \text{ kJ/kg}$ je stanovena pomocí interpolace z tab. 2.2-2 pro teplotu $t_{sp,in} = 621 \text{ °C}$.

$$Q_{sp,in} = I_{sp,in} \cdot M_{pv} \quad (6.4.5-1)$$

$$Q_{sp,in} = 5358,47 \cdot 3,661 = 19617,359 \text{ kW}$$

Teplo spalin na výstupu

$$Q_{sp,out} = Q_{sp,in} - Q_{obr} \quad (6.4.5-2)$$

$$Q_{sp,out} = 19617,359 - 590,917 = 19026,442 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu

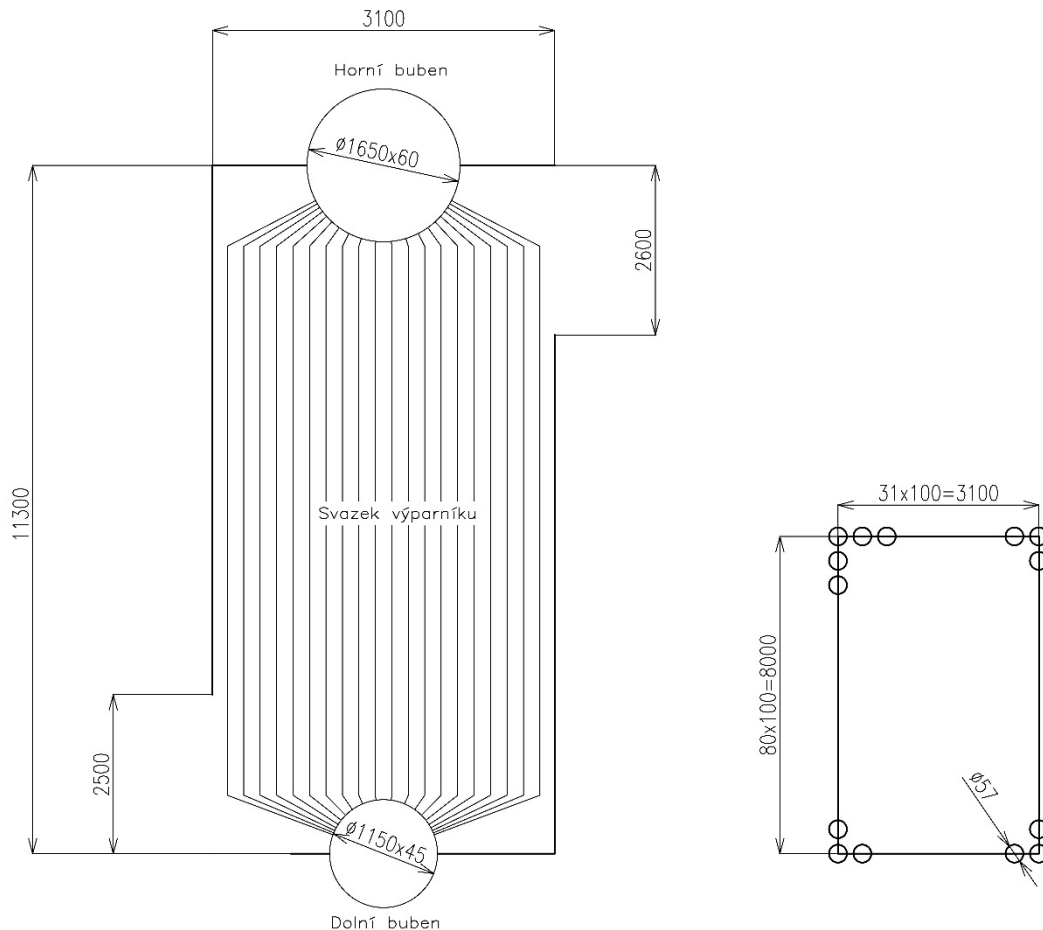
$$I_{sp,out} = \frac{Q_{sp,out}}{M_{pv}} \quad (6.4.5-3)$$

$$I_{sp,out} = \frac{19026,442}{3,661} = 5197,06 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii spalin na výstupu odpovídá podle tab. 2.2-2 teplota spalin $603,76 \text{ °C}$, která se od předpokládané teploty 604 °C liší jen minimálně.

7 TEPELNÝ VÝPOČET III. TAHU KOTEL

Stěny III. tahu tvoří nepropustné membránové stěny, dále je III. tah tvořen svazkem výparníku. Tento svazek se skládá z trubek propojujících tlakové nádoby (horní a dolní buben).



Obr. 7-1 Nákres III. tahu kotle

7.1 Geometrie výhřevných ploch III. tahu kotle

Tab. 7.1-1 Parametry jednotlivých výhřevných ploch ve III. tahu kotle

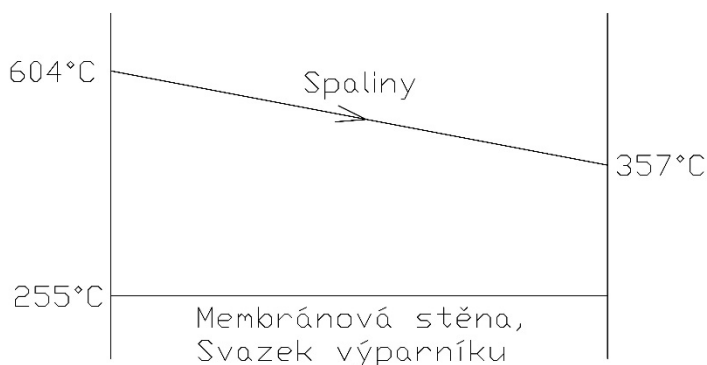
	d_{tr}	tl_{tr}	n_{tr}	S_{tr}	$n_{řad}$	$S_{řad}$	$š_{pl}$	v_{pl}
	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]
Svazek výparníku	76,1	4	20	150	39	200	1500	11300
Membránová stěna	57	4	81	100	1	-	8000	11300
Membránová stěna	57	4	32	100	1	-	3100	11300

kde d_{tr} – průměr trubky
 tl_{tr} – tloušťka trubky
 n_{tr} – počet trubek
 S_{tr} – rozteč trubek

$n_{řad}$ – počet řad
 $S_{řad}$ – rozteč řad
 $š_{pl}$ – šířka plochy
 v_{pl} – výška plochy

7.2 Teplosměnné plochy III. tahu kotle

III. tah je složen z membránových stěn a svazku výparníku. Jednotlivé výhřevné plochy jsou počítány samostatně. Celkové teplo předané v tomto úseku je pak součtem výkonů těchto jednotlivých ploch.



Obr. 7.2-1 Tepelné spády ve III. tahu

Kontrola rychlosti spalin ve III. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot \frac{t_{stř} + 273}{273} \cdot M_{pv}}{a \cdot b - n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4}} \quad (7.2-1)$$

$$w_{sp} = \frac{5,155 \cdot \frac{480,5 + 273}{273} \cdot 3,661}{8 \cdot 3,1 - 20 \cdot 39 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0761^2}{4}} = 2,45 \text{ m/s}$$

kde O_{SV} – objem spalin (2.1-9) [m³/kg]
 M_{pv} – palivo skutečně spálené (3.3.2-2) [kg/s]
 $t_{stř}$ – střední teplota spalin ve III. tahu (7.2-2) [°C]
 a, b – rozměry průřezu III. tahu [m]
 d_{tr} – vnější průměr trubek svazku výparníku [m]
 n_{tr} – počet trubek svazku výparníku v jedné řadě [-]
 $n_{řad}$ – počet řad trubek svazku výparníku [-]

Střední teplota spalin ve III. tahu

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (7.2-2)$$

$$t_{stř} = \frac{604 + 357}{2} = 480,5 \text{ °C}$$

kde t_{in} – vstupní teplota spalin do III. tahu [°C]
 t_{out} – výstupní teplota spalin ze III. tahu [°C]

7.2.1 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (7.2.1-1)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2086 \cdot 753,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{553}{753,5}\right)^4}{1 - \frac{553}{753,5}}$$

$$= 12,2135 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (7.2.1-2) [-]
 T – střední teplota proudu (7.2.1-6) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (7.2.1-7) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.2.1-2)$$

$$a = 1 - e^{-0,234} = 0,2086$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (7.2.1-3)$$

$$k \cdot p \cdot s = (22,8949 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 0,383 = 0,234$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (7.2.1-4) [1/m·MPa]
 r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]
 p – tlak ve spalovací komoře [MPa]
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (7.2.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (7.2.1-4)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 0,383}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{753,5}{1000} \right) = 22,8949 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]
 p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]
 $p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (7.2.1-5) [m]
 T – absolutní teplota proudu spalin (7.2.1-6) [K]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

Efektivní tloušťka sálové vrstvy je pro celý III. tah stejná. Tato hodnota platí i pro následující výpočty všech výhřevných ploch ve III. tahu.

$$s = 0,9 \cdot d_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{d_{tr}^2} - 1 \right) \quad (7.2.1-5)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0761 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,15}{0,0761^2} - 1 \right) = 0,383 \text{ m}$$

kde d_{tr} – vnější průměr trubky [m]

s_1 – příčná rozteč svazku [m] (pro svazek výparníku: $s_1 = 200 \text{ mm}$)

s_2 – podélná rozteč svazku [m] (pro svazek výparníku: $s_2 = 150 \text{ mm}$)

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (7.2.1-6)$$

$$T = \frac{604 + 357}{2} + 273 = 753,5 \text{ K}$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{syt} + \Delta t_z + 273 \quad (7.2.1-7)$$

$$T_z = 255 + 25 + 273 = 553 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty (voleno na základě konzultace) [°C], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (7.2.1-8)$$

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{65,7928 \cdot 10^{-3}}{0,407} \cdot \left(\frac{2,45 \cdot 0,407}{73,902 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64835^{0,4} \cdot 1,07 \\ &= 6,738 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]

λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]

w_{sp} – rychlost proudu spalin (7.2-1) [m/s]

d_e – ekvivalentní průměr (7.2.1-9) [m]

ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]

Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (7.2.1-9)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 21,252}{208,679} = 0,407 \text{ m}$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \pi \cdot d_{tr} \quad (7.2.1-10)$$

$$O = 2 \cdot (8 + 3,1) + 20 \cdot 39 \cdot \pi \cdot 0,0761 = 208,679 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b - n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \quad (7.2.1-11)$$

$$F = 8 \cdot 3,1 - 20 \cdot 39 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0761^2}{4} = 21,252 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 12,2135 + 6,738 = 18,9515 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.2.1-12)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (7.2.1-13)$$

$$k = \frac{18,9515}{1 + 0,0065 \cdot 18,9515} = 16,873 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

Teplo odebrané membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (7.2.1-14)$$

$$Q_{ms} = 16,873 \cdot 194,74 \cdot 200,797 \cdot 10^{-3} = 659,788 \text{ kW}$$

kde k – součinitel prostupu tepla (7.2.1-13) [W/m²·K]

S – teplosměnná plocha membránové stěny (7.2.1-15) [m²]

Δt – střední teplotní logaritmický spád (7.2.1-18) [°C]

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot (b \cdot v_{III.tah}) + (a \cdot (v_{III.tah} - v_{vstup,III.tah})) + (a \cdot (v_{III.tah} - v_{vstup,IV.tah})) \quad (7.2.1-15)$$

$$S = 2 \cdot (3,1 \cdot 11,3) + (8 \cdot (11,3 - 2,5)) + (8 \cdot (11,3 - 2,6)) = 194,74 \text{ m}^2$$

kde $v_{III.tah}$ – výška III. tahu [m]

$v_{vstup,III.tah}$ – výška vstupu do III. tahu [m]

$v_{vstup,IV.tah}$ – výška vstupu do IV. tahu [m]

Sřední teplotní logaritmický spád

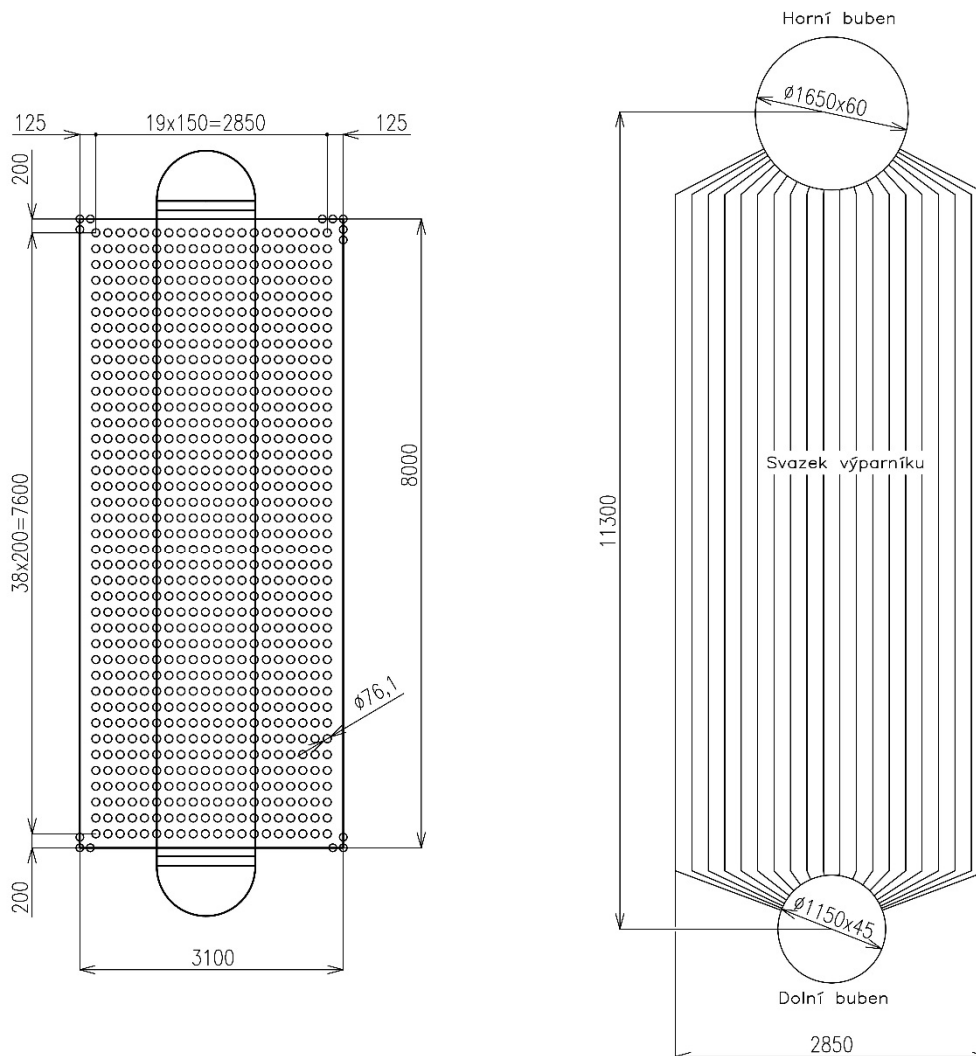
$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{výp} = 604 - 255 = 349 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2.1-16)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{výp} = 357 - 255 = 102 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2.1-17)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{349 - 102}{\ln \frac{349}{102}} = 200,797 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2.1-18)$$

7.2.2 Svazek výparníku

Svazek výparníku vyplňuje prostor III. tahu. Je tvořen 39 řadami trubek, kdy v každé řadě je umístěno 20 trubek o průměru 76,1 mm.



Obr. 7.2.2-1 Nákres konstrukčního řešení svazku výparníku

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (7.2.2-1)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2086 \cdot 753,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{588}{753,5}\right)^4}{1 - \frac{588}{753,5}} \\ &= 13,114 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

kde a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-]
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T (7.2.2-2) [-]
 T – střední teplota proudu (7.2.2-5) [K]
 T_z – teplota zanášeného povrchu stěn (7.2.2-6) [K]

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Pro výpočet se uvažuje $a_{st} = 0,8$ dle [7].

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.2.2-2)$$

$$a = 1 - e^{-0,234} = 0,2086$$

Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s \quad (7.2.2-3)$$

$$k \cdot p \cdot s = (22,8949 \cdot 0,2666) \cdot 0,1 \cdot 0,383 = 0,234$$

kde k_{sp} – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny (7.2.2-4) [1/m·MPa]
 r_{sp} – objemová část tříatomových plynů (2.1-12) [-]
 p – tlak ve spalovací komoře [MPa]
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (7.2.1-5) [m]

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (7.2.2-4)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,166}{3,16 \cdot \sqrt{0,02666 \cdot 0,383}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{753,5}{1000} \right) = 22,8949 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

kde r_{H_2O} – objemová část vodní páry (2.1-11) [-]
 p_{sp} – celkový parciální tlak tříatomových plynů [MPa]
 $p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2666 = 0,02666 \text{ MPa}$
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy (7.2.1-5) [m]
 T – absolutní teplota proudu spalin (7.2.2-5) [K]

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (7.2.2-5)$$

$$T = \frac{604 + 357}{2} + 273 = 753,5 \text{ K}$$

Teplota zanášeného povrchu stěn T_z

$$T_z = t_{syt} + \Delta t_z + 273 \quad (7.2.2-6)$$

$$T_z = 255 + 60 + 273 = 588 \text{ K}$$

kde Δt_z – zvýšení teploty (voleno na základě konzultace) [°C], je dáno tepelným odporem materiálu trubky a nánosem na trubkách

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_l \quad (7.2.2-7)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{65,7928 \cdot 10^{-3}}{0,407} \cdot \left(\frac{2,45 \cdot 0,407}{73,902 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64835^{0,4} \cdot 1,07 \\ = 6,738 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_l – oprava na poměrnou délku [-], z grafu dle [6]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (7.2-1) [m/s]
 d_e – ekvivalentní průměr (7.2.2-8) [m]
 ν – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (7.2.2-8)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 21,252}{208,679} = 0,407 \text{ m}$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b) + n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \pi \cdot d_{tr} \quad (7.2.2-9)$$

$$O = 2 \cdot (8 + 3,1) + 20 \cdot 39 \cdot \pi \cdot 0,0761 = 208,679 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

$$F = a \cdot b - n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \quad (7.2.2-10)$$

$$F = 8 \cdot 3,1 - 20 \cdot 39 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0761^2}{4} = 21,252 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 13,114 + 6,738 = 19,852 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.2.2-11)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (7.2.2-12)$$

$$k = \frac{19,852}{1 + 0,0065 \cdot 19,852} = 17,583 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

Teplo odebrané svazkem výparníku

$$Q_{výp} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (7.2.2-13)$$

$$Q_{výp} = 17,583 \cdot 2107,209 \cdot 200,797 \cdot 10^{-3} = 7439,741 \text{ kW}$$

kde k – součinitel prostupu tepla (7.2.2-12) [W/m²·K]

S – teplosměnná plocha svazku výparníku (7.2.2-14) [m²]

Δt – střední teplotní logaritmický spád (7.2.2-17) [°C]

Teplosměnná plocha svazku výparníku

$$S = \pi \cdot d_{tr} \cdot v_{pl} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \quad (7.2.2-14)$$

$$S = \pi \cdot 0,0761 \cdot 11,3 \cdot 20 \cdot 39 = 2107,209 \text{ m}^2$$

kde v_{pl} – výška III. tahu [m]

d_{tr} – vnější průměr trubek svazku výparníku [m]

n_{tr} – počet trubek svazku výparníku v řadě [-]

$n_{řad}$ – počet řad svazku výparníku [-]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{výp} = 604 - 255 = 349 \text{ °C} \quad (7.2.2-15)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{výp} = 357 - 255 = 102 \text{ °C} \quad (7.2.2-16)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{349 - 102}{\ln \frac{349}{102}} = 200,797 \text{ °C} \quad (7.2.2-17)$$

7.2.3 Kontrola spalin na výstupu z III. tahu

Teplo odebrané spalinám ve III. tahu

$$Q_{III.tah} = Q_{ms} + Q_{výp} \quad (7.2.3-1)$$

$$Q_{III.tah} = 659,788 + 7439,741 = 8099,529 \text{ kW}$$

Teplota spalin na vstupu

Entalpie spalin na vstupu do III. tahu $I_{sp,in} = 5197,06$ kJ/kg je stanovena pomocí interpolace z tab. 2.2-2. pro teplotu $t_{sp,in} = 604$ °C.

$$Q_{sp,in} = I_{sp,in} \cdot M_{pv} \quad (7.2.3-2)$$

$$Q_{sp,in} = 5197,06 \cdot 3,661 = 19026,437 \text{ kW}$$

Teplota spalin na výstupu

$$Q_{sp,out} = Q_{sp,in} - Q_{III.tah} \quad (7.2.3-3)$$

$$Q_{sp,out} = 19026,437 - 8099,529 = 10926,908 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp,out} = \frac{Q_{sp,out}}{M_{pv}} \quad (7.2.3-4)$$

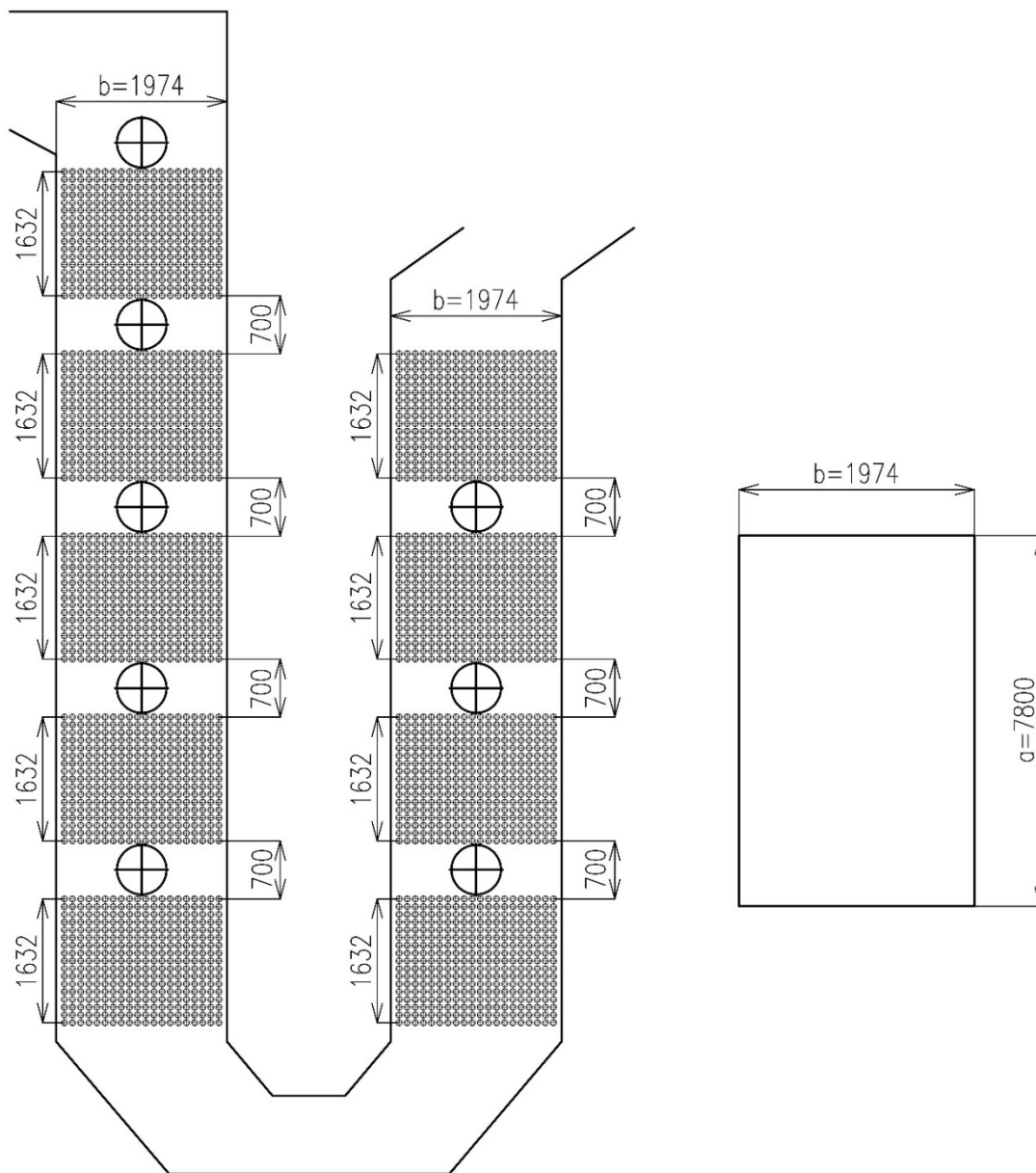
$$I_{sp,out} = \frac{10926,908}{3,661} = 2984,68 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii spalin na výstupu odpovídá podle tab. 2.2-2 teplota spalin 357,34 °C, která se od předpokládané teploty 357 °C liší jen minimálně.

8 TEPELNÝ VÝPOČET IV. A V. TAHU KOTLE

IV. a V. tah je tvořen plechovým kanálem, ve kterém je umístěn ekonomizér. Tento ohřívák vody je rozdělen na 9 stejných svazků, přičemž 5 z nich je umístěno ve IV. tahu a zbylé 4 jsou instalovány v V. tahu. Rozměry těchto tahů jsou znázorněny na obr. 8-1. Rozměry jednotlivých svazků a jejich geometrie je uvedena v tab. 8.1-1. Konstrukce těchto svazků znázorňuje obr. 8.1-1 a obr. 8.1-2.

Z důvodu velmi vysokých hodnot součinitele přestupu tepla konvekci na straně vody (velmi vysoký součinitel přestupu tepla konvekci na straně vody ovlivní výsledek jen minimálně), je při tepelném výpočtu počítáno pouze se součinitelem přestupu tepla na straně spalin.



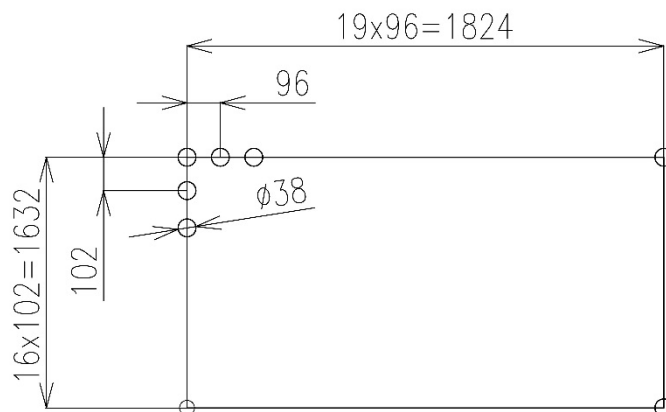
Obr. 8-1 Návrh IV. a V. tahu kotle

8.1 Geometrie ekonomizéru

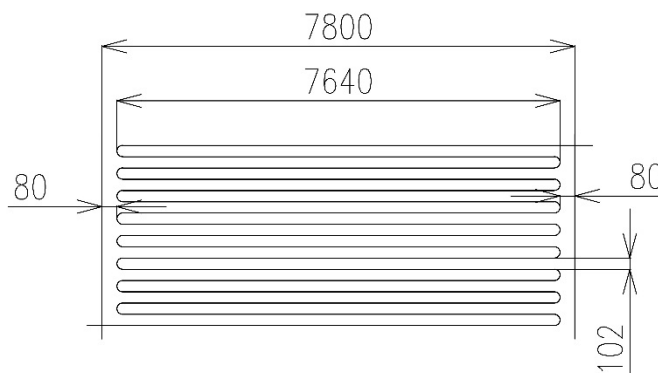
Tab. 8.1-1 Parametry ekonomizéru ve IV. a V. tahu kotle

	d_{tr}	tl_{tr}	$n_{tr/vrstva}$	s_{tr}	n_{vrstev}	s_{vrstev}	h_{svazku}	v_{svazku}	$n_{svazků}$
	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]
Ekonomizér	38	4	20	96	17	102	7640	1632	9

kde d_{tr} – průměr trubky
 tl_{tr} – tloušťka trubky
 $n_{tr/vrstva}$ – počet trubek ve vrstvě
 s_{tr} – rozteč trubek
 n_{vrstev} – počet vrstev
 s_{vrstev} – rozteč vrstev
 h_{svazku} – hloubka svazku
 v_{svazku} – výška svazku
 $n_{svazků}$ – počet svazků

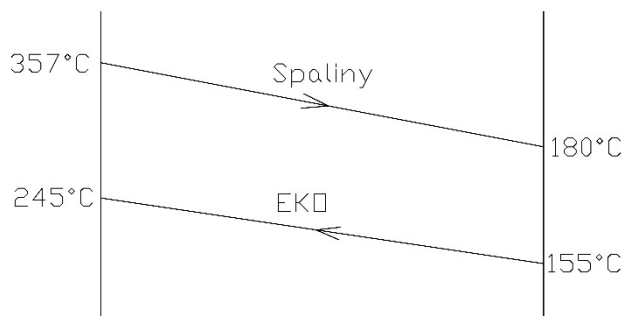


Obr. 8.1-1 Konstruktivní řešení ekonomizéru



Obr. 8.1-2 Rozměry ekonomizéru

8.2 Ekonomizér



Obr. 8.2-1 Tepelné spády ve IV. a V. tahu

Kontrola rychlosti spalín ve IV. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot \frac{t_{stř} + 273}{273} \cdot M_{pv}}{a \cdot b - n_{tr} \cdot d_{tr} \cdot l_{EKO}} \quad (8.2-1)$$

$$w_{sp} = \frac{5,155 \cdot \frac{268,5 + 273}{273} \cdot 3,661}{7,8 \cdot 1,974 - 20 \cdot 0,038 \cdot 7,64} = 3,9 \text{ m/s}$$

kde O_{SV} – objem spalín (2.1-9) [m^3/kg]
 M_{pv} – palivo skutečně spálené (3.3.2-2) [kg/s]
 $t_{stř}$ – střední teplota ve IV. a V. tahu (8.2-2) [$^{\circ}\text{C}$]
 a, b – rozměry průřezu IV. a V. tahu [m]
 d_{tr} – vnější průměr trubek ekonomizéru [m]
 n_{tr} – počet trubek ekonomizéru v jedné vrstvě [-]
 l_{EKO} – délka trubek ekonomizéru [m] ($l_{EKO} = h_{svazku} = 7,64 \text{ m}$)

Střední teplota spalín ve IV. tahu

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (8.2-2)$$

$$t_{stř} = \frac{357 + 180}{2} = 268,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

kde t_{in} – vstupní teplota spalín do IV. tahu [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{out} – výstupní teplota spalín z V. tahu [$^{\circ}\text{C}$]

Parametry vody v ekonomizéru

Teplota vody na vstupu do EKO: $t_{v,in} = 155 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Teplota vody na výstupu z EKO: $t_{v,out} = 245 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Tlak vody na vstupu do EKO: $p_{v,in} = 5,1 \text{ MPa}$

Tlak vody na výstupu z EKO: $p_{v,out} = 4,3 \text{ MPa}$

Měrný objem vody na vstupu do EKO: $v_{v,in} = 0,001093 \text{ m}^3/\text{kg}$

Měrný objem vody na výstupu z EKO: $v_{v,out} = 0,0012392 \text{ m}^3/\text{kg}$

Střední měrný objem vody v EKO: $v_{v,stř} = \frac{v_{v,in} + v_{v,out}}{2} = \frac{0,001093 + 0,0012392}{2} = 0,0011661 \text{ m}^3/\text{kg}$

Střední teplota vody v EKO: $t_{v,stř} = \frac{t_{v,in} + t_{v,out}}{2} = \frac{155 + 245}{2} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Průtočné množství vody

$$M_{p,EKO} = M_{pp} - v \cdot M_{pp} \quad (8.2-3)$$

$$M_{p,EKO} = 13,89 - 0,015 \cdot 13,89 = 13,68 \text{ kg/s}$$

kde v – procentuální zastoupení vstříku [%]

Rychlost proudění vody

$$w_v = \frac{M_{p,EKO} \cdot v_{v,stř}}{F_v} \quad (8.2-4)$$

$$w_v = \frac{13,68 \cdot 0,0011661}{0,014} = 1,139 \text{ m/s}$$

Dle [6] by se rychlost proudění vody měla pohybovat v rozmezí 0,3 – 1,2 m/s. Rychlost vody tedy podmínku splňuje.

Průtočný průřez vody

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{tr} \quad (8.2-5)$$

$$F_v = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 20 = 0,014 \text{ m}^2$$

8.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = \alpha_1 = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d_{tr}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_{tr}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.2.1-1)$$

$$\alpha_k = \alpha_1 = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{46,73418 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{3,9 \cdot 0,038}{41,68484 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6759^{0,33} \\ = 43,935 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde c_z – oprava na počet podélných řad [-]
 c_s – oprava na uspořádání svazku [-]
 λ – součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu [W/m·K]
 d_{tr} – vnější průměr trubek ekonomizéru [m]
 w_{sp} – rychlost proudu spalin (8.2-1) [m/s]
 v – součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu [m²/s]
 Pr – Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu [-]

Střední teplota proudu spalin T

$$T = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} + 273 \quad (8.2.1-2)$$

$$T = \frac{357 + 180}{2} + 273 = 541,5 \text{ K}$$

Oprava na počet podélných řad

Pokud je počet podélných řad vyšší jak 10 ($z_2 \geq 10$), volíme $c_z = 1$.

Oprava na uspořádání svazku

Pokud ($\sigma_2 \geq 2$), volíme $c_s = 1$.

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_{tr}} \quad (8.2.1-3)$$

$$\sigma_1 = \frac{96}{38} = 2,526$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_{tr}} \quad (8.2.1-4)$$

$$\sigma_2 = \frac{102}{38} = 2,684$$

Pozn. Vzhledem k nízkým teplotám ve IV. a V. tahu, není sálavá složka přestupu tepla uvažována.

8.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} \quad (8.2.2-1)$$

$$k = \frac{43,935}{1 + 0,0065 \cdot 43,935} = 34,175 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

kde ε – součinitel zanesení (voleno na základě konzultace) [-]

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_1 = t_{sp,in} - t_{v,out} = 357 - 245 = 112 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.2-2)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp,out} - t_{v,in} = 180 - 155 = 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.2-3)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{112 - 25}{\ln \frac{112}{25}} = 58,015 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.2-4)$$

Spaliny jsou ochlazený z teploty 357 °C na výstupní teplotu spalin 180 °C. Z těchto známých teplot je určen požadovaný výkon ekonomizéru pro potřebné ochlazení spalin.

Výkon nesený spalinami na vstupu do ekonomizéru

$$Q_{sp1} = I_{sp1} \cdot M_{pv} \quad (8.2.2-5)$$

$$Q_{sp1} = 2984,68 \cdot 3,661 = 10926,913 \text{ kW}$$

kde I_{sp1} – entalpie spalin na vstupu do ekonomizéru (7.2.3-4) [kJ/kg]

Výkon nesený spalínami na výstupu z ekonomizéru

$$Q_{sp2} = I_{sp2} \cdot M_{pv} \quad (8.2.2-6)$$

$$Q_{sp2} = 1472,958 \cdot 3,661 = 5392,499 \text{ kW}$$

kde I_{sp2} – entalpie spalín na výstupu z ekonomizéru (3.2.5-1) [kJ/kg] ($I_{sp2} = I_s^{tk,ak}$)

Požadovaný výkon ekonomizéru

$$Q_{EKO,žádaný} = Q_{sp1} - Q_{sp2} \quad (8.2.2-7)$$

$$Q_{EKO,žádaný} = 10926,913 - 5392,499 = 5534,414 \text{ kW}$$

Výhřevná plocha ekonomizéru potřebná k přenesení požadovaného výkonu

$$S_{žádaná} = \frac{Q_{EKO,žádaný}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} \quad (8.2.2-8)$$

$$S_{žádaná} = \frac{5534,414}{34,175 \cdot 58,015 \cdot 10^{-3}} = 2791,405 \text{ m}^2$$

Počet řad trubek potřebných k přenesení požadovaného výkonu

$$n_{řad} = \frac{S_{žádaná}}{\pi \cdot d_{tr} \cdot l_{EKO} \cdot n_{tr}} \quad (8.2.2-9)$$

$$n_{řad} = \frac{2791,405}{\pi \cdot 0,038 \cdot 7,64 \cdot 20} = 153,026 \rightarrow \text{volím } 153 \text{ řad}$$

kde d_{tr} – vnější průměr trubky ekonomizéru [m]

l_{EKO} – délka trubky ekonomizéru [m] ($l_{EKO} = h_{svazku} = 7,64 \text{ m}$)

n_{tr} – počet trubek v jedné řadě ekonomizéru [-]

Skutečná výhřevná plocha ekonomizéru

$$S_{skutečná} = \pi \cdot d_{tr} \cdot l_{EKO} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \quad (8.2.2-10)$$

$$S_{skutečná} = \pi \cdot 0,038 \cdot 7,64 \cdot 20 \cdot 153 = 2790,926 \text{ m}^2$$

Skutečný výkon ekonomizéru

$$Q_{EKO} = k \cdot S_{skutečná} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} \quad (8.2.2-11)$$

$$Q_{EKO} = 34,175 \cdot 2790,926 \cdot 58,015 \cdot 10^{-3} = 5533,465 \text{ kW}$$

8.3 Kontrola spalín na výstupu z V. tahu

Teplo spalín na výstupu

$$Q_{sp,out} = Q_{sp,in} - Q_{EKO} \quad (8.3-1)$$

$$Q_{sp,out} = 10926,913 - 5533,465 = 5393,448 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu

$$I_{sp,out} = \frac{Q_{sp,out}}{M_{pv}} \quad (8.3-2)$$

$$I_{sp,out} = \frac{5393,448}{3,661} = 1473,22 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii spalin na výstupu odpovídá podle tab. 2.2-2 teplota spalin 180,03 °C, která se od předpokládané teploty 180 °C liší jen minimálně.

8.4 Kontrola teploty vody na vstupu do IV. tahu (výstup z ekonomizéru)

$$i_{eko,out} = i_{nv} + \frac{Q_{EKO}}{M_{p,EKO}} \quad (8.4-1)$$

$$i_{eko,out} = 656,6 + \frac{5533,465}{13,68} = 1061,093 \text{ kJ/kg}$$

Této entalpii vody a tlaku 4,3 MPa odpovídá teplota 245 °C.

9 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE

Při kontrole tepelné bilance kotle byl porovnáván součet tepelných výkonů odebraných jednotlivými výhřevnými plochami s tepelným výkonem, který v kotli odevzdaly spaliny. Maximální povolená odchylka této tepelné bilance je 0,5 %. Z následujících výpočtů vyplývá, že podmínka byla splněna.

Tepelný výkon odebraný jednotlivými výhřevnými plochami

$$Q_{ploch} = Q_{oh} + Q_{mř} + Q_{II.tah} + Q_{obr} + Q_{III.tah} + Q_{EKO} \quad (9-1)$$

$$Q_{ploch} = 12296,22 + 479,846 + 9405,543 + 590,917 + 8099,529 + 5533,465 = 36405,52 \text{ kW}$$

kde Q_{oh} – teplo odevzdané ve spalovací komoře (4.2.4-1) [kW]
 $Q_{mř}$ – teplo odevzdané do spalínové mříže (6.2.4-1) [kW]
 $Q_{II.tah}$ – teplo odevzdané ve II. tahu (6.3.5-1) [kW]
 Q_{obr} – teplo odevzdané v obrátové komoře (6.4.4-1) [kW]
 $Q_{III.tah}$ – teplo odevzdané ve III. tahu (7.2.3-1) [kW]
 Q_{EKO} – teplo odevzdané v ekonomizéru (8.2.2-11) [kW]

Tepelný výkon odevzdaný spalinami

$$Q_{sp,od} = (I_u - I_{EKO,out}) \cdot M_{pv} \cdot (1 - Z_{sv}) \quad (9-2)$$

$$Q_{sp,od} = (11439 - 1473,22) \cdot 3,661 \cdot (1 - 0,0055) = 36284,055 \text{ kW}$$

kde I_u – užitečné teplo uvolněné v ohništi (4.2.2-4) [kJ/kg]
 $I_{EKO,out}$ – entalpie spalin odcházejících z kotle (8.3-2) [kJ/kg]
 M_{pv} – palivo skutečně spálené (3.3.2-2) [kg/s]
 Z_{sv} – ztráta sdílením tepla do okolí (kap. 3.2.4) [-]

Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \left(\frac{Q_{ploch}}{Q_{sp,od}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (9-3)$$

$$\Delta = \left(\frac{36405,52}{36284,055} - 1 \right) \cdot 100 = 0,335 \%$$

10 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh spalovenského kotle na spalování směsného komunálního odpadu s parním výkonem 50 t/h. Dalšími danými údaji byla teplota přehřáté páry 400 °C a tlak přehřáté páry 4 MPa. Celý výpočet kotle je rozdělen do několika hlavních částí.

Na začátku bylo zapotřebí stanovit složení paliva, což je u směsného komunálního odpadu problematické. Složení paliva bylo přibližně stanoveno z naměřených hodnot odcházejících spalin a konzultováno se společností SAKO Brno a.s. a s vedoucím práce. Poté byl pomocí stechiometrických výpočtů stanoven objem vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva a následně množství vzniklých spalin. Dále byl zvolen součinitel přebytku vzduchu α na základě kterého se určily hodnoty entalpie vzduchu a spalin v závislosti na teplotě. Z nich byl poté zkonstruován I-t diagram spalin.

V další fázi výpočtu byla určena tepelná bilance kotle a s ní související ztráty. Pomocí nepřímé metody byla stanovena účinnost kotle, která odpovídá hodnotě 85,9 %.

Výpočet se poté zabývá návrhem jednotlivých tahů, přičemž kotel je řešen jako pětitaňový. První tah je tvořen spalovací komorou a částí vstupní mříže. Ve spodní části spalovací komory je umístěn vrativý rošt typu Martin o rozměrech 6,32 x 7,18 m, na který je palivo přiváděno přes násypku a plnicí stůl, který zajišťuje rovnoměrnost vrstvy dopravovaného odpadu. Spalovací komora má rozměry 8 x 4,2 x 15,3 m. Stěny spalovací komory jsou tvořeny membránovými stěnami, které jsou pokryty šamotovou vyzdívkou a navařenou vrstvou Inconelu z důvodu zabránění chlоровé koroze. Vzduch pro spalování je přiváděn do spodní části roštu (primární vzduch) a k přední a zadní stěně spalovací komory (sekundární vzduch), odkud je tryskami vstřikován nad rošt, kde podporuje dokončení oxidace spalin. Vstupní mříž je tvořena jednou řadou trubek o průměru 76,1 mm a rozteči 450 mm, slouží tak k přestupu spalin do II. tahu kotle.

Hlavními výhřevnými plochami II. tahu, který má rozměry 8 x 3,5 x 11,3 m, jsou dva přehříváky, které jsou konstrukčně řešeny jako sestava přehřívacích panelů. Přehřívák P1 se skládá z 20 panelů (rozteč mezi těmito panely je 365 mm), přičemž jeden panel je tvořen řadou 24 trubek o průměru 38 mm a rozteči mezi trubkami 64 mm. Tento přehřívák je konstruován jako protiproudý výměník a na trase voda-pára je řazen přímo za bubnem. Výstupní teplota páry z této plochy je 338 °C. Po této výhřevné ploše je zaveden vstřík napájecí vody z důvodu regulace přehřáté páry na teplotu 324 °C. Pára poté postupuje do přehříváku P2, který se skládá z 24 panelů (rozteč mezi panely je zde 300 mm) a je konstruován jako souproutý, kvůli menšímu tepelnému namáhání materiálu. Každý panel přehříváku P2 je tvořen 18 trubkami o průměru 38 mm a rozteči 64 mm. Na konci vystupuje přehřátá pára o teplotě 400 °C. Oba přehříváky jsou ve třetím tahu zavěšeny na trubkách, které jsou díky konstrukčnímu řešení součástí samotných přehřívacích ploch. Další výhřevnou plochou umístěnou v tomto tahu je středový panel výparníku, který rozděluje II. tah na dvě části a je složen z 50 trubek o průměru 38 mm, s roztečí 64 mm. Celý tah je obklopen membránovými stěnami a uvnitř tahu jsou rozmístěny průlezy sloužící ke kontrole, opravám a údržbě výhřevných ploch. Z důvodu nižších teplot spalin není II. tah pokryt vrstvou Inconelu.

Následně spaliny pokračují do III. tahu kotle, který je tvořen svazkem výparníku. Ten spojuje soustavu dvou bubnů a je tvořen řadou 20 trubek o průměru 76,1 mm a roztečí 150 mm. Těchto řad je za sebou umístěno 39 s roztečí 200 mm. Stěny jsou opět tvořeny membránou. Všechny membránové stěny v kotli jsou tvořeny soustavou hladkých trubek o průměru 57 mm s roztečí 100 mm. Rozměry III. tahu jsou 8 x 3,1 x 11,3 m.

Poslední výhřevnou plochou je ekonomizér. Jednotlivé trubkové svazky ekonomizéru jsou rozděleny do IV. a V. tahu kotle. IV. tah je tvořen pěti trubkovými svazky a V. tah zbylými čtyřmi. Oba tyto poslední tahy mají shodný průřez 7,8 x 1,974 m a jejich stěny jsou svařeny z plechu. Všechny trubkové svazky ekonomizéru jsou umístěny na nechlazených závěsech a každý ze svazků je tvořen 17 řadami trubek s roztečí 102 mm. Jedna řada je složena z 20 trubek o průměru 38 mm a mezi trubkami je rozteč 96 mm. Potřebná velikost plochy ekonomizéru vychází ze vstupní teploty a žádané výstupní teploty spalin, která je 180 °C.

Veškeré výhřevné plochy jsou tvořeny hladkými trubkami s uspořádáním za sebou. Je to výhodnější z hlediska menšího zanášení trubek, na druhou stranu to negativně působí na přestup tepla.

Poslední kapitolou práce je kontrola tepelné bilance kotle, kde musí vyjít odchylka tepelné bilance < 0,5 %. Odchylka činí 0,335 %. V tomto případě byla podmínka splněna.

Přehled rozměrů jednotlivých tahů kotle, výhřevných ploch a jejich trubkování je uveden v následujících tabulkách.

K návrhovému výpočtu bylo také nakresleno schéma kotle (viz příloha A).

Tab. 10-1 Rozměry jednotlivých tahů kotle

	I. tah	II. tah	III. tah	IV. tah	V. tah
Hloubka tahu [m]	8	8	8	7,8	7,8
Šířka tahu [m]	4,2	3,5	3,1	1,974	1,974
Výška tahu [m]	15,3	11,3	11,3	11,6	9,3

Tab. 10-2 Rozměry a trubkování jednotlivých výhřevných ploch

	d_{tr}	tl_{tr}	n_{tr}	s_{tr}	$n_{řad}$	$s_{řad}$	$š_{svazku}$	v_{svazku}	$n_{svazků}$
	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]
Vstupní mříž II. tahu	76,1	5,6	18	450	1	-	8000	3000	1
Přehřívák P1	38	6,3	24	64	20	365	1510	4700	1
Přehřívák P2	38	6,3	18	64	24	300	1126	4700	1
Panel výparníku	38	4	50	64	1	-	3174	6000	1
Svazek výparníku	76,1	4	20	150	39	200	1500	11300	1
Ekonomizér	38	4	20	96	17	102	1824	1632	9

kde d_{tr} – průměr trubky
 tl_{tr} – tloušťka trubky
 n_{tr} – počet trubek v řadě
 s_{tr} – rozteč trubek v řadě
 $n_{řad}$ – počet řad trubek

$s_{řad}$ – rozteč řad trubek
 $š_{svazku}$ – šířka svazku (plochy)
 v_{svazku} – výška svazku (plochy)
 $n_{svazků}$ – počet svazků (ploch)

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Seznam spaloven odpadů v ČR. *Český hydrometeorologický ústav* [online]. © 2016 [cit. 20.2.2016]. Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/files/portal/docs/uoco/oez/emise/spalovny/>
- [2] Směsný komunální odpad. *Vítejte na Zemi...* [online]. © 2013 [cit. 31.10.2015]. Dostupné z: http://vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=smesny_komunalni_odpad&site=odpady
- [3] Produkce, využití a odstranění odpadu a produkce druhotných surovin v roce 2014. *Český statistický úřad* [online]. 1.10.2015 [cit. 31.10.2015]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/documents/10180/34580409/280029-15.pdf/0e60fd02-8aaa-4558-9716-58b0da2febeb?version=1.0>
- [4] Integrovaná prevence a omezování znečištění: Referenční dokument o nejlepších dostupných technologiích spalování odpadu. *Sevilla: Evropská komise* [online]. 2005 [cit. 31.10.2015]. Dostupné z: [http://www.cenia.cz/web/www/web-pub2.nsf/\\$pid/CENMSFLZ7EX4/\\$FILE/Spalování%20odpadů.pdf](http://www.cenia.cz/web/www/web-pub2.nsf/$pid/CENMSFLZ7EX4/$FILE/Spalování%20odpadů.pdf)
- [5] Baláš, Marek, Martin LISÝ a Jiří MOSKALÍK. *Kotle – 2.část*. [online]. 2.4.2012 [cit. 31.10.2015]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/8438-kotle-2-cast>
- [6] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. 1.vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1999. 176 s. ISBN 80-01-02035-5.
- [7] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [8] HOLMGREN, M. Mathworks [online]. 2007. Free IAPWS IF 97: X Steam, Thermodynamic properties of water and steam use implemented as excel scripts. Dostupné z: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam--thermodynamic-properties-of-water-and-steam>

12 SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

α	[-]	součinitel přebytku vzduchu
α_1	$[W/m^2 \cdot K]$	součinitel přestupu tepla na straně spalin
α_2	$[W/m^2 \cdot K]$	součinitel přestupu tepla na straně páry
α_k	$[W/m^2 \cdot K]$	součinitel přestupu tepla konvekcí
α_s	$[W/m^2 \cdot K]$	součinitel přestupu tepla sáláním
Δ	[-]	odchylka tepelné bilance
Δi	$[kJ/kg]$	entalpický spád výhřevných ploch
Δp	$[MPa]$	tlaková ztráta výhřevných ploch
Δt	$[^\circ C]$	střední logaritmický spád
Δt_n	$[^\circ C]$	teplota nedohřevu
Δt_z	$[^\circ C]$	zvýšení teploty zanášeného povrchu stěn
ε	[-]	součinitel zanesení
η_k	[%]	tepelná účinnost kotle
θ_o	[-]	poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště
λ	$[W/m \cdot K]$	součinitel tepelné vodivosti
μ	$[g/m^3]$	koncentrace popílku ve spalinách
ν	$[m^2/s]$	součinitel kinematické vazkosti
ξ	[-]	součinitel zanášení stěn ohniště
σ_1	[-]	poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	poměrná podélná rozteč
τ	$[s]$	doba setrvání spalin na požadované teplotě
ϑ_a	$[^\circ C]$	teoretická teplota při adiabatickém spalování
ϑ_o	$[^\circ C]$	teplota spalin na výstupu z ohniště
φ	[-]	součinitel uchování tepla
χ_V	[-]	podíl vodní páry připadající na 1 m ³ suchého vzduchu
$\bar{\psi}$	[-]	střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn
ω_{O_2}	[%]	poměrný obsah kyslíku ve spalinách
a	[-]	stupeň černosti proudu spalin
a_o	[-]	stupeň černosti ohniště
a_{oh}	$[m]$	šířka ohniště
a_{pl}	[-]	stupeň černosti plamene
a_{pm}	$[m]$	šířka prostoru před mříží
a_r	$[m]$	šířka roštu
a_{st}	[-]	stupeň černosti povrchu stěn
b_{oh}	$[m]$	délka ohniště
b_{pm}	$[m]$	hloubka prostoru před mříží
b_r	$[m]$	délka roštu
c_i	$[kJ/kg \cdot K]$	měrné teplo tuhých zbytků

c_l	[-]	oprava na poměrnou délku
c_{pv}	[kJ/kg · K]	měrná tepelná kapacita paliva
c_s	[-]	oprava na uspořádání svazku
c_{su}	[kJ/kg · K]	měrná tepelná kapacita sušiny paliva
c_w	[kJ/kg · K]	měrná tepelná kapacita vody
c_z	[-]	oprava na počet podélných řad
d	[μm]	střední efektivní průměr částic popílku
d_e	[m]	ekvivalentní průměr
d_{in}	[m]	vnitřní průměr trubek
d_{tr}	[m]	vnější průměr trubek
h_{oh}	[m]	výška ohniště
h_{pm}	[m]	výška prostoru před mříží
h_{svazku}	[m]	hloubka svazku
i_{in}	[kJ/kg]	entalpie páry na vstupu do výhřevných ploch
i_i^t	[kJ/Nm ³]	měrná entalpie jednotlivých složek spalín
i_{nv}	[kJ/kg]	entalpie napájecí vody
i_{out}	[kJ/kg]	entalpie páry na výstupu z výhřevných ploch
i_{pp}	[kJ/kg]	entalpie přehřáté páry
i_{pv}	[kJ/kg]	fyzické teplo paliva
$i_{syt,par}$	[kJ/kg]	entalpie syté páry
i_{vz}	[kJ/kg]	entalpie vzduchu
k	[W/m ² · K]	součinitel prostupu tepla
k_k	[1/m · MPa]	součinitel zeslabení sálání popílkem
k_p	[-]	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_{sp}	[1/m · MPa]	součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů
l	[m]	délka trubky
n_h	[-]	počet hadů (vinutí)
n_{pan}	[-]	počet panelů (řad)
$n_{řad}$	[-]	počet řad trubek
$n_{svazků}$	[-]	počet svazků
n_{tr}	[-]	počet trubek
$n_{tr/pan}$	[-]	počet trubek v panelu (řadě)
$n_{tr/vrstva}$	[-]	počet trubek ve vrstvě
n_{vrstev}	[-]	počet vrstev
p''	[MPa]	parciální tlak vodní páry na mezi sytosti
p	[MPa]	tlak ve spalovací komoře
p_c	[MPa]	celkový tlak
$p_{p,in}$	[MPa]	tlak páry na vstupu do výhřevných ploch
p_{nv}	[MPa]	tlak napájecí vody
$p_{p,out}$	[MPa]	tlak páry na výstupu z výhřevných ploch

p_{pp}	[MPa]	tlak přehřáté páry
p_{sp}	[MPa]	celkový parciální tlak tříatomových plynů
p_{syt}	[MPa]	tlak syté páry
q_r	[MW/m ²]	průřezové tepelné zatížení roštu
q_v	[MW/m ²]	objemové tepelné zatížení roštu
r_{H_2O}	[-]	objemová část vodní páry
r_{sp}	[-]	objemová část tříatomových plynů
s	[m]	účinná tloušťka sálové vrstvy
s_1	[m]	příčná rozteč svazku
s_2	[m]	podélná rozteč svazku
s_{pan}	[m]	rozteč panelů (řad)
s_{tr}	[m]	rozteč trubek
s_{vrstev}	[m]	rozteč vrstev
\check{s}_m	[m]	šířka mříže
\check{s}_{pl}	[m]	šířka plochy
t_i	[°C]	teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků
$t_{p,in}$	[°C]	teplota páry na vstupu do výhřevných ploch
t_{nv}	[°C]	teplota napájecí vody
$t_{p,out}$	[°C]	teplota páry na výstupu z výhřevných ploch
t_{pp}	[°C]	teplota přehřáté páry
t_{pv}	[°C]	teplota paliva
$t_{sp,in}$	[°C]	teplota spalín na vstupu
$t_{sp,out}$	[°C]	teplota spalín na výstupu
$t_{stř}$	[°C]	střední teplota
t_{syt}	[°C]	teplota syté páry
tl_{tr}	[m]	tloušťka trubky
v_{pl}	[m]	výška plochy
$v_{p,in}$	[m ³ /kg]	měrný objem páry na vstupu do výhřevných ploch
$v_{p,out}$	[m ³ /kg]	měrný objem páry na výstupu z výhřevných ploch
$v_{stř}$	[m ³ /kg]	střední měrný objem páry ve výhřevných plochách
v_{svazku}	[m]	výška svazku
$v_{vstup,pl}$	[m]	výška vstupu do plochy
$v_{výstup,pl}$	[m]	výška výstupu z plochy
w_p	[m/s]	rychlost páry
w_{sp}	[m/s]	rychlost spalín
x	[-]	úhlový součinitel
x_o	[-]	poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene
z_2	[-]	počet podélných řad
A^r	[%]	obsah popeloviny v původním vzorku
B_o	[-]	Boltzmannovo číslo

C_i	[%]	procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků
F	[m^2]	světlý průřez kanálu
F_p	[m^2]	průtočný průřez páry
F_{sp}	[m^2]	průtočný průřez spalin
F_{st}	[m^2]	celkový povrch stěn ohniště
F_v	[m^2]	průtočný průřez vody
I_a	[kJ/kg]	teplo uvolněné ve spalovací komoře
$I_{EKO,out}$	[kJ/kg]	entalpie vody na výstupu z ekonomizéru
$I_S^{t_k, \alpha_k}$	[kJ/kg]	entalpie spalin při teplotě t_k a přebytku vzduchu α_k
$I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$	[kJ/kg]	entalpie spalin při teplotě t_{vz} a přebytku vzduchu α_k
I_{Smin}^t	[kJ/kg]	entalpie stechiometrických spalin $\alpha=1$
I_{Vmin}^t	[kJ/kg]	entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t
$I_S^{t, \alpha}$	[kJ/kg]	entalpie spalin o teplotě t , s přebytkem vzduchu α
$I_{sp,in}$	[kJ/kg]	entalpie spalin na vstupu
$I_{sp,out}$	[kJ/kg]	entalpie spalin na výstupu
I_o	[kJ/kg]	entalpie spalin na výstupu z ohniště
I_u	[kJ/kg]	užitečné teplo uvolněné v ohništi
K_1	[Nm^3/kg]	konstanta pro Rosinov-Freslingovy vzorce
K_2	[Nm^3/kg]	konstanta pro Rosinov-Freslingovy vzorce
K_3	[Nm^3/kg]	konstanta pro Rosinov-Freslingovy vzorce
K_4	[Nm^3/kg]	konstanta pro Rosinov-Freslingovy vzorce
M	[-]	součinitel charakterizující průběh teploty po výšce ohniště
M_{pal}	[kg/s]	palivo přivedené do kotle
M_{pp}	[kg/s]	parní výkon kotle
M_{pv}	[kg/s]	palivo skutečně spálené
M_v	[kg/s]	množství vstříkované vody v regulačním vstříku
O	[m]	obvod průřezu kanálu
O_{CO_2}	[m^3/kg]	objemové zastoupení CO_2 ve spalinách
O_{H_2O}	[m^3/kg]	objemové zastoupení H_2O ve spalinách
O_m	[m^3/s]	objem spalin protékající mříží
O_{N_2}	[m^3/kg]	objemové zastoupení N_2 ve spalinách
O_{O_2}	[m^3/kg]	objemové zastoupení O_2 ve spalinách
O_{SO_2}	[m^3/kg]	objemové zastoupení SO_2 ve spalinách
$\overline{O_{sp} \cdot c}$	[$kJ/kg \cdot K$]	střední celkové měrné teplo
O_{SV}	[Nm^3/kg]	objem spalin z 1 kg paliva při přebytku vzduchu α
O_{SVmin}	[Nm^3/kg]	minimální objem vlhkých spalin
O_{VSmin}	[Nm^3/kg]	minimální objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O_{VV}	[Nm^3/kg]	skutečný objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O_{VVmin}	[Nm^3/kg]	minimální objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
$O_{H_2O}^V$	[Nm^3/kg]	objem vodní páry ve vzduchu pro spálení 1 kg paliva

O_{VS}	$[Nm^3/kg]$	skutečný objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O_{VV}	$[Nm^3/kg]$	skutečný objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
Q	$[kW]$	tepelný výkon jednotlivých výhřevných ploch
Q_c	$[kW]$	celkové potřebné teplo
Q_{ci}	$[kJ/kg]$	výhřevnost hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků
Q_i^r	$[MJ/kg]$	výhřevnost paliva
$Q_{návrh}$	$[kW]$	navrhovaný tepelný výkon jednotlivých ploch
Q_{oh}	$[kW]$	množství tepla předaného v ohništi
Q_{ploch}	$[kW]$	tepelný výkon odebraný výhřevnými plochami
Q_p^p	$[MJ/kg]$	teplo přivedené do kotle
$Q_{sp,in}$	$[kW]$	teplo spalin na vstupu
$Q_{sp,od}$	$[kW]$	tepelný výkon odevzdaný spalinami
$Q_{sp,out}$	$[kW]$	teplo spalin na výstupu
Q_{sp1}	$[kW]$	výkon nesený spalinami na vstupu do ekonomizéru
Q_{sp2}	$[kW]$	výkon nesený spalinami na výstupu z ekonomizéru
Q_v	$[MW]$	výrobní teplo páry
R	$[m^2]$	plocha hořící vrstvy paliva na roštu
S	$[m^2]$	teplosměnná plocha jednotlivých výhřevných ploch
$S_{návrh}$	$[m^2]$	velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu
T	$[K]$	střední teplota proudu spalin
T_a	$[K]$	teoretická teplota při adiabatickém spalování
T_o	$[K]$	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
T_z	$[K]$	teplota zanášeného povrchu stěn
V_o	$[m^3]$	aktivní objem ohniště
V_{ob}	$[m^3]$	objem sálající vrstvy obrátové komory
V_{pm}	$[m^3]$	objem sálající vrstvy mříže
W^r	$[%]$	obsah vody v původním vzorku
X_i	$[%]$	procento popele v uvažovaném druhu tuhých zbytků
Z_c	$[%]$	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích
Z_{co}	$[%]$	ztráta hořlavinou ve spalinách
Z_{cs}	$[%]$	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích v ohništi
$Z_{cú}$	$[%]$	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích v úletu
Z_f	$[%]$	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_{fs}	$[%]$	ztráta fyzickým teplem ve škváře
$Z_{fú}$	$[%]$	ztráta fyzickým teplem v úletu
Z_k	$[%]$	ztráta citelným teplem spalin
Z_{sv}	$[%]$	ztráta sdílením tepla do okolí

13 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.2-1 Typy posuvných roštů používaných pro spalování odpadů	16
Obr. 2.2-1 I-t diagram spalin pro různé hodnoty přebytku vzduchu α	21
Obr. 4.1.1-1 Korozní diagram	27
Obr. 4.1.1-2 Řez I. tahem kotle	27
Obr. 4.1.2-1 Nákres rozvolněné.....	29
Obr. 5.2.2-1 Schéma energetické bilanční rovnice regulačního vstříku	36
Obr. 5.3-1 Pilový diagram.....	39
Obr. 6-1 Nákres II. tahu kotle.....	40
Obr. 6.2-1 Tepelné spády v oblasti vstupní mříže II. tahu.....	41
Obr. 6.3-1 Tepelné spády ve II.	45
Obr. 6.3.2-1 Nákres konstrukčního řešení panelu výparníku.....	50
Obr. 6.3.3-1 Nákres konstrukčního řešení přehříváku P2	54
Obr. 6.3.4-1 Nákres konstrukčního řešení přehříváku P1	59
Obr. 6.4-1 Tepelné spády v obratové komoře	65
Obr. 7-1 Nákres III. tahu kotle	70
Obr. 7.2-1 Tepelné spády ve III. tahu	71
Obr. 7.2.2-1 Nákres konstrukčního řešení svazku výparníku	75
Obr. 8-1 Nákres IV. a V. tahu kotle.....	80
Obr. 8.1-1 Konstrukční řešení ekonomizéru	81
Obr. 8.1-2 Rozměry ekonomizéru	81
Obr. 8.2-1 Tepelné spády ve IV. a V. tahu.....	81

14 SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1-1 Konstanty tuhých paliv pro Rosinovy-Freslingovy vzorce.....	17
Tab. 2.2-1 Měrná entalpie některých složek spalin i_i^t v závislosti na teplotě t	20
Tab. 2.2-2 I-t tabulka spalin	21
Tab. 4.1.2-1 Geometrické parametry mříže.....	29
Tab. 5.2.5-1 Parametry páry/vody v jednotlivých výhřevných plochách	38
Tab. 6.1-1 Parametry jednotlivých výhřevných ploch ve II. tahu kotle.....	41
Tab. 7.1-1 Parametry jednotlivých výhřevných ploch ve III. tahu kotle	70
Tab. 8.1-1 Parametry ekonomizéru ve IV. a V. tahu kotle.....	81
Tab. 10-1 Rozměry jednotlivých tahů kotle.....	89
Tab. 10-2 Rozměry a trubkování jednotlivých výhřevných ploch	89

15 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Schéma kotle