



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# NÁVRH ROŠTOVÉHO KOTLE NA SPALOVÁNÍ TŘÍDĚNÉHO ODPADU

DRAFT GRATE BOILER FOR COMBUSTION OF SORTED WASTE

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Paštěka

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2016

## Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Michal Paštěka**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Marek Baláš, Ph.D.**  
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 roštového kotle na spalování tříděného odpadu

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte roštový kotle s přirozenou cirkulací na spalování tříděného odpadu. parametry kotle jsou: výkon kotle 35 t/h, tlak přehřáté páry 4,2 MPa, teplota přehřáté páry 425 °C, teplota napájecí vody 125°C.

Složení paliva: výhřevnost = 18,6 MJ/kg, C<sub>daf</sub> = 59,61 %, N<sub>daf</sub> = 0,34 %, S<sub>daf</sub> = 1,25 %, A<sub>d</sub> = 11,11 %, H<sub>daf</sub> = 6,3 %, O<sub>daf</sub> = 32 %, W<sub>r</sub> = 10 %, C<sub>idaf</sub> = 0,5%

#### Cíle diplomové práce:

Návrh kotle dle zadání.

#### Seznam literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

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

VILIMEC, L.: Stavba kotlů I. Skripta VŠB-TU Ostrava. 2002. ISBN 80-248-0076-4.

VILIMEC, L.: Stavba kotlů II. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1716-3.

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**

Cílem diplomové práce je návrh roštového kotle na spalování tříděného odpadu. Jsou zadány výstupní parametry páry a prvkový rozbor paliva, na základě kterého jsou určeny stechiometrické výpočty. Dále je počítána tepelná bilance kotle, tepelné ztráty kotle a určena tepelná účinnost kotle. Ze zadaných parametrů byly navrženy základní rozměry a parametry teplosměnných ploch i samotného kotle.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kotel, tříděný odpad, tepelný výpočet

## **ABSTRACT**

The aim of the master's thesis is design of grate boiler for combustion refuse derived fuel. There are specified the steam parameters and the fuel-element analysis, based on this analysis are determined stoichiometric calculation. Furthermore is calculated heat balance of the boiler, heat losses and thermal efficiency of the boiler. From the parameters are design main dimensions and parameters heat-transfer surfaces and the boiler.

## **KEYWORDS**

Boiler, refuse derived fuel, heat calculation

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PAŠTĚKA, M. *Návrh roštového kotle na spalování tříděného odpadu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 118 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Marka Baláše Ph.D. a Ing. Pavla Křemínského a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....  
Bc. Michal Paštěka

## **PODĚKOVÁNÍ**

Za podporu a pomoc při vypracovávání diplomové práce chci poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Markovi Balášovi Ph.D. a panu Ing. Pavlu Křemínskému za odborné rady při konzultacích a své rodině za podporu při studiích.

**OBSAH**

<b>1. ÚVOD .....</b>	<b>11</b>
<b>2. KOMUNÁLNÍ ODPAD .....</b>	<b>12</b>
2.1 Spalování odpadu .....	13
<b>3. PŘEPOČET PALIVA.....</b>	<b>14</b>
<b>4. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY .....</b>	<b>15</b>
4.1 Minimální objemy vzduchu a spalin.....	15
4.2 Entalpie vzduchu a spalin .....	17
<b>5. TEPELNÁ BILANCE KOTLE .....</b>	<b>19</b>
5.1 Teplo přivedené do kotle.....	19
5.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	19
5.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem.....	20
5.2.2 Ztráta chemickým nedopalem.....	20
5.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků .....	20
5.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí .....	21
5.2.5 Komínová ztráta.....	22
5.2.6 Tepelná účinnost kotle .....	22
5.3 množství přivedeného paliva .....	22
<b>6. NÁVRH SPALOVACÍ KOMORY KOTLE .....</b>	<b>23</b>
6.1 Určení konstrukčních rozměrů I. tahu kotle .....	23
6.1.1 Výpočet střední a adiabatické teploty .....	24
6.2 Tepelný výpočet ohniště .....	25
6.2.1 Součinitel M.....	26
6.2.2 Boltzmannovo číslo .....	26
6.2.3 Stupeň černosti ohniště .....	28
6.2.4 Kontrola chlоровá koroze .....	30
<b>7. NÁVRH MŘÍŽE .....</b>	<b>32</b>
7.1 Tepelný výpočet mříže.....	33
7.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	33
7.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním .....	34



7.1.3	Součinitel prostupu tepla.....	35
7.1.4	Teplo odebrané mříži .....	35
7.1.5	Teplotní spád v oblasti mříže.....	37
<b>8.</b>	<b>VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH .....</b>	<b>38</b>
8.1	Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách.....	38
8.2	Tepelný výkon kotle dle jednotlivých ploch.....	38
8.2.1	Přehřívák P3 .....	38
8.2.2	Přehřívák P2 .....	39
8.2.3	Přehřívák P1 .....	40
8.2.4	Závěsné trubky .....	41
8.2.5	Výparník.....	41
8.2.6	Ekonomizér .....	42
8.3	Celkové potřebné teplo .....	42
<b>9.</b>	<b>NÁVRH II. TAHU.....</b>	<b>43</b>
9.1	Určení základních rozměrů II. tahu .....	43
9.2	Tepelný výpočet II. tahu .....	44
9.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	44
9.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním .....	45
9.2.3	Celkový součinitel přestupu tepla.....	46
9.2.4	Součinitel prostupu tepla.....	46
9.2.5	Určení skutečné teploty na výstupu z II. tahu.....	47
9.2.6	Teplotní spád v II. tahu .....	48
<b>10.</b>	<b>VÝPOČET III. TAHU .....</b>	<b>49</b>
10.1	Vratná komora.....	49
10.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	50
10.1.2	Součinitel přestupu tepla sáláním .....	50
10.1.3	Celkový součinitel přestupu tepla.....	52
10.1.4	Součinitel prostupu tepla.....	52
10.1.5	Určení skutečné teploty na výstupu z vratné komory.....	52
10.1.6	Teplotní spád ve vratné komoře.....	53
10.2	Oblast 1 .....	54

10.2.1 Membránová stěna .....	54
10.2.2 Přehřívák P3 .....	57
10.2.3 Závěsné trubky .....	62
10.2.4 Kontrola spalin na výstupu z oblasti 1 .....	65
10.2.5 Teplotní spád v oblasti 1 .....	66
10.3 Oblast 2 .....	67
10.3.1 Membránová stěna .....	67
10.3.2 Přehřívák P2 .....	70
10.3.3 Závěsné trubky .....	75
10.3.4 Kontrola spalin na výstupu z oblasti 2 .....	78
10.3.5 Teplotní spád v oblasti 2 .....	79
10.4 Oblast 3 .....	80
10.4.1 Membránová stěna .....	80
10.4.2 Přehřívák P1b .....	83
10.4.3 Závěsné trubky .....	88
10.4.4 Kontrola spalin na výstupu z oblasti 3 .....	91
10.4.5 Teplotní spád v oblasti 3 .....	92
10.5 Kontrola chlórové koroze v oblasti přehříváků páry .....	93
<b>11. NÁVRH IV. A V. TAHU .....</b>	<b>95</b>
11.1 Přehřívák P1a .....	95
11.1.1 Kontrola spalin na výstupu z oblasti P1a .....	100
11.1.2 Teplotní spád v oblasti P1a .....	101
11.2 Ohřívák vody .....	102
11.2.1 Kontrola teploty spalin na výstupu z ohříváku vody .....	106
11.2.2 Teplotní spád v oblasti ohříváku vody .....	106
<b>12. TEPelná BILANCE KOTLE .....</b>	<b>107</b>
12.1 Pilový diagram .....	107
<b>13. ZÁVĚR .....</b>	<b>109</b>
<b>14. POUŽITÉ ZDROJE .....</b>	<b>112</b>
<b>15. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>113</b>
<b>16. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK .....</b>	<b>117</b>

## 1. ÚVOD

Cílem této diplomové práce je návrh a tepelný výpočet roštového kotle na spalování tříděného odpadu o parním výkonu 35 t/h a parametrech páry na výstupu z kotle. Teplota přehřáté páry je stanovena na 425 °C a tlak páry je 4,2 MPa. Dále bylo zadáno prvkové složení paliva.

Kotel je navržen jako 5 tahový, kde první tři tahy kotle jsou tvořeny membránovými stěnami a poslední dva tahy jsou svařeny pouze z plechu.

V první části diplomové práce určím z prvkového rozboru paliva stechiometrické výpočty, dále spočítám ztráty kotle, tepelnou bilanci kotle, tepelnou účinnost a následně množství skutečně spáleného paliva.

V druhé části práce výpočet určím základní rozměry spalovací komory a poté provedu tepelný výpočet spalovací komory, ze kterého určím skutečnou teplotu na jejím konci. Následně zpracuji výpočet spalinové mříže, který se bude skládat jak z výpočtu základních rozměrů, tak i z tepelného výpočtu, kdy určím množství tepla odebraného touto mříží.

Následně navrhnu druhý tah kotle, který bude z důvodu vyššího obsahu popílku ve spalínách i kvůli vysoké teplotě těchto spalín prázdný. Tím zajistím snížení nalepování těchto částic na teplosměnné plochy.

Další částí mé práce bude návrh jednotlivých teplosměnných ploch, konkrétně přehříváků páry. Tento návrh bude zahrnovat jak určení počtu trubkových svazků, tak i výpočet jednotlivých přestupů tepla a také určení tepelného výkonu jednotlivých přehříváků.

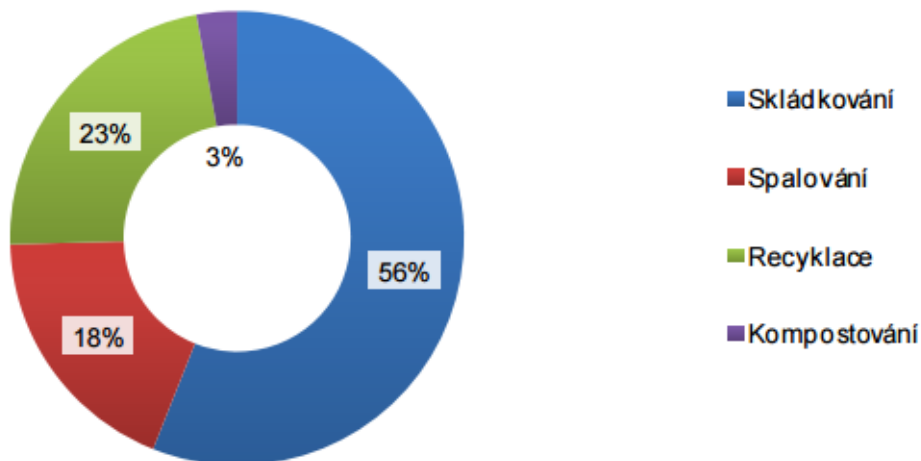
V poslední části práce se budu zabývat návrhem ohříváku napájecí vody. U ohříváků nejprve navrhnu celkový počet trubkový svazků a následně provedu tepelný výpočet a určím jeho tepelný výkon.

Poslední částí výpočtu bude kontrola tepelné bilance kotle, kde ověřím správnost celého výpočtu.

Celý výpočet je prováděn dle doporučené literatury a na základě odborných radách konzultanta.

## 2. KOMUNÁLNÍ ODPAD

V roce 2014 bylo v České republice vyprodukováno 23,8 mil. tun odpadu z toho 3,3 mil. tun odpadu komunálního. Na následujícím obrázku je zobrazen graf, na kterém jsou zobrazeny způsoby nakládání s komunálními odpady v České republice za rok 2014 [1].



*Obr. 1: Způsoby nakládání s komunálními odpady v roce 2014*

Česká republika patří mezi státy kde má nadpoloviční zastoupení skládání komunálního odpadu z důvodu finanční nenáročnosti v porovnání s ostatními způsoby likvidace odpadů. Spalováním bylo odstraněno 18 % odpadů, což činí přibližně šest set tisíc tun odpadů a v dnešní době se tento způsob jeví jako dobré řešení při snižování skládání. V České republice jsou čtyři spalovny odpadu a to v Praze, Liberci, Brně, čtvrtá spalovna v Chotíkově je v současné době ve zkušebním provozu. Na našem území se dále nachází přibližně 20 dalších zařízení, které využívají odpad k získávání tepla [1],[2].

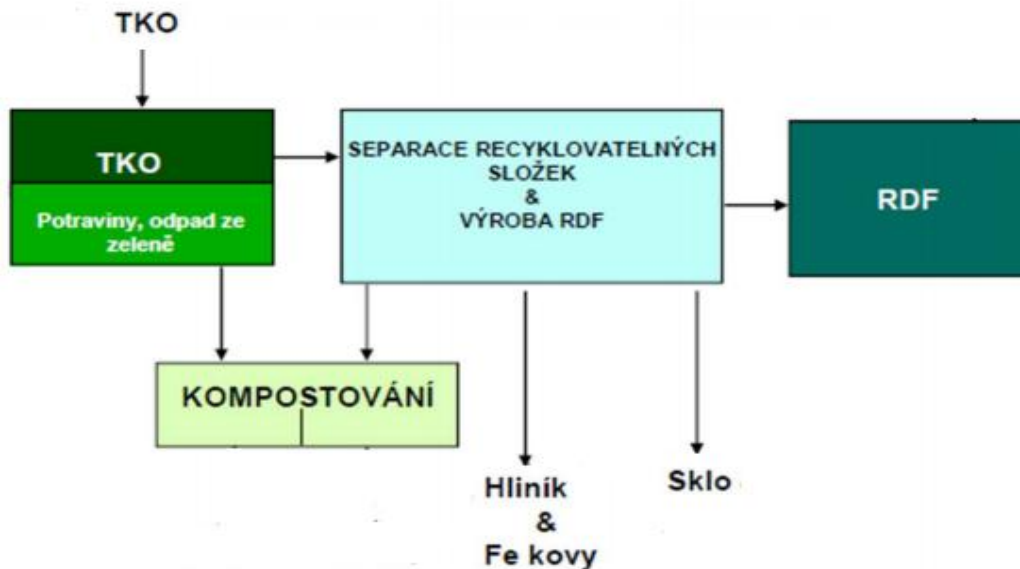
V následující tabulce jsou uvedeny výhřevnosti jednotlivých složek komunálního odpadu. Tyto výhřevnosti jsou značně rozdílné, což je velkou nevýhodou spalování tříděného odpadu z hlediska velké kolísavosti celkové výhřevnosti.

Druh odpadu	Výhřevnost [MJ/kg]
Papír	15,7
Plasty	32,7
Polyetylen	43,4
Polystyren	38,0
PVC	22,5
Textil	18,3
Potraviny	3,2
Smetky	6,0
Dřevo a štěpka	12,4
Sklo	0,2

*Tab. 1: Výhřevnost jednotlivých složek komunálního odpadu[2]*

## 2.1 SPALOVÁNÍ ODPADU

Spalování komunálního odpadu je z hlediska jeho různorodého složení nevýhodné, proto dochází k úpravám tohoto odpadu na tzv. RDF (refuse derived fuel). RDF může být vyprodukováno pomocí různých operací a to zejména tříděním, drcením, odstraněním nespalitelných kusů, odstranění hliníkových a kovových kusů atd. Zjednodušené schéma získávání RDF je zobrazeno na následujícím obrázku [3].



*Obr. 2: Schéma úpravy odpadu[4]*

RDF se vyznačuje lepší výhřevností, je homogenní a obsahuje menší množství nevhodných příměsí, které snižují energetické využití odpadu (snížení emisí, zvýšení účinnosti kotle), než odpad netříděný. Vysoká homogenita paliva nám zaručuje, že vlastnosti paliva se pohybují v předem dohodnutém rozmezí [3].

### 3. PŘEPOČET PALIVA

Zadané parametry:

Parametry kotle			
výkon	tlak přehřáté páry	teplota přehřáté páry	teplota napájecí vody
t/h	MPa	°C	°C
35	4,2	425	125

Tab. 2: Parametry kotle

Složení paliva		
Výhřevnost	obsah popele v bezvodném stavu	Obsah vody v původním stavu
$Q_i^r$	$A^d$	$W^r$
MJ/kg	%	%
18,6	11,11	10

Tab. 3: Složení paliva

Prvkové složení hořlaviny					
$C^{daf}$	$N^{daf}$	$S^{daf}$	$H^{daf}$	$O^{daf}$	$Cl^{daf}$
%	%	%	%	%	%
59,61	0,34	1,25	6,3	32	0,5

Tab. 4: Prvkové složení hořlaviny

Přepočtení paliva se využívá k získání vhodného vyjádření složení a energetického obsahu pro další výpočet. V mém případě jsou hodnoty uvedeny pro stav bez vody a popele (jen hořlavina – označení *daf*). Z hlediska spalování je důležitější původní stav paliva (real – označení *r*), jelikož odpovídá stavu paliva před přípravou pro jeho spalování [5].

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0,1111 \cdot (1 - 0,10) = 0,0999 = 9,99\% \quad (3.1)$$

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,5961 \cdot (1 - 0,0999 - 0,10) = 0,4769 = 47,69\% \quad (3.2)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0034 \cdot (1 - 0,0999 - 0,10) = 0,003060 = 0,31\% \quad (3.3)$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0125 \cdot (1 - 0,0999 - 0,10) = 0,0113 = 1,13\% \quad (3.4)$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,063 \cdot (1 - 0,0999 - 0,10) = 0,0567 = 5,67\% \quad (3.5)$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,32 \cdot (1 - 0,0999 - 0,10) = 0,288 = 28,8\% \quad (3.6)$$

$$Cl^r = Cl^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,005 \cdot (1 - 0,0999 - 0,10) = 0,0045 = 0,45\% \quad (3.7)$$

## 4. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Při stechiometrických výpočtech vycházíme ze složení paliva v hmotnostních podílech pro původní stav. Tyto vypočítané objemy médií označujeme jako minimální a ve většině případů je jejich jednotkou  $Nm^3$  (normální metr krychlový) na 1 kg spáleného paliva pro suchý a vlhký stav a je vztažena pro  $T_n = 273,15 \text{ K}$ ,  $p_n = 101,325 \text{ kPa}$  [6].

### 4.1 MINIMÁLNÍ OBJEMY VZDUCHU A SPALIN

**Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{O_2, \min} = 22,39 \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (4.1)$$

$$O_{O_2, \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,4769}{12,01} + \frac{0,0567}{4,032} + \frac{0,0113}{32,06} - \frac{0,288}{32} \right) = 1,010256 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

**Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{vS, \min} = \frac{O_{O_2, \min}}{0,21} = \frac{1,010256}{0,21} = 4,810744 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.2)$$

Podíl vodní páry připadající na 1  $Nm^3$  suchého vzduchu je obvykle vyjádřen součinitelem  $\kappa_v$  [/], ten se dá jednoduše určit dle následujícího vztahu:

$$\kappa_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} \quad (4.3)$$

relativní vlhkost vzduchu volím  $\varphi = 70 \%$ , teplotu vzduchu  $t_v = 20^\circ \text{C}$ . Pro tuto teplotu poté určíme hodnotu parciálního tlaku vodní páry na mezi sytosti  $p'' = 0,0023368 \text{ MPa}$ . Celkový tlak je běžně roven  $p_c = 0,1 \text{ MPa}$ . Po dosazení získáme

$$\kappa_v = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0023368}{0,1 - \frac{70}{100} \cdot 0,0023368} = 1,016$$

**Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{vV, \min} = \kappa_v \cdot O_{vS, \min} = 1,016 \cdot 4,810744 = 4,887716 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.4)$$

**Objem vodní páry v objemu vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{H_2O}^v = O_{vV, \min} - O_{vS, \min} = 4,887716 - 4,810744 = 0,076972 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.5)$$

### Skutečný objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

V běžné praxi se spaluje s větším množstvím vzduchu (s přebytkem), než jsem určil dle vztahu (4.4). Tuto hodnotu lze považovat za teoretickou, ovšem můžeme ji využít k relativnímu vyjádření skutečného objemu spalovacího vzduchu díky součiniteli přebytku vzduchu  $\alpha$  []. Dle vlhkosti paliva můžeme  $\alpha$  zvolit v rozmezí 1,25 až 1,3. Dle doporučení konzultanta práce volím součinitel  $\alpha = 1,3$ .

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV\min} = 1,3 \cdot 4,887716 = 6,354031 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.6)$$

### Objemy jednotlivých složek ve spalinách

Objem oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS\min} \quad (4.7)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4769 + 0,0003 \cdot 4,810744 = 0,88533 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

Objem oxidu siřičitého:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0113 = 0,007681 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.8)$$

Objem dusíku:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS\min} \quad (4.9)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,003060 + 0,7805 \cdot 4,810744 = 3,757233 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

Objem argonu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS\min} = 0,0092 \cdot 4,810744 = 0,044259 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.10)$$

### Minimální objem suchých spalin

Minimální objem suchých spalin dostaneme dokonalým spálením 1 kg paliva s minimálním množstvím vzduchu  $O_{VV\min}$  (při  $\alpha=1$ ), to znamená bez přebytku vzduchu. Tento objem je pak dán součtem plynných složek, které vzniknou během spalování, nebo se do spalin dostávají ze spalovacího vzduchu a neuvažujeme zde žádnou vlhkost [5].

$$O_{SS\min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (4.11)$$

$$O_{SS\min} = 0,88533 + 0,007681 + 3,757233 + 0,044259 = 4,694503 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

### Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O}^s = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^v \quad (4.12)$$

$$O_{H_2O}^s = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0567 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,1 + 0,076972 = 0,708222 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$



### Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SV\min} = O_{SS\min} + O_{H_2O}^S = 4,694503 + 0,708222 = 5,402725 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (4.13)$$

### Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha$

$$O_{SV} = O_{SV\min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\min} \quad (4.14)$$

$$O_{SV} = 5,402725 + (1,3 - 1) \cdot 4,887716 = 6,86904 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

## 4.2 ENTALPIE VZDUCHU A SPALIN

Entalpie vzduchu a spalin se využívá k vyjádření tepla, které je spalinám odebíráno. K výpočtům budeme potřebovat hodnoty měrných entalpií jednotlivých složek spalin a suchého vzduchu, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Teplota [°C]	Měrná entalpie jednotlivých složek spalin $i^t$ [kJ/Nm <sup>3</sup> ]					
	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	suchý vzduch
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756
1300	1976	3063	1853	1207	2344	1916
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909

Tab. 5: Měrná entalpie jednotlivých složek spalin[5]

### Entalpie stechiometrických spalin

Entalpie stechiometrických spalin je bez přebytku vzduchu, což znamená, že součinitel přebytku vzduchu  $\alpha = 1$ .

$$I_{S_{\min}}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t \quad (4.15)$$

### Entalpie minimálního množství vzduchu

$$I_{V_{\min}}^t = O_{VS_{\min}} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^t \cdot i_{H_2O}^t \quad (4.16)$$

### Entalpie spalin vzniklých po spálení 1 kg daného paliva s přebytkem vzduchu $\alpha$

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S_{\min}}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V_{\min}}^t \quad (4.17)$$

Teplota [°C]	$I_{S_{\min}}^t$ [kJ/kg]	$I_{V_{\min}}^t$ [kJ/kg]	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$
			1	1,2	1,3	1,4	1,5
t	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ/kg]						
25	188,15	159,70	188,15	220,09	236,06	252,03	268,00
100	749,31	648,05	749,31	878,92	943,72	1008,53	1073,34
200	1519,91	1304,06	1519,91	1780,72	1911,13	2041,54	2171,94
300	2312,71	1971,95	2312,71	2707,10	2904,29	3101,49	3298,68
400	3128,45	2654,16	3128,45	3659,28	3924,70	4190,11	4455,53
500	3966,61	3352,18	3966,61	4637,05	4972,27	5307,49	5642,71
600	4827,29	4065,56	4827,29	5640,40	6046,96	6453,51	6860,07
700	5708,00	4793,83	5708,00	6666,76	7146,14	7625,53	8104,91
800	6608,29	5534,09	6608,29	7715,11	8268,52	8821,93	9375,33
900	7524,33	6289,64	7524,33	8782,26	9411,22	10040,18	10669,15
1000	8459,43	7055,28	8459,43	9870,49	10576,01	11281,54	11987,07
1100	9405,22	7830,93	9405,22	10971,40	11754,50	12537,59	13320,68
1200	10365,02	8611,77	10365,02	12087,37	12948,55	13809,73	14670,91
1300	10448,53	9397,81	10448,53	12328,09	13267,87	14207,65	15147,43
1400	12311,17	10188,89	12311,17	14348,95	15367,83	16386,72	17405,61
1500	13296,73	10989,97	13296,73	15494,72	16593,72	17692,71	18791,71
1600	14297,62	11791,29	14297,62	16655,88	17835,01	19014,14	20193,26
1800	16301,23	13409,12	16301,23	18983,05	20323,96	21664,88	23005,79
2000	18328,11	15047,05	18328,11	21337,52	22842,22	24346,93	25851,63
2500	23472,21	19200,22	23472,21	27312,25	29232,27	31152,30	33072,32

Tab. 6: Měrné entalpie spalin závislé na teplotě[5]

## 5. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Tepelná bilance slouží k určení účinnosti kotle a skutečné spotřeby paliva, při požadovaného tepelného výkonu.

### 5.1 TEPLO PŘIVEDENÉ DO KOTLE

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \quad (5.1)$$

kde  $Q_i^r [kJ / kg]$  je výhřevnost a  $i_p [kJ / kg]$  fyzické teplo paliva.

Fyzické teplo paliva se uvažuje v případě, že je palivo předeříváno mimo kotel a v případě sušení paliva v otevřeném mlecím okruhu. V jiných případech uvažujeme fyzické teplo paliva pouze při splnění následující podmínky:[5]

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{15000 \cdot 4,19} \quad (5.2)$$

$$0,1 \geq \frac{18600}{15000 \cdot 4,19}$$

$$0,1 \geq 0,2959$$

Podmínka není splněna, proto fyzické teplo paliva neuvažujeme a teplo přivedené do kotle je tedy rovno výhřevnosti paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r = 18,6 \text{ MJ} / \text{kg} \quad (5.3)$$

### 5.2 ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST

Ztráty kotle nám přímo ovlivňují tepelnou účinnost kotle. Uvažujeme pět typů ztrát, jejich určením se zabýváme v následující kapitole. Kotel je rozdělen do částí uvedených v následující tabulce, pro tyto části kotle budou počítány jednotlivé ztráty. Hodnoty uvedené v této tabulce jsou zvoleny na základě odborné konzultace.

	$X_i$ [%]	$C_i$ [%]	$c_i$ [kJ/kg K]	$t_i$ [°C]
<b>Rošt</b>	60	3	0,9039	400
<b>Výsypka</b>	20	25	0,823	140
<b>Úlet</b>	20	25	0,823	140

*Tab. 7: Bilance popela v daných částech kotle*

$X_i$  – procentuální vyjádření popela v dané části kotle

$C_i$  – procentuální vyjádření hořlaviny v dané části kotle

$c_i$  – měrné teplo popela při teplotě  $t_i$

### 5.2.1 ZTRÁTA MECHANICKÝM NEDOPALEM

Ztráta mechanickým nedopalem je definována jako nespálená hořlavina uniklá v tuhém zbytku.

$$Z_{MNi} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C \quad (5.4)$$

$Q_C$  je průměrná hodnota výhřevnosti v tuhých zbytcích, její hodnota je rovna  $Q_C = 32600 \text{ kJ / kg}$  [6][5].

Po dosazení hodnot získáme ztrátu mechanickým nedopalem pro dané části kotle. Výsledky jsou uvedeny v následující tabulce.

	$Z_{MNi} [\%]$
<b>Rošt</b>	0,325
<b>Výsypka</b>	1,167
<b>Úlet</b>	1,167

*Tab. 8: Ztráta mechanickým nedopalem v jednotlivých částech kotle*

Celková ztráta mechanickým nedopalem je poté součet jednotlivých částí kotle:

$$Z_{MN} = Z_{MNrošt} + Z_{MNvýsypka} + Z_{MNúlet} \quad (5.5)$$

$$Z_{MN} = 0,325 + 1,167 + 1,167 = 2,659 \%$$

### 5.2.2 ZTRÁTA CHEMICKÝM NEDOPALEM

Ztráta chemickým nedopalem vyjadřuje teplo ztracené v důsledku nespálených plynů ve spalínách. Jsou to především prvky CO a uhlovodíky [6].

Dle doporučení konzultanta volím tuto ztrátu:  $Z_{CN} = 0,05 \%$

### 5.2.3 ZTRÁTA FYZICKÝM TEPEM TUHÝCH ZBYTKŮ

Tato ztráta je způsobena nedostatečným vychlazením tuhých zbytků, které odcházejí z kotle. Její určení je podobné jako určení ztráty mechanickým nedopalem, kdy uvažujeme tuto ztrátu v daných částech kotle [6].

$$Z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^r} \cdot c_i \cdot t_i \quad (5.6)$$

	$Z_{fi} [\%]$
<b>Rošt</b>	0,12
<b>Výsypka</b>	0,017
<b>Úlet</b>	0,017

*Tab. 9: Ztráta fyzickým teplem v jednotlivých částech kotle*

$$Z_f = Z_{f\text{ rošt}} + Z_{f\text{ výsypka}} + Z_{f\text{ úlet}} \quad (5.7)$$

$$Z_f = 0,12 + 0,017 + 0,017 = 0,153 \%$$

#### 5.2.4 ZTRÁTA SDÍLENÍM TEPLA DO OKOLÍ

Tato ztráta nám představuje teplo vystupující do okolí přes plášť kotle. Při určování této ztráty můžeme využít její závislosti na tepelném výkonu kotle  $Q_v$  a ztrátovém teple  $Q_{RC}$ .

##### Tepelný výkon kotle

Tepelný výkon je množství tepla, které předáme vodě jakožto teponosné látce za jednotku času. Vypočítá se jako:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (5.8)$$

$$Q_v = 9,722 \cdot (3270 - 525,1)$$

$$Q_v = 26685,56 \text{ kW}$$

Kde:  $M_{pp}$  – je výkon kotle [kg/s]

$i_{pp}$  – je entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle [kJ/kg K]

$i_{nv}$  – je entalpie napájecí vody vstupující do kotle [kJ/kg K]

##### Ztrátové teplo kotle

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot \left( \frac{Q_v}{1000} \right)^{0,7} \quad (5.9)$$

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot \left( \frac{26685,56}{1000} \right)^{0,7}$$

$$Q_{RC} = 0,314 \text{ MW}$$

Ztráta sdílením tepla do okolí je poté rovna:

$$Z_{SO} = \frac{Q_{RC}}{Q_v} \quad (5.10)$$

$$Z_{SO} = \frac{0,314}{26,68556}$$

$$Z_{SO} = 0,01176 = 1,176 \%$$

### 5.2.5 KOMÍNOVÁ ZTRÁTA

Komínová ztráta je určena jako teplo, které nám odchází z kotle ve spalinách. Patří mezi nejvýznamnější ztráty a nejzřejměji nám ovlivňuje výslednou účinnost kotle. Není jednoduché ji určit a žádným výpočtem nezískáme její přesnou hodnotu. Pro výpočet uvažujeme entalpii spalin na výstupu z kotle (pro teplotu 140°C) a entalpii vzduchu (pro teplotu 20°C). Tyto entalpie jsou pomocí interpolace určeny z tab. 6 pro hodnotu přebytku vzduchu  $\alpha = 1,3$ . [6]

$$Z_k = (1 - Z_{MN}) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^p} \quad (5.11)$$

$$Z_k = (1 - 0,02659) \cdot \frac{1330,68 - 127,76}{18600}$$

$$Z_k = 0,06295 = 6,295 \%$$

### 5.2.6 TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE

Tepelnou účinnost kotle určíme pomocí výše vypočtených ztrát

$$\eta_k = 100 - (Z_{MN} + Z_{CN} + Z_f + Z_{SO} + Z_k) \quad (5.12)$$

$$\eta_k = 100 - (2,659 + 0,05 + 0,153 + 1,176 + 6,295)$$

$$\eta_k = 89,666 \%$$

## 5.3 MNOŽSTVÍ PŘIVEDENÉHO PALIVA

Skutečné množství paliva určíme jako

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (5.13)$$

$$M_{pal} = \frac{26685,56}{18600 \cdot \frac{89,666}{100}}$$

$$M_{pal} = 1,60 \text{ kg / s}$$

Výpočtové množství reálně spáleného paliva určíme jako

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot \left(1 - \frac{Z_{MN}}{100}\right) \quad (5.14)$$

$$M_{pv} = 1,60 \cdot \left(1 - \frac{2,659}{100}\right)$$

$$M_{pv} = 1,56 \text{ kg / s}$$

## 6. NÁVRH SPALOVACÍ KOMORY KOTLE

### 6.1 URČENÍ KONSTRUKČNÍCH ROZMĚRŮ I. TAHU KOTLE

Spalovací komora je prvním tahem kotle a jak již název napovídá, je to místo, kde dochází ke spalování přiváděného paliva, v mém případě tříděného odpadu. Rozměry roštu jsou stejné jako rozměry spalovací komory.

Účinnost spalování je ve většině případů určována plošným tepelným zatížením roštu. Na základě konzultace volím plošné tepelné zatížení roštu  $q_s = 1800 \text{ kW} / \text{m}^2$ .

$$q_s = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{S_{ro}} \quad (6.1)$$

Z rovnice (6.1) můžeme tedy jednoduše určit plochu roštu.

**Plocha roštu:**

$$S_{ro} = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{q_s} \quad (6.2)$$

$$S_{ro} = \frac{1,56 \cdot 18600}{1800} = 16,12 \text{ m}^2$$

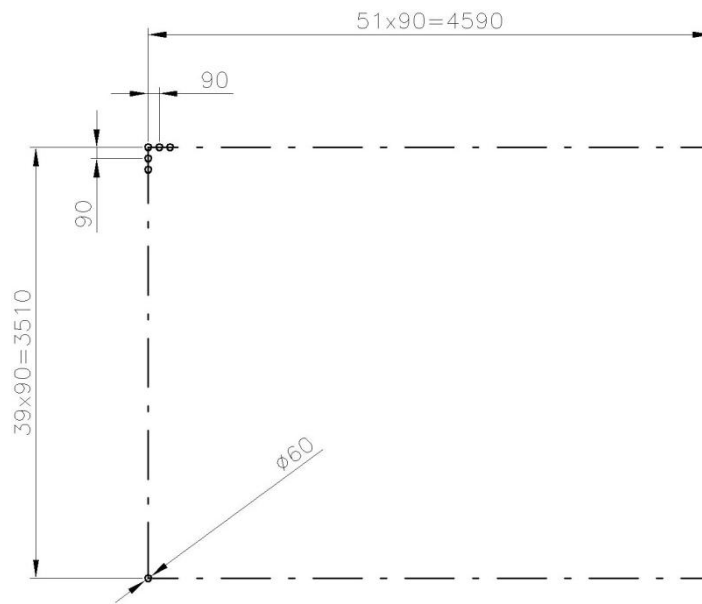
**Šířku roštu volím:**  $\check{s}_{ro} = 3,51 \text{ m}$

**Délku roštu tedy určím jako:**

$$l_{ro} = \frac{S_{ro}}{\check{s}_{ro}} = \frac{16,12}{3,51} = 4,59 \text{ m} \quad (6.3)$$

Dále je potřeba zvolit teplotu na konci spalovací komory a její výšku. Po konzultaci volím  $t_{ok} = 830 \text{ }^\circ\text{C}$  a výšku spalovací komory  $h = 12 \text{ m}$ .

## Rozměr spalovací komory



*Obr. 3: Rozměry spalovací komory*

### 6.1.1 VÝPOČET STŘEDNÍ A ADIABATICKÉ TEPLoty

Pro určení střední teploty v ohništi je zapotřebí nejprve určit adiabatickou teplotu při spalování.

$$t_{stř} = \frac{t_{ad} + t_{ok}}{2} \quad (6.4)$$

$$t_{stř} = \frac{1671,85 + 830}{2} = 1250,93^{\circ}\text{C}$$

#### Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Adiabatickou teplotu určím pomocí užitečného tepla uvolněného v ohništi

$$I_u = Q_p \cdot \frac{100 - z_{mn} - z_{cn} - z_f}{100 - z_{mn}} + Q_{vz} \quad (6.5)$$

V rovnici (6.5) je jedinou neznámou  $Q_{vz}$ , což je teplo přivedené do kotle spolu se vzduchem. To určím dle následujícího vztahu.

#### Teplo přivedené do kotle se vzduchem

$$Q_{vz} = O_{vV \min} \cdot \alpha \cdot t_{vz20^{\circ}\text{C}} \cdot c_{vz20^{\circ}\text{C}}^V \quad (6.6)$$

$$Q_{vz} = 4,88772 \cdot 1,3 \cdot 20 \cdot 1,322 = 168,001 \text{ kJ / kg}$$

K určení toho tepla je potřeba zvolit teplotu přiváděného vzduchu, tuto teplotu volím po konzultaci  $t_{vz} = 20^{\circ}\text{C}$ . Tab. 10 nám slouží k určení měrného tepla vlhkého vzduchu pro tuto teplotu. Interpolací získáme hodnotu  $c_{vz}^V = 1,322 \text{ kJ / m}^3\text{K}$ .



Teplota	$c_{SV}$	$c_{H_2O}$	$c_{VZ}^V$
[°C]	[kJ/m <sup>3</sup> K]	[kJ/m <sup>3</sup> K]	[kJ/m <sup>3</sup> K]
<b>0</b>	1,297	1,493	1,321
<b>100</b>	1,300	1,506	1,324
<b>200</b>	1,307	1,523	1,331
<b>300</b>	1,317	1,543	1,342
<b>400</b>	1,329	1,565	1,354
<b>500</b>	1,343	1,589	1,368

Tab. 10: Měrná tepla jednotlivých složek vzduchu

Jakmile určím teplo přivedené do kotle se vzduchem, vypočítám užitečné teplo uvolněné v ohništi. Toto teplo lze považovat také za entalpii spalin při adiabatické teplotě, následnou interpolací z tab. 6 určím adiabatickou teplotu a vypočítáme i teplotu střední [5].

$$I_u = 18600 \cdot \frac{100 - 2,659 - 0,05 - 0,153}{100 - 2,659} + 168,001 \quad (6.7)$$

$$I_u = 18729,2 \text{ kJ / kg} \Rightarrow t_{ad} = 1671,85 \text{ °C}$$

### Rychlost spalin za ohništěm

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{ro}} \quad (6.8)$$

$$w_{sp} = \frac{6,86904 \cdot \frac{1250,93 + 273,15}{273,15} \cdot 1,56}{3,51 \cdot 4,59} = 3,71 \text{ m / s}$$

### Doba setrvání spalin na určité teplotě

Spalování odpadu vyžaduje pobyt spalin v ohništi minimálně 3 sekundy při teplotě nad 800°C. S ohledem na výšku spalovací komory 12 metrů a teplotou na konci ohniště 830 °C je doba určena dle rovnice (6.9) vyhovující [5].

$$t_{sp} = \frac{h}{w_{sp}} = \frac{12}{3,71} = 3,24 \text{ s} \quad (6.9)$$

## 6.2 TEPELNÝ VÝPOČET OHNIŠTĚ

Tepelný výpočet spočívá v určení skutečné hodnoty teploty na konci ohniště  $t_{oksk}$  [°C]. Jedná se o výpočet iterační, kdy v úvodu jsem zvolil teplotu na konci ohniště  $t_{ok} = 830 \text{ °C}$  a v závislosti na ní určím veličiny potřebné pro výpočet teploty skutečné.

Důležité je splnění následující podmínky:

$$t_{oksk} = t_{ok} \pm 50^{\circ}\text{C} \quad (6.10)$$

Pokud by tato podmínka splněna nebyla, je nutné celý výpočet opakovat pro jinou, (zvolenou) teplotu na konci ohniště.

Skutečná teplota na výstupu z ohniště se určí dle vztahu:

$$t_{oksk} = \frac{t_{ad} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (6.11)$$

$$t_{oksk} = \frac{1671,85 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,675}{0,49}\right)^{0,6}} - 273,15 = 860,8^{\circ}\text{C}$$

Skutečná teplota tedy závisí na:

- adiabatické teplotě
- součiniteli  $M$
- Boltzmannovu číslu  $Bo$
- stupni černosti ohniště  $a_0$

### 6.2.1 SOUČINITEL $M$

Vztah určující součinitel  $M$  závisí na typu spalovacího zařízení a na druhu spalovaného paliva. V mém případě se jedná o roštový kotel na spalování tříděného odpadu. Dle toho volím pro výpočet následující vztah. Součinitel  $M$  je také závislý na poměrné výšce maximální hodnoty teploty nechlazeného plamene  $x_0$ . U roštových ohnišť s tenkou vrstvou je  $x_0 = 0$ . [5]

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (6.12)$$

### 6.2.2 BOLTZMANNOVO ČÍSLO

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{PV} \cdot \overline{O_{SP}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_{ad}^3} \quad (6.13)$$

$$Bo = \frac{0,987 \cdot 1,56 \cdot 12,019}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4275 \cdot 210,58 \cdot (1945)^3} = 0,49$$

Kde:  $\varphi$  – je součinitel uchování tepla

$M_{PV}$  – je množství skutečně spáleného paliva [kg/s]

$\overline{O_{SP} \cdot c}$  – je střední celkové měrné teplo spalin

$\overline{\psi}$  – je střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

$F_{st}$  – je celkový povrch stěn ohniště [m<sup>2</sup>]

$T_{ad}$  – je adiabatická teplota [K]

$5,7 \cdot 10^{-11}$  – je Boltzmannova konstanta sálání absolutně černého tělesa [kW/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>]

### Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} \quad (6.14)$$

$$\varphi = 1 - \frac{1,176}{89,666 + 1,176} = 0,987$$

Kde:  $Z_{SO}$  – je ztráta sdílením tepla do okolí (5.10)

$\eta_k$  – je tepelná účinnost kotle (5.12)

### Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_u - I_{ok}}{t_{ad} - t_{ok}} \quad (6.15)$$

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{18729,2 - 8611,33}{1671,85 - 830} = 12,019 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

Kde:  $I_u$  – je teplo uvolněné ve spalovací komoře [kJ/kgK]

$I_{ok}$  – je entalpie spalin na výstupu z ohniště [kJ/kgK]

$t_{ad}$  – je adiabatická teplota plamene [°C]

$t_{ok}$  – je teplota spalin na výstupu z ohniště [°C]

### Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\overline{\psi} = x \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,45 = 0,4275 \quad (6.16)$$

Kde:  $x$  – je úhlový součinitel dle [5]

$\xi$  – je součinitel zanášení stěn ohniště

### Celkový povrch stěn ohniště

$$F_{st} = s_{oh} \cdot l_{oh} + 2 \cdot (s_{oh} \cdot h) + 2 \cdot (l_{oh} \cdot h) \quad (6.17)$$

$$F_{st} = 3,51 \cdot 4,59 + 2 \cdot (3,51 \cdot 12) + 2 \cdot (4,59 \cdot 12) = 210,58 \text{ m}^2$$

Kde:  $s_{oh}$  – je šířka ohniště [m]  
 $l_{oh}$  – je délka ohniště [m]  
 $h$  – je výška ohniště [m]

### 6.2.3 STUPEŇ ČERNOSTI OHNIŠTĚ

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (6.18)$$

$$a_o = \frac{0,427 + (1 - 0,427) \cdot \frac{16,1}{210,58}}{1 - (1 - 0,427) \cdot (1 - 0,4275) \cdot \left(1 - \frac{16,1}{210,58}\right)} = 0,675$$

Kde:  $a_{pl}$  – je stupeň černosti plamene  
 $R$  – je plocha hořící vrstvy paliva na roštu [m<sup>2</sup>]

#### Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.19)$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-1,667 \cdot 0,101 \cdot 3,307} = 0,427$$

Kde:  $k$  – je součinitel zeslabení vrstvy sálání  
 $p$  – je tlak v ohništi (dle konzultace volím 0,101 MPa)  
 $s$  – je účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

#### Aktivní objem ohniště

$$V_o = s_{oh} \cdot l_{oh} \cdot h = 3,51 \cdot 4,59 \cdot 12 = 193,44 \text{ m}^3 \quad (6.20)$$

#### Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{193,44}{210,58} = 3,307 \text{ m} \quad (6.21)$$

#### Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (6.22)$$

$$k = 1,358 + 0,159 + 0,15 = 1,667 \quad 1/m \cdot MPa$$

Kde:  $k_{sp} \cdot r_{sp}$  – je součinitel zeslabení sálání tříatomových prvků  
 $k_p \cdot \mu$  – je součinitel zeslabení sálání popílkem  
 $10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$  – je součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi

**Součinitel zeslabení sálání tříatomových prvků**

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ok}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.23)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 3,307}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{830 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,358 \quad 1/m \cdot MPa$$

**Objemový podíl vody ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VSmin}}{O_{SV}} \quad (6.24)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,708222 + (1,016 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 4,810744}{6,86904} = 0,11 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

**Objemový podíl ostatních trojatomových plynů ve spalinách**

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SV}} = \frac{0,007681 + 0,88533}{6,86904} = 0,13 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (6.25)$$

**Objemový podíl trojatomových plynů ve spalinách**

$$r_{sp} = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,11 + 0,13 = 0,24 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (6.26)$$

**Parciální tlak trojatomových plynů ve spalinách**

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,24 = 0,0239 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

**Součinitel zeslabení sálání popílku**

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_{ok}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (6.28)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1103,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,909 = 0,159$$

Kde:  $d$  – je střední efektivní průměr částic popílku [ $\mu\text{m}$ ]

**Střední hodnota koncentrace popílku ve spalinách**

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r \cdot X_{úlet}}{O_{SV} \cdot 100} = \frac{10 \cdot 9,99 \cdot 20}{6,86904 \cdot 100} = 2,909 \text{ g} / \text{m}^3 \quad (6.29)$$

### Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi

$$10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 0,15 \quad (6.30)$$

### Plocha hořící vrstvy paliva na roštu

$$R = s_{oh} \cdot l_{oh} = 3,51 \cdot 4,59 = 16,1 \text{ m}^2 \quad (6.31)$$

### Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_l = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_{ok}) = 1,56 \cdot 0,987 \cdot (18729,2 - 8611,33) \quad (6.32)$$

$$Q_l = 15574,12 \text{ kW}$$

## 6.2.4 KONTROLA CHLÓROVÁ KOROZE

### Poměr obsahu síry a chlóru

$$\frac{S}{Cl} = \frac{0,0352}{0,0127} = 2,776 \quad (6.33)$$

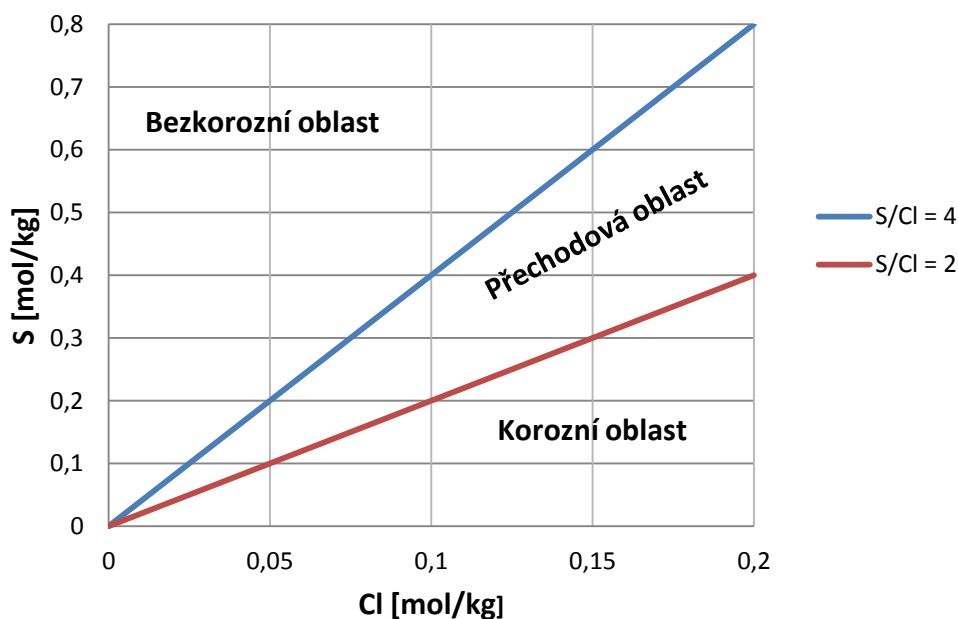
$$S = \frac{1}{M_s} \cdot S^r = \frac{1}{32,065} \cdot 1,13 = 0,0352 \text{ mol / kg} \quad (6.34)$$

$$Cl = \frac{1}{M_{Cl}} \cdot Cl^r = \frac{1}{35,45} \cdot 0,45 = 0,0127 \text{ mol / kg} \quad (6.35)$$

Kde:  $M_s$  – je molární hmotnost síry [kg/mol]

$M_{Cl}$  – je molární hmotnost chlóru [kg/mol]

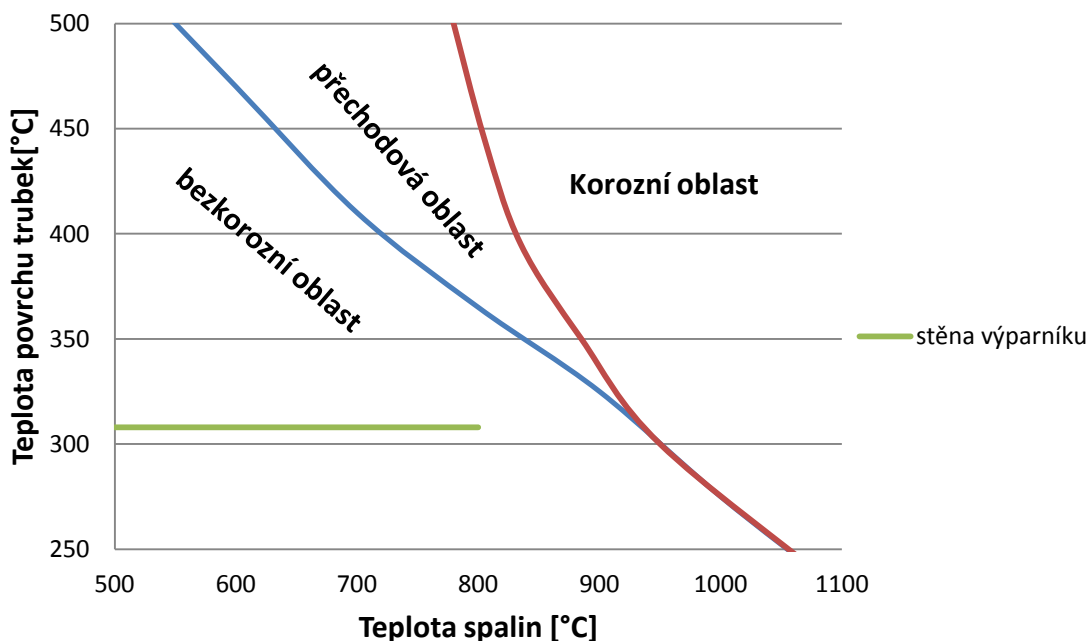
## Diagram chlórové koroze



Obr. 4: Diagram chlórové koroze

Dle rovnice (6.33) a obr. 4 je patrné, že se pohybují v přechodové oblasti. Proto je potřeba využít Flingernův diagram, podle kterého určíme, zda je potřebná antikoroze ochrana.

## Flingernův diagram

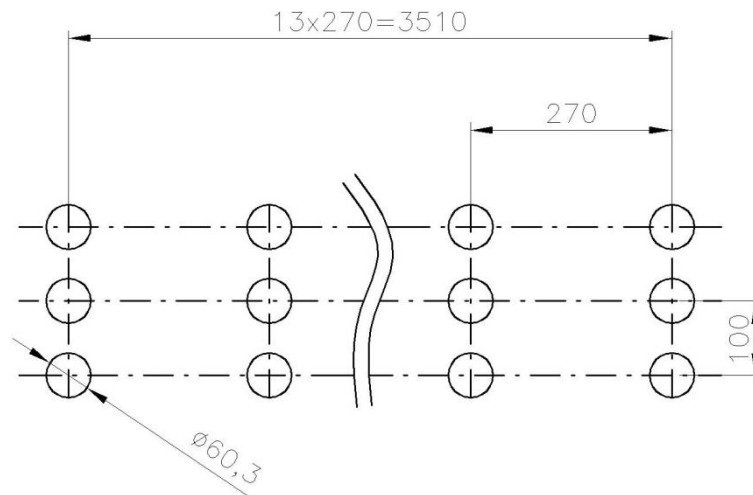


Obr. 5: Flingernův diagram

Dle obr. 5 můžeme vyloučit chlоровou korozi v oblasti spalovací komory i v oblasti II. tahu kotle.

## 7. NÁVRH MŘÍŽE

Spaliny ze spalovací komory vstupují do druhého tahu přes spalínovou mříž. Ta je umístěna v horní části komory a je tvořena rozvolněnými trubkami výparníku. Tato mříž je tvořena 3 řadami, kde v každé řadě je umístěno 14 trubek. Šířka mříže je 3,51 m a výška mříže byla zvolena 2,2 m s ohledem na rychlost proudění spalin v oblasti mříže, která by se měla pohybovat okolo 7 m/s [6].



*Obr. 6: Spalínová mříž*

### Průtočný průřez spalin mříží

$$F_{sp} = s_m \cdot h_m - h_m \cdot n_{tr} \cdot D_{tr} \quad (7.1)$$

$$F_{sp} = 3,51 \cdot 2,2 - 2,2 \cdot 14 \cdot 0,0603 = 5,865 \text{ m}^2$$

Kde:  $s_m$  – je šířka mříže [m]

$h_m$  – je výška mříže [m]

$n_{tr}$  – je počet trubek v 1 řadě

$D_{tr}$  – je vnější průměr trubek mříže [m]

### Střední teplota spalin procházejících mříží

$$t_{stř} = \frac{t_{in} - t_{out}}{2} = \frac{860,8 - 831}{2} = 845,885 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

Kde:  $t_{in}$  – je teplota spalin na vstupu do mříže [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_{out}$  – je zvolená teplota spalin na výstupu z mříže [ $^\circ\text{C}$ ]



## Objem spalín protékající mříží za jednotku času

$$O_m = O_{sv} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \cdot M_{pv} \quad (7.3)$$

$$O_m = 6,869 \cdot \frac{845,885 + 273,15}{273,15} \cdot 1,56 = 43,9 \text{ m}^3 / \text{s}$$

## Kontrola rychlosti spalín při průchodu mříží

$$w_{sp} = \frac{O_m}{F_{sp}} = \frac{43,9}{5,865} = 7,49 \text{ m/s} \quad (7.4)$$

## 7.1 TEPELNÝ VÝPOČET MŘÍŽE

### 7.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA KONVEKČÍ

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D_{tr}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (7.5)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,923 \cdot 0,971 \cdot \frac{94,454 \cdot 10^{-3}}{0,0603} \cdot \left( \frac{7,49 \cdot 0,0603}{141,177 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,595^{0,33} = 44,854 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $c_z$  – je opravný koeficient na počet podélných řad trubek

$c_s$  – je opravný koeficient na rozmístění svazku trubek

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Následující tabulka obsahuje parametry spalín potřebné pro výpočet, které jsem určil dle [5] pro střední teplotu v okolí mříže  $t_{stř} = 845,885 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$94,454 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$141,177 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,595	-

Tab. 11: Hodnoty součinitelů v oblasti mříže

### Opravný koeficient na počet podélných řad trubek

Dle podmínky  $n_{rad} < 10$  tento koeficient určíme následovně:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{rad} - 2) \quad (7.6)$$

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,923$$

### Opravný koeficient na rozmístění svazku trubek

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.7)$$

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

### Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_m} = \frac{X_{tr}}{D_{tr}} = \frac{0,27}{0,0603} = 4,478 \quad (7.8)$$

Jelikož platí,  $\sigma_1 = 4,478 > 3$  použijeme pro výpočet hodnotu  $\sigma_1 = 3$  [5].

### Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_m} = \frac{X_{rad}}{D_{tr}} = \frac{0,1}{0,0603} = 1,658 \quad (7.9)$$

## 7.1.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{stř}}} \quad (7.10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,163 \cdot 1120,28^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{611,15}{1120,28} \right)^4}{1 - \frac{611,15}{1120,28}}$$

$$\alpha_s = 23,541 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalin

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,178} = 0,163 \quad (7.11)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (7.12)$$

$$k \cdot p \cdot s = 3,841 \cdot 0,101 \cdot 0,459 = 0,178$$

$k_p \cdot \mu = 0 \rightarrow$  neuvažujeme při výpočtu roštového kotle [5]

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.13)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,459}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1119,03}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 3,841$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Účinná tloušťka sálové vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4 \cdot X_{tr} \cdot X_{rad}}{\pi \cdot D_{tr}^2} - 1 \right) \quad (7.14)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,27 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,0603^2} - 1 \right) = 0,459 \text{ m}$$

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 80 = 338 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.15)$$

$$T_z = 611,15 \text{ K}$$

Teplotu ve výparníku určíme z parních tabulek pro daný tlak 4,55 MPa a pro mez sytosti. Tato teplota je rovna  $t_{vyp} = 258 \text{ }^\circ\text{C}$ . Hodnota  $\Delta t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  byla zvolena dle [5]

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 44,854 + 23,541 = 68,395 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (7.16)$$

### 7.1.3 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{68,395}{1 + 0,0045 \cdot 68,395} = 52,299 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.17)$$

Kde:  $\varepsilon$  – je součinitel zanesení zvolený na základě doporučení konzultanta

### 7.1.4 TEPLO ODEBRANÉ MŘÍŽI

$$Q_m = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{52,299 \cdot 17,5 \cdot 587,76}{1000} = 537,784 \text{ kW} \quad (7.18)$$

Kde:  $k$  – je součinitel prostupu tepla [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]  
 $S$  – je teplosměnná plocha mříže [ $\text{m}^2$ ]  
 $\Delta t$  – je střední logaritmický spád [ $^\circ\text{C}$ ]

**Teplosměnná plocha mříže**

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot h_m \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,2 \cdot 14 \cdot 3 = 17,5 \text{ m}^2 \quad (7.19)$$

**Střední teplotní logaritmický spád**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{602,8 - 573}{\ln \frac{602,8}{573}} = 587,76 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.20)$$

$$\Delta t_1 = t_{oksk} - t_{vyp} = 860,8 - 258 = 602,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{vyp} = 831 - 258 = 573 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Teplo spalin na vstupu do mříže**

$$Q_{m,in} = M_{pv} \cdot I_{sp,min} = 1,56 \cdot 8962,932 = 13982,173 \text{ kW} \quad (7.21)$$

Kde:  $I_{sp,min} = 8962,932 \text{ kJ/kg}$  je entalpie spalin na vstupu do mříže, získaná interpolací z tab. 6, pro teplotu  $t_{oksk} = 860,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ , což je skutečná teplota spalin na vstupu do mříže.

**Teplo spalin na výstupu z mříže**

$$Q_{m,out} = Q_{m,in} - Q_m = 13982,173 - 537,784 = 13444,390 \text{ kW} \quad (7.22)$$

**Entalpie spalin na výstupu z mříže**

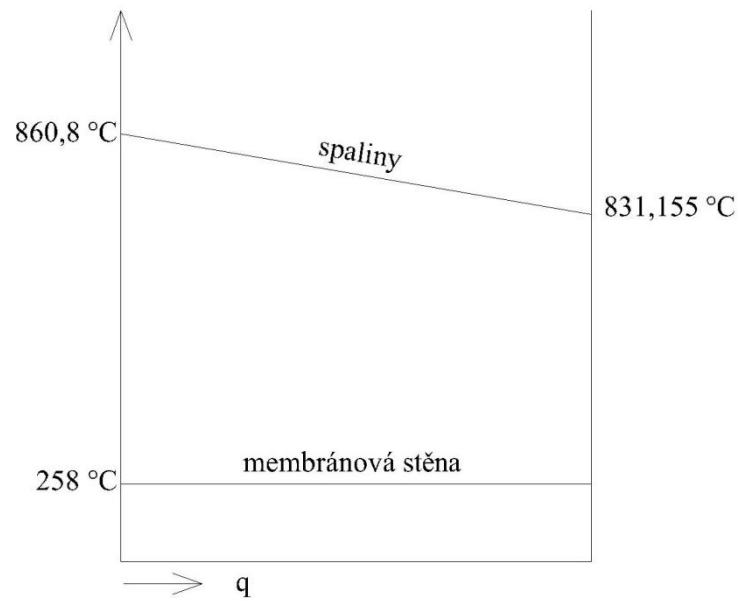
$$I_{sp,out} = \frac{Q_{m,out}}{M_{pv}} = \frac{13444,390}{1,56} = 8618,198 \text{ kJ/kg} \quad (7.23)$$

**Skutečná teplota na výstupu z mříže**

Tuto teplotu získáme interpolací z tab. 6 pro entalpii spalin  $I_{sp,out} = 8618,198 \text{ kJ/kg}$ . Tato teplota je tedy rovna  $t_{m,out} = 831,155 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Vidíme tedy, že oproti zvolené teplotě  $t_{out} = 831 \text{ } ^\circ\text{C}$  se liší minimálně, což můžeme považovat za zanedbatelný rozdíl a tedy považovat počáteční odhad za správný.

### 7.1.5 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI MŘÍŽE



*Obr. 7: Teplotní spád v oblasti mříže*

## 8. VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH

### 8.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY V JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH

Tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách kotle byly zvoleny na základě konzultace.

Tlaková ztráta v přehříváku P3:	$\Delta p_{P3} = 0,1 \text{ MPa}$
Tlaková ztráta v přehříváku P2:	$\Delta p_{P2} = 0,1 \text{ MPa}$
Tlaková ztráta v přehříváku P1:	$\Delta p_{P1} = 0,1 \text{ MPa}$
Tlaková ztráta ve výparníku:	$\Delta p_{\text{vyp}} = 0 \text{ MPa}$
Tlaková ztráta v závěsných trubkách:	$\Delta p_{\text{zt}} = 0,05 \text{ MPa}$
Tlaková ztráta v ekonomizéru:	$\Delta p_{\text{eko}} = 0,3 \text{ MPa}$
Tlak přehřáté páry:	$p_{pp} = 4,2 \text{ MPa}$

**Tlak napájecí vody:**

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{\text{vyp}} + \Delta p_{\text{zt}} + \Delta p_{\text{eko}} \quad (8.1)$$

$$p_{nv} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0 + 0,05 + 0,3 = 4,85 \text{ MPa}$$

### 8.2 TEPELNÝ VÝKON KOTLE DLE JEDNOTLIVÝCH PLOCH

Při následujících výpočtech využívám software termodynamických parních tabulek X Steam [7].

#### 8.2.1 PŘEHŘÍVÁK P3

**Parametry přehříváku P3 na výstupu:**

Tlak páry na výstupu:	$p_{P3,out} = 4,2 \text{ MPa}$
Teplota páry na výstupu:	$t_{P3,out} = 425 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpie páry na výstupu:	$i_{P3,out} = f(p_{P3,out}; t_{P3,out}) = 3270 \text{ kJ / kg}$

**Parametry přehříváku P3 na vstupu:**

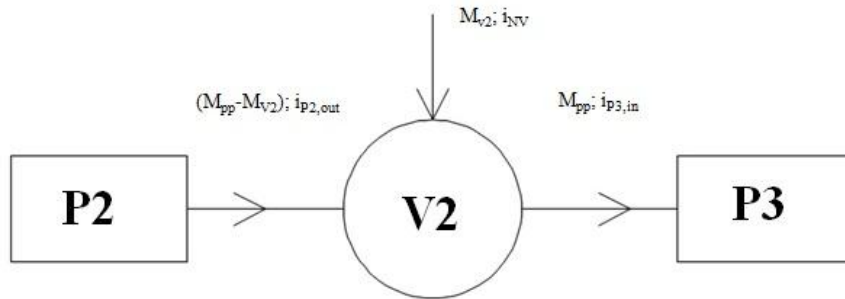
Tlak páry na vstupu:	$p_{P3,in} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 4,2 + 0,1 = 4,3 \text{ MPa}$
Teplota páry na vstupu:	$t_{P3,in} = f(p_{P3,in}; i_{P3,in}) = 363 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpie páry na vstupu:	$i_{P3,in} = i_{P3,out} - \Delta i_{P3} = 3270 - 150 = 3120 \text{ kJ / kg}$
Entalpický spád:	$\Delta i_{P3} = 150 \text{ kJ / kg}$

**Tepelný výkon přehříváku P3:**

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{P3} = 9,722 \cdot 150 = 1458,3 \text{ kW} \quad (8.2)$$

## 8.2.2 PŘEHŘÍVÁK P2

Mezi přehříváky P2 a P3 je umístěn vstřík napájecí vody, který zajišťuje regulaci teploty páry. Po konzultaci bylo množství vstříku zvoleno 3% z celkového množství přehřáté páry. Schéma tohoto vstříku je zobrazeno na obr. 8.



Obr. 8: Schéma regulačního vstříku napájecí vody V2

**Regulační vstřík napájecí vody:**

$$M_{v2} = 0,03 \cdot M_{pp} = 0,03 \cdot 9,722 = 0,292 \text{ kg / s} \quad (8.3)$$

**Bilanční rovnice:**

Určení entalpie na výstupu z přehříváku P2.

$$(M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{P2,out} + M_{v2} \cdot i_{NV} = M_{pp} \cdot i_{P3,in} \Rightarrow i_{P2,out} \quad (8.4)$$

$$i_{P2,out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{P3,in} - M_{v2} \cdot i_{NV}}{M_{pp} - M_{v2}}$$

$$i_{P2,out} = \frac{9,722 \cdot 3120 - 0,292 \cdot 528,3}{9,722 - 0,292} = 3200,16 \text{ kJ / kg}$$

**Parametry přehříváku P2 na výstupu:**

Tlak páry na výstupu:  $p_{P2,out} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 4,2 + 0,1 = 4,3 \text{ MPa}$

Teplota páry na výstupu:  $t_{P2,out} = f(p_{P2,out}; i_{P2,out}) = 396 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie páry na výstupu:  $i_{P2,out} = 3200,16 \text{ kJ / kg}$

**Parametry přehříváku P2 na vstupu:**

Tlak páry na vstupu:  $p_{P2,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2}$

$$p_{P2,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 = 4,4 \text{ MPa}$$

Teplota páry na vstupu:  $t_{P2,in} = f(p_{P2,in}; i_{P2,in}) = 318 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie páry na vstupu:  $i_{P2,in} = i_{P2,out} - \Delta i_{P2} = 3200,16 - 200 = 3000,16 \text{ kJ / kg}$

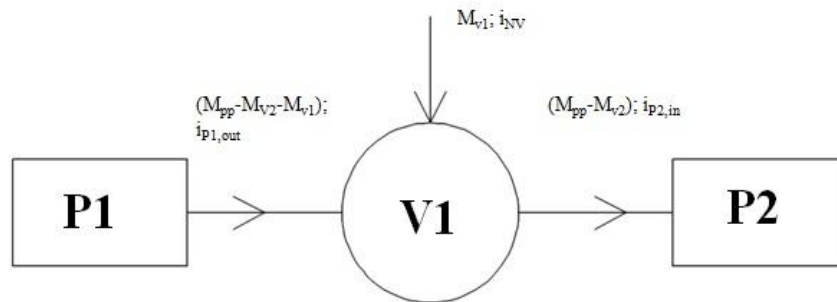
Entalpický spád:  $\Delta i_{P2} = 200 \text{ kJ / kg}$

**Tepelný výkon přehříváku P2:**

$$Q_{P2} = (M_{pp} - M_{v2}) \cdot \Delta i_{P2} = (9,722 - 0,292) \cdot 200 = 1886,1 \text{ kW} \quad (8.5)$$

### 8.2.3 PŘEHŘÍVÁK P1

Mezi přehříváky P1 a P2 je také umístěn regulační vstřík napájecí vody, ovšem v tomto případě je hodnota vstříku 4 % z celkového množství přehřáté páry. Schéma tohoto vstříku je na obr. 9.



*Obr. 9: Schéma regulačního vstříku napájecí vody V1*

**Regulační vstřík napájecí vody:**

$$M_{v1} = 0,04 \cdot M_{pp} = 0,04 \cdot 9,722 = 0,389 \text{ kg / s} \quad (8.6)$$

**Bilanční rovnice:**

Určení entalpie na výstupu z přehříváku P1.

$$(M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot i_{P1,out} + M_{v1} \cdot i_{NV} = (M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{P2,in} \Rightarrow i_{P1,out} \quad (8.7)$$

$$i_{P1,out} = \frac{(M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{P2,in} - M_{v1} \cdot i_{NV}}{(M_{pp} - M_{v2} - M_{v1})}$$

$$i_{P1,out} = \frac{(9,722 - 0,292) \cdot 3000,16 - 0,389 \cdot 528,3}{(9,722 - 0,292 - 0,389)} = 3074,21 \text{ kJ / kg}$$

**Parametry přehříváku P1 na výstupu:**

tlak páry na výstupu:

$$p_{P1,out} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2}$$

$$p_{P1,out} = 4,2 + 0,1 + 0,1 = 4,4 \text{ MPa}$$

teplota páry na výstupu:

$$t_{P1,out} = f(p_{P1,out}; i_{P1,out}) = 346 \text{ °C}$$

entalpie páry na výstupu:

$$i_{P1,out} = 3074,21 \text{ kJ / kg}$$

**Parametry přehříváku P1 na vstupu:**

tlak páry na vstupu:

$$p_{P1,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}$$

$$p_{P1,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 = 4,5 \text{ MPa}$$

teplota páry na vstupu:

$$t_{P1,in} = 263 \text{ °C}$$

entalpie páry na vstupu:

$$i_{P1,in} = 2820,5 \text{ kJ / kg}$$



Entalpický spád:  $\Delta i_{p1} = 253,71 \text{ kJ / kg}$

**Tepelný výkon přehříváku P1:**

$$Q_{P1} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \Delta i_{p1} = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot 253,71 = 2293,9 \text{ kW} \quad (8.8)$$

## 8.2.4 ZÁVĚSNÉ TRUBKY

**Parametry závěsných trubek na výstupu:**

Tlak páry na výstupu:  $p_{zt,out} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1}$   
 $p_{zt,out} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 = 4,5 \text{ MPa}$

Teplota páry na výstupu:  $t_{zt,out} = 263 \text{ °C}$

Entalpie páry na výstupu:  $i_{zt,out} = 2820,5 \text{ kJ / kg}$

**Parametry závěsných trubek na vstupu:**

Tlak páry na vstupu:  $p_{zt,in} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{zt}$   
 $p_{zt,in} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0,05 = 4,55 \text{ MPa}$

Teplota páry na vstupu:  $t_{zt,in} = 258 \text{ °C}$

Entalpie páry na vstupu:  $i_{zt,in} = 2797,7 \text{ kJ / kg}$

**Tepelný výkon závěsných trubek:**

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{zt,out} - i_{zt,in}) \quad (8.9)$$

$$Q_{zt} = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot (2820,5 - 2797,7) = 206,15 \text{ kW}$$

## 8.2.5 VÝPARNÍK

Tlak ve výparníku:  $p_{vyp} = p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{zt}$   
 $p_{vyp} = 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0,05 = 4,55 \text{ MPa}$

Teplota ve výparníku:  $t_{vyp} = 258 \text{ °C}$

**Parametry výparníku na výstupu:**

Entalpie na výstupu:  $i_{vyp,out} = 2797,7 \text{ kJ / kg}$

**Parametry výparníku na vstupu:**

Entalpie na vstupu:  $i_{vyp,in} = 853,6 \text{ kJ / kg}$

**Tepelný výkon výparníku:**

$$Q_{vyp} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{syt,para} - i_{vyp,in}) = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot (2797,7 - 853,6) = 17577,5 \text{ kW}$$

## 8.2.6 EKONOMIZÉR

### Parametry ekonomizéru na výstupu:

$$\begin{aligned} \text{Tlak vody na výstupu:} \quad p_{EKO,out} &= p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zt} \\ p_{EKO,out} &= 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0 + 0,05 = 4,55 \text{ MPa} \\ \text{Teplota vody na výstupu:} \quad t_{EKO,out} &= 200 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Entalpie na výstupu:} \quad i_{EKO,out} &= 853,6 \text{ kJ / kg} \\ \text{Teplota nedohřevu:} \quad \Delta t_{nedohrev} &= t_{vyp,out} - t_{EKO,out} = 258 - 200 = 58 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

### Parametry ekonomizéru na vstupu:

$$\begin{aligned} \text{Tlak vody na vstupu:} \quad p_{EKO,in} &= p_{pp} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{vyp} + \Delta p_{zt} + \Delta p_{eko} \\ p_{EKO,in} &= 4,2 + 0,1 + 0,1 + 0,1 + 0 + 0,05 + 0,3 = 4,85 \text{ MPa} \\ \text{Teplota vody na vstupu:} \quad t_{EKO,in} &= 125 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Entalpie vody na vstupu:} \quad i_{EKO,in} &= 528,3 \text{ kJ / kg} \end{aligned}$$

### Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{EKO,out} - i_{EKO,in}) \quad (8.10)$$

$$Q_{EKO} = (9,722 - 0,292 - 0,389) \cdot (853,6 - 528,3) = 2941,2 \text{ kW}$$

## 8.3 CELKOVÉ POTŘEBNÉ TEPLLO

$$Q_{celk} = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{zt} + Q_{vyp} + Q_{EKO} \quad (8.11)$$

$$Q_{celk} = 1458,3 + 1886,1 + 2293,9 + 206,15 + 17577,5 + 2941,187 = 26363,1 \text{ kW}$$

## 9. NÁVRH II. TAHU

Z důvodu vysokých teplot na konci spalovací komory, je II. tah kotle tvořen pouze membránovou stěnou výparníku. Pokud by zde byly umístěny jakékoliv teplosměnné plochy, mohlo by docházet k usazování a nalepování částic popílku nacházejících se ve spalinách na tyto plochy, což by vedlo ke snížení přestupu tepla [3].

### 9.1 URČENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ II. TAHU

II. tah kotle je počítán pro rychlost spalin  $w_{sp,II} = 7 \text{ m/s}$ , která byla zvolena na základě konzultace a stejně tak byla zvolena i teplota na konci II. tahu a to  $t_{II,out} = 727,5 \text{ °C}$ .

#### Střední teplota spalin ve II. tahu

$$t_{II,stř} = \frac{t_{II,in} + t_{II,out}}{2} = \frac{831,155 + 727,5}{2} = 779,328 \text{ °C} \quad (9.1)$$

#### Plošný průřez spalin

$$F_{II} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp,II}} \cdot \frac{t_{II,stř} + 273,15}{273,15} \quad (9.2)$$

$$F_{II} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{7} \cdot \frac{779,328 + 273,15}{273,15} = 5,898 \text{ m}^2$$

#### Délka II. tahu

$$l_{II} = \frac{F_{II}}{\check{s}_{ro}} = \frac{5,898}{3,51} = 1,68 \text{ m} \quad (9.3)$$

Z důvodu zvolené rozteče trubek membránové stěny, která je 90 mm volím délku II. tahu  $l_{II} = 1,71 \text{ m}$ .

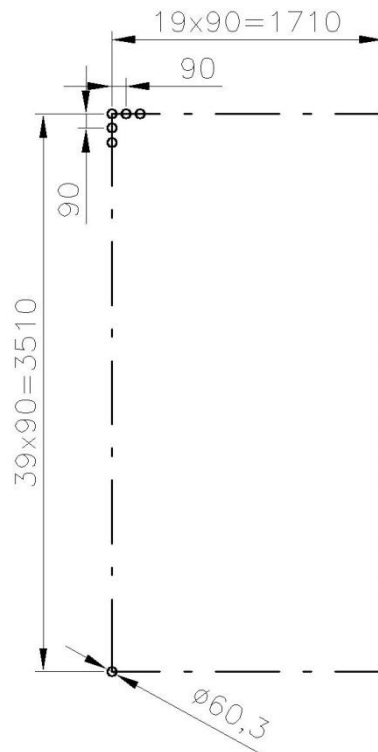
#### Skutečná rychlost spalin ve II. tahu

$$w_{spII,skut} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{II}} \cdot \frac{t_{II,stř} + 273,15}{273,15} \quad (9.4)$$

$$w_{spII,skut} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 1,71} \cdot \frac{779,328 + 273,15}{273,15} = 6,88 \text{ m/s}$$

## 9.2 TEPELNÝ VÝPOČET II. TAHU

Tepelný výpočet II. tahu se skládá pouze z určení tepla, které spaliny odevzdají membránovým stěnám, z kterých je tento tah tvořen.



*Obr. 10: Rozměry II. tahu*

### 9.2.1 SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA KONVEKČÍ

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{splII,skut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.5)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{88,822 \cdot 10^{-3}}{2,3} \cdot \left( \frac{6,88 \cdot 2,3}{127,866 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,602^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,598 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $c_t, c_l, c_m$  – jsou opravné koeficienty

$d_e$  – je ekvivalentní průměr [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

V následující tabulce jsou uvedeny parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř,II} = 779,328\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$88,822 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$127,866 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,602	-

Tab. 12: Hodnoty součinitelů v oblasti II. tahu

### Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot \check{s}_{ro} \cdot l_{II}}{2 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{II})} = \frac{4 \cdot 3,51 \cdot 1,71}{2 \cdot (3,51 + 1,71)} = 2,3 \text{ m} \quad (9.6)$$

### 9.2.2 SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{II, stř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{II, stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{II, stř}}} \quad (9.7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,325 \cdot 1052,478^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{581,15}{1052,478}\right)^4}{1 - \frac{581,15}{1052,478}} = 39,383 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalin

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,393} = 0,325 \quad (9.8)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 1,807 \cdot 0,101 \cdot 2,154 = 0,393 \quad (9.9)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{II, stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (9.10)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 2,154}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1052,478}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,805$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Účinná tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{60,893}{101,764} = 2,154 \text{ m} \quad (9.11)$$

Kde:  $V$  – je objem sálající vrstvy [ $m^3$ ]  
 $F_{st}$  – je celkový povrch stěn sálající vrstvy [ $m^2$ ]

### Objem sálající vrstvy

$$V = \check{s}_{ro} \cdot l_{II} \cdot h_{II} + \left( \frac{\check{s}_{ro} \cdot l_{II} \cdot \sqrt{c^2 - l_{II}^2}}{2} \right) \quad (9.12)$$

$$V = 3,51 \cdot 1,71 \cdot 8 + \left( \frac{3,51 \cdot 1,71 \cdot \sqrt{4,62^2 - 1,71^2}}{2} \right) = 60,893 \text{ m}^3$$

### Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 0,9 \cdot \left( \check{s}_{ro} \cdot l_{II} + 2 \cdot \check{s}_{ro} \cdot h_{II} + 2 \cdot l_{II} \cdot h_{II} + \check{s}_{ro} \cdot c + l_{II} \cdot \sqrt{c^2 - l_{II}^2} \right) \quad (9.13)$$

$$F_{st} = 0,9 \cdot \left( 3,51 \cdot 1,71 + 2 \cdot 3,51 \cdot 8 + 2 \cdot 1,71 \cdot 8 + 3,51 \cdot 4,62 + 1,71 \cdot \sqrt{4,62^2 - 1,71^2} \right)$$

$$F_{st} = 101,764 \text{ m}^2$$

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.14)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

## 9.2.3 CELKOVÝ SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 39,383 + 8,598 = 47,981 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (9.15)$$

## 9.2.4 SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{47,981}{1 + 0,006 \cdot 47,981} = 37,256 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.16)$$

### 9.2.5 URČENÍ SKUTEČNÉ TEPLoty NA VÝSTUPU Z II. TAHU

Teplo odebrané ve II. tahu

$$Q_{II} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 37,256 \cdot 94,042 \cdot 519,606 \cdot 10^{-3} = 1820,486 \text{ kW} \quad (9.17)$$

Teplosměnná plocha II. tahu

$$S = F_{st} - v_m \cdot \check{s}_m = 101,764 - 2,2 \cdot 3,51 = 94,042 \text{ m}^2 \quad (9.18)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{573,155 - 469,5}{\ln \frac{573,155}{469,5}} = 519,606 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{II,in} - t_{vyp} = 831,155 - 258 = 573,155 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{II,out} - t_{vyp} = 727,5 - 258 = 469,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplo vstupující do II. tahu

Teplo vstupující do II. tahu je stejné jako teplo, které vystupuje ze spalínové mříže.

$$Q_{II,in} = Q_{m,out} = 13444,390 \text{ kW} \quad (9.20)$$

Teplo spalín na výstupu z II. tahu

$$Q_{II,out} = Q_{II,in} - Q_{II} = 13444,390 - 1820,486 = 11623,903 \text{ kW} \quad (9.21)$$

Entalpie spalín na výstupu z II. tahu

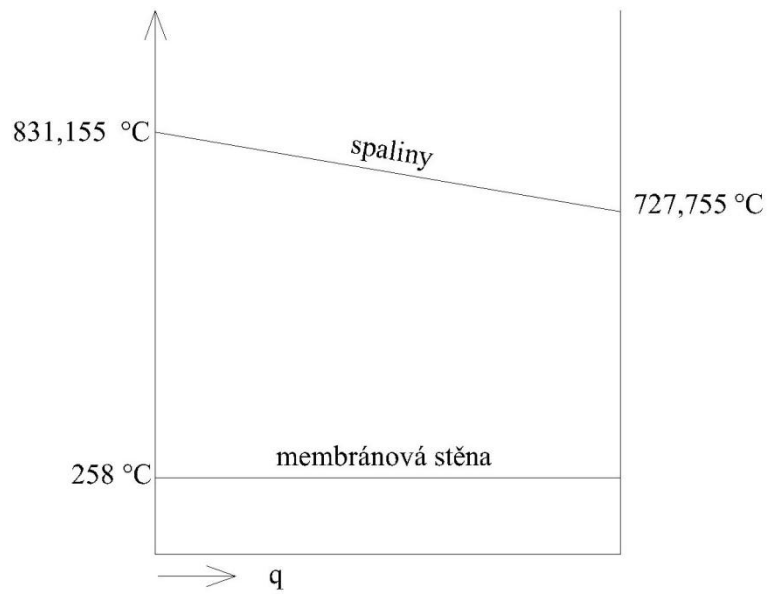
$$I_{II,out} = \frac{Q_{II,out}}{M_{pv}} = \frac{11623,903}{1,56} = 7451,22 \text{ kJ / kg} \quad (9.22)$$

Skutečná teplota na výstupu z II. tahu

Díky entalpii na výstupu  $I_{II,out} = 7451,22 \text{ kJ / kg}$  můžeme pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z II. tahu a porovnat ji se zvolenou teplotou  $t_{II,out}$ .

Skutečná teplota po interpolaci je  $t_{II,out}^{skut} = 727,755 \text{ }^\circ\text{C}$ , což se od zvolené teploty  $t_{II,out} = 727,5 \text{ }^\circ\text{C}$  liší pouze minimálně, a proto můžeme tento výpočet a prvotní odhad teploty spalín považovat za správný.

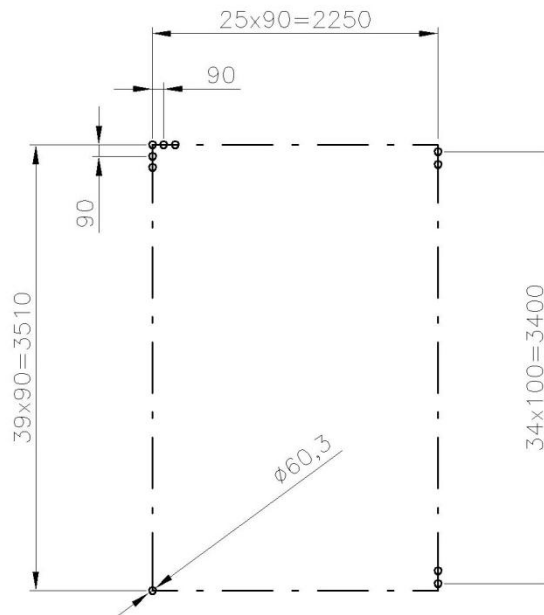
## 9.2.6 TEPLOTNÍ SPÁD V II. TAHU



*Obr. 11: Teplotní spád ve II. tahu*



## 10. VÝPOČET III. TAHU



*Obr. 12: Rozměry III. tahu*

### 10.1 VRATNÁ KOMORA

Rychlost proudu spalin ve vratné komoře

$$w_{sp,vk} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III}} \cdot \frac{t_{stř,vk} + 273,15}{273,15} \quad (10.1)$$

$$w_{sp,vk} = \frac{6,869 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33} \cdot \frac{715,878 + 273,15}{273,15} = 3,32 \text{ m/s}$$

Střední teplota ve vratné komoře

$$t_{stř,vk} = \frac{t_{in,vk} + t_{out,vk}}{2} = \frac{727,755 + 704}{2} = 715,878 \text{ °C} \quad (10.2)$$

Kde:  $t_{in,vk}$  – je teplota spalin na vstupu do vratné komory

$t_{out,vk}$  – je zvolená teplota na výstupu z vratné komory

### 10.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA KONVEKČÍ

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp,vk} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.3)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{83,365 \cdot 10^{-3}}{3,42} \cdot \left( \frac{3,32 \cdot 3,42}{115,176 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,608^{0,4} = 4,544 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $d_e$  – je ekvivalentní průměr [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Parametry spalín uvedené v následující tabulce jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalín  $t_{stř,vk} = 715,878 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tyto parametry nám slouží pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekčí.

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$83,365 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$115,176 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,608	-

*Tab. 13: Hodnoty součinitelů v oblasti vratné komory*

**Ekvivalentní průměr**

$$d_e = \frac{4 \cdot \check{s}_{ro} \cdot l_{III}}{2 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III})} = \frac{4 \cdot 3,51 \cdot 3,33}{2 \cdot (3,51 + 3,33)} = 3,42 \text{ m} \quad (10.4)$$

### 10.1.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA SÁLÁNÍM

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,vk}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,vk}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,vk}} \right)} \quad (10.5)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,391 \cdot 989,028^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{581,15}{989,028} \right)^4}{1 - \left( \frac{581,15}{989,028} \right)} = 41,437 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

**Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,496} = 0,391 \quad (10.6)$$

**Optická hustota**

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 1,487 \cdot 0,101 \cdot 3,302 = 0,496 \quad (10.7)$$

**Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř, vk}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.8)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 3,302}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{989,028}{1000} \right) \cdot 0,24$$
$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,487$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

**Účinná tloušťka sálavé vrstvy**

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{33,243}{36,238} = 3,302 \text{ m} \quad (10.9)$$

Kde:  $V$  – je objem sálající vrstvy [ $m^3$ ]

$F_{st}$  – je celkový povrch stěn sálající vrstvy [ $m^2$ ]

**Objem sálající vrstvy**

$$V = \check{s}_{ro} \cdot l_{III} \cdot d + \left( \frac{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} \cdot \sqrt{c^2 - d^2}}{2} \right) \quad (10.10)$$

$$V = 3,51 \cdot 3,33 \cdot 4 + \left( \frac{3,51 \cdot 3,33 \cdot \sqrt{4,62^2 - 4^2}}{2} \right) = 33,243 \text{ m}^3$$

**Celkový povrch stěn sálající vrstvy**

$$F_{st} = 1,6 \cdot \left[ d \cdot l_{III} - \left( \frac{d \cdot \sqrt{c^2 - d^2}}{2} \right) \right] + c \cdot \check{s}_{ro} + \check{s}_{ro} \cdot l_{III} \quad (10.11)$$

$$F_{st} = 1,6 \cdot \left[ 4 \cdot 3,33 - \left( \frac{4 \cdot \sqrt{4,62^2 - 4^2}}{2} \right) \right] + 4,62 \cdot 3,51 + 3,51 \cdot 3,33$$
$$F_{st} = 36,238 \text{ m}^2$$

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.12)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem nečistot na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

### 10.1.3 CELKOVÝ SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 41,437 + 4,544 = 45,981 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.13)$$

### 10.1.4 SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{45,981}{1 + 0,006 \cdot 45,981} = 36,039 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.14)$$

### 10.1.5 URČENÍ SKUTEČNÉ TEPLoty NA VÝSTUPU Z VRATNÉ KOMORY

#### Teplo odebrané ve vratné komoře

$$Q_{vk} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 36,039 \cdot 24,550 \cdot 457,775 \cdot 10^{-3} = 405,007 \text{ kW} \quad (10.15)$$

#### Teplosměnná plocha vratné komory

$$S = F_{st} - \check{s}_{ro} \cdot l_{III} = 36,238 - 3,51 \cdot 3,33 = 24,550 \text{ m}^2 \quad (10.16)$$

#### Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{469,755 - 446}{\ln \frac{469,755}{446}} = 457,775 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.17)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,vk} - t_{vyp} = 727,755 - 258 = 469,755 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,vk} - t_{vyp} = 704 - 258 = 446 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### Teplo vstupující do vratné komory

$$Q_{vk,in} = Q_{II,out} = 11623,903 \text{ kW} \quad (10.18)$$

#### Teplo spalin na výstupu z vratné komory

$$Q_{vk,out} = Q_{vk,in} - Q_{vk} = 11623,903 - 405,007 = 11218,896 \text{ kW} \quad (10.19)$$

#### Entalpie spalin na výstupu z vratné komory

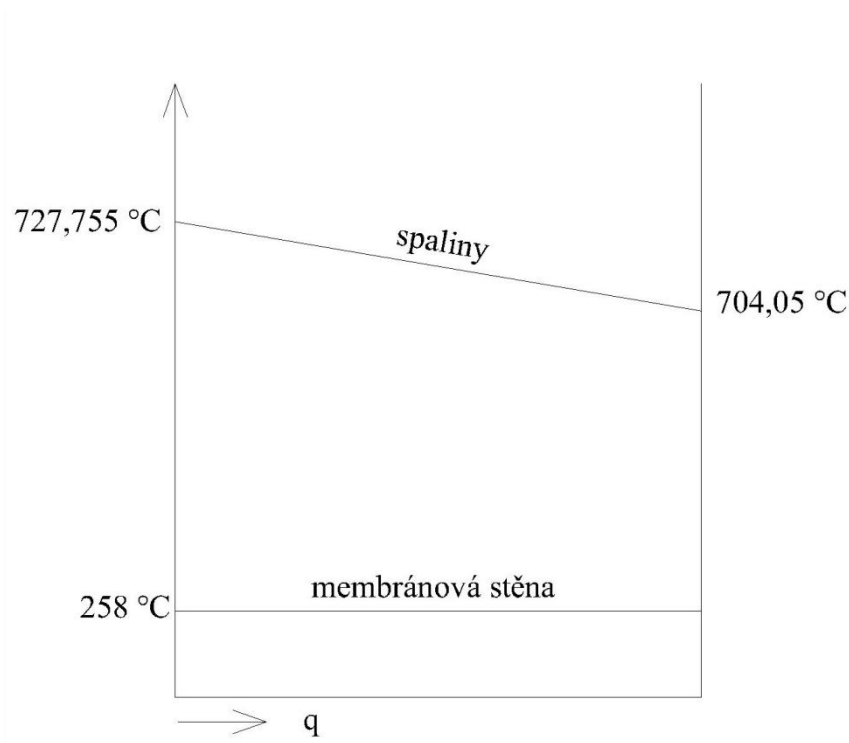
$$I_{vk,out} = \frac{Q_{vk,out}}{M_{pv}} = \frac{11218,896}{1,56} = 7191,6 \text{ kJ / kg} \quad (10.20)$$

### Skutečná teplota na výstupu z vratné komory

Díky entalpii na výstupu  $I_{vk,out} = 7191,6 \text{ kJ/kg}$  zjistíme interpolací z tab. 6 hodnotu skutečné teploty na výstupu z vratné komory  $t_{out,vk}$ .

Oproti zvolené teplotě spalin na výstupu z vratné komory  $t_{out,vk} = 704 \text{ °C}$  se skutečná teplota na výstupu z vratné komory  $t_{vk,out}^{skut} = 704,05 \text{ °C}$  liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

### 10.1.6 TEPLOTNÍ SPÁD VE VRATNÉ KOMOŘE



*Obr. 13: Teplotní spád ve vratné komoře*

## 10.2 OBLAST 1

Tato oblast je tvořena membránovými stěnami výparníku, přehřívákem P3 a závěsnými trubkami, kterých je tento přehřívák zavěšen.

### Rychlost proudu spalin v oblasti 1

$$w_{sp,1} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \cdot \frac{t_{stř,1} + 273,15}{273,15} \quad (10.21)$$

$$w_{sp,1} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33 - 17 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} \cdot \frac{649,025 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp,1} = 3,776 \text{ m/s}$$

Kde:  $l_{III}$  – je délka třetího tahu kotle

$n_{sm}$  – je počet smyček přehříváku P3

$D_{tr,P3}$  – je vnější průměr trubky přehříváku P3 [m]

$l_{tr,P3}$  – je délka trubky přehříváku P3 [m]

$n_{zt}$  – je počet závěsných trubek

$D_{zt}$  – je vnější průměr závěsné trubky [m]

### Střední teplota v oblasti 1

$$t_{stř,1} = \frac{t_{in,1} + t_{out,1}}{2} = \frac{704,05 + 594}{2} = 649,025 \text{ °C} \quad (10.22)$$

Kde:  $t_{in,1}$  – je teplota spalin na vstupu do oblasti 1

$t_{out,1}$  – je zvolená teplota na výstupu z oblasti 1

### 10.2.1 MEMBRÁNOVÁ STĚNA

#### Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp,1} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.23)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{77,667 \cdot 10^{-3}}{0,3} \cdot \left( \frac{3,776 \cdot 0,3}{102,621 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,615^{0,4} = 8,410 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $d_e$  – je ekvivalentní průměr [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 14 obsahuje parametry spalín nutné pro předchozí výpočet, tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalín  $t_{stř,1} = 649,025 \text{ °C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$77,667 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$102,621 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,615	-

Tab. 14: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 1

### Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( \check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} + 2 \cdot n_{sm} \cdot (D_{tr,P3} + l_{tr,P3})} \quad (10.24)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( 3,51 \cdot 3,33 - 17 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (3,51 + 3,33) + 34 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 17 \cdot (0,038 + 3,18)}$$

$$d_e = 0,3 \text{ m}$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,1}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,1}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,1}} \right)} \quad (10.25)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,168 \cdot 922,175^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{581,15}{922,175} \right)^4}{1 - \left( \frac{581,15}{922,175} \right)} = 15,378 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \quad (10.26)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 4,942 \cdot 0,101 \cdot 0,368 = 0,184 \quad (10.27)$$

**Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,1}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.28)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,368}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{922,175}{1000} \right) \cdot 0,24$$
$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,942$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

**Účinná tloušťka sálavé vrstvy**

Účinná tloušťka sálavé vrstvy je v celé oblasti 1 konstantní. Využijeme ji tedy i pro výpočet následujících výhřevných ploch oblasti 1.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P3} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P3}^2} - 1 \right) \quad (10.29)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,067}{0,038^2} - 1 \right) = 0,368 \text{ m}$$

Kde:  $s_1$  – je příčná rozteč svazku trubek přehříváku P3

$s_2$  – je podélná rozteč svazku trubek přehříváku P3

**Teplota zanešeného povrchu stěn**

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.30)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 15,378 + 8,410 = 23,788 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.31)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{23,788}{1 + 0,006 \cdot 23,788} = 20,817 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.32)$$

**Tepl o odebrané membránovou stěnou**

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 20,817 \cdot 30,37 \cdot 388,43 \cdot 10^{-3} = 245,569 \text{ kW} \quad (10.33)$$



### Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot h_1 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III}) = 2 \cdot 2,22 \cdot (3,51 + 3,33) = 27,634 \text{ m}^2 \quad (10.34)$$

Kde:  $h_1$  – je výška oblasti I [m]

### Střední teplotní logaritmický spád

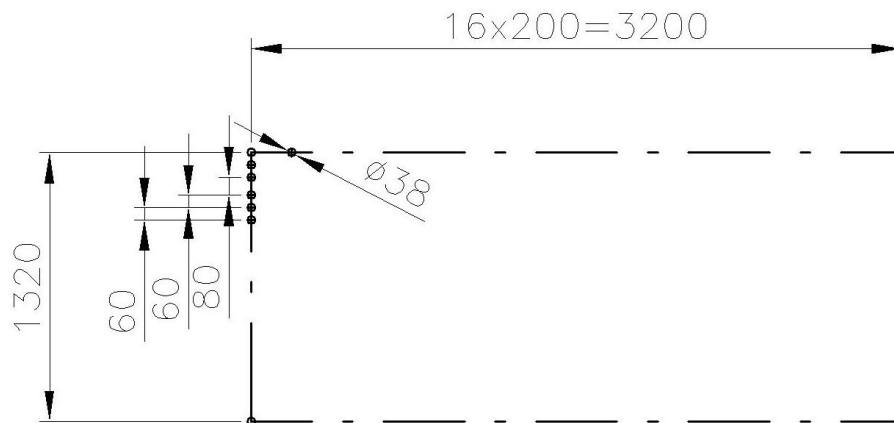
$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{446,05 - 336}{\ln \frac{446,05}{336}} = 388,43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.35)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,1} - t_{vyp} = 704,05 - 258 = 446,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

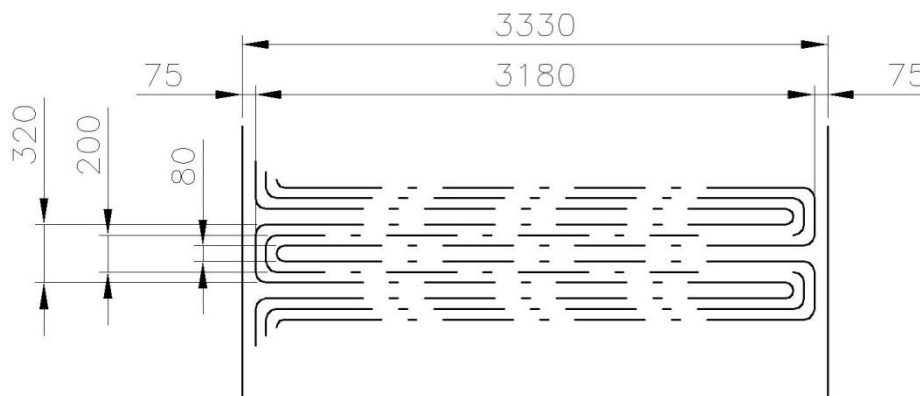
$$\Delta t_2 = t_{out,1} - t_{vyp} = 594 - 258 = 336 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 10.2.2 PŘEHŘÍVÁK P3

Přehřívák P3 je tvořen trubkovým svazkem, jenž je řešen jako trojhad. Počet řad tohoto přehříváku je 8. Po šířce kotle je umístěno 17 smyček. Trubky mají vnější průměr 38 mm a tloušťku stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 200 mm z důvodu snížení zanášení trubkových svazků částicemi popílku, které jsou unášeny proudem spalín.



*Obr. 14: Konstrukční řešení přehříváku P3*



*Obr. 15: Rozměry přehříváku P3*

**Parametry přehříváku P3 na výstupu**

$$\begin{aligned} \text{Tlak páry na výstupu:} & \quad p_{P3,out} = 4,2 \text{ MPa} \\ \text{Teplota páry na výstupu:} & \quad t_{P3,out} = 425 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Měrný objem páry na výstupu:} & \quad v_{p,out} = 0,072939 \text{ m}^3 / \text{kg} \end{aligned}$$

**Parametry přehříváku P3 na vstupu**

$$\begin{aligned} \text{Tlak páry na vstupu:} & \quad p_{P3,in} = 4,3 \text{ MPa} \\ \text{Teplota páry na vstupu:} & \quad t_{P3,in} = 363 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Měrný objem páry na vstupu:} & \quad v_{p,in} = 0,063171 \text{ m}^3 / \text{kg} \end{aligned}$$

**Střední tlak páry**

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P3,in} + p_{P3,out}}{2} = \frac{4,3 + 4,2}{2} = 4,25 \text{ MPa} \quad (10.36)$$

**Střední měrný objem páry**

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,063171 + 0,072939}{2} = 0,068055 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (10.37)$$

**Střední teplota páry**

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P3,in} + t_{P3,out}}{2} = \frac{363 + 425}{2} = 394 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.38)$$

**Rychlost proudění páry**

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,722 \cdot 0,068055}{0,036} = 18,363 \text{ m} / \text{s} \quad (10.39)$$

**Průtočný průřez páry**

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P3}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 17 \cdot 3 = 0,036 \text{ m}^2 \quad (10.40)$$

Kde:  $d_{P3}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P3 [m]

$p_h$  – je počet hadů přehříváku P3

**Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry**

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.41)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{58,867 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left( \frac{18,363 \cdot 0,03}{16,757 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,009^{0,4} = 1173,829 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P3 [m]  
 $\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]  
 $\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]  
 Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Následující tabulka obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p, stř} = 394\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

<b>Souč. tepelné vodivosti</b>	<b><math>\lambda</math></b>	$58,867 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
<b>Souč. kinematické viskozity</b>	<b><math>\nu</math></b>	$16,757 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s
<b>Prandtlovo číslo</b>	<b>Pr</b>	1,009	-

*Tab. 15: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1*

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P3}} \cdot \left( \frac{w_{sp,1} \cdot D_{tr,P3}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (10.42)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 0,989 \cdot \frac{77,667 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left( \frac{3,776 \cdot 0,038}{102,621 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,615^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 37,590 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

V následující tabulce jsou uvedeny parametry spalin, které nám slouží k výpočtu součinitele přestupu tepla, rovnice (10.42). Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř,1} = 649,025\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

<b>Souč. tepelné vodivosti</b>	<b><math>\lambda</math></b>	$77,667 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
<b>Souč. kinematické viskozity</b>	<b><math>\nu</math></b>	$102,621 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
<b>Prandtlovo číslo</b>	<b>Pr</b>	0,615	-

*Tab. 16: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1*

### Opravný koeficient na počet podélných řad

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (8 - 2) = 0,985 \quad (10.43)$$

### Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (10.44)$$

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,754}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,989$$

### Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P2}} = \frac{200}{38} = 5,263 \quad (10.45)$$

### Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1}} = \frac{67}{38} = 1,754 \quad (10.46)$$

V případě, že  $\sigma_1 > 3$  a  $\sigma_2 < 2$  volíme  $\sigma_1 = 3$ .

### Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,1}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)} \quad (10.47)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,168 \cdot 922,175^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{702,15}{922,175}\right)^4}{1 - \left(\frac{702,15}{922,175}\right)} = 18,787 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalin

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \quad (10.48)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 4,942 \cdot 0,101 \cdot 0,368 = 0,184 \quad (10.49)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,1}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.50)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,368}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{922,175}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,942$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p, stf} + \Delta t = 394 + 35 = 429 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.51)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 429 + 273,15 = 702,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s, sp} + \alpha_{k, sp} = 18,787 + 37,590 = 56,378 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.52)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{56,378} + \frac{1}{1173,829} + 0,006} = 40,668 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.53)$$

### Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{341,05 - 169}{\ln \frac{341,05}{169}} = 245,04 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.54)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,1} - t_{P3,in} = 704,05 - 363 = 341,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,1} - t_{P3,out} = 594 - 425 = 169 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P3

$$S_{P3,navrh} = \frac{Q_{P3,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{1458,3}{40,668 \cdot 245,04 \cdot 10^{-3}} = 146,338 \text{ m}^2 \quad (10.55)$$

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

### Počet podélných řad přehříváku P3

$$n_{rad} = \frac{S_{P3,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \quad (10.56)$$

$$n_{rad} = \frac{146,338}{\pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 3 \cdot 17} = 7,56 \Rightarrow \text{volím 8 řad}$$

**Skutečná plocha přehříváku P3**

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot D_{tr,P3} \cdot l_{tr,P3} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{rad} \quad (10.57)$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 3 \cdot 17 \cdot 8 = 154,811 \text{ m}^2$$

**Skutečný výkon přehříváku P3**

$$Q_{P3,skut} = k \cdot S_{P3,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 40,668 \cdot 154,811 \cdot 251,379 \cdot 10^{-3} = 1542,727 \text{ kW} \quad (10.58)$$

**10.2.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY****Parametry závěsných trubek na výstupu**

Tlak páry na výstupu:  $p_{zt,out} = 4,5 \text{ MPa}$

Teplota páry na výstupu:  $t_{zt,out} = 263 \text{ }^\circ\text{C}$

Měrný objem páry na výstupu:  $v_{p,out} = 0,044524 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Parametry závěsných trubek na vstupu**

Tlak páry na vstupu:  $p_{zt,in} = 4,55 \text{ MPa}$

Teplota páry na vstupu:  $t_{zt,in} = 258 \text{ }^\circ\text{C}$

Měrný objem páry na vstupu:  $v_{p,in} = 0,045147 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Střední tlak páry**

$$p_{p,stř} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,55}{2} = 4,525 \text{ MPa} \quad (10.59)$$

**Střední měrný objem páry**

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,044524 + 0,045147}{2} = 0,044836 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (10.60)$$

**Střední teplota páry**

$$t_{p,stř} = \frac{t_{p1,in} + t_{p1,out}}{2} = \frac{258 + 263}{2} = 260,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.61)$$

**Množství páry v závěsných trubkách v oblasti 1**

$$M_{p,z1} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (10.62)$$

$$M_{p,z1} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 = 9,041 \text{ kg} / \text{s}$$

### Rychlost páry v závěsných trubkách v oblasti 1

$$w_{p,zt} = \frac{M_{p,zt1} \cdot v_{p,stř}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} = \frac{9,041 \cdot 0,044836}{\frac{\pi \cdot 0,319^2}{4} \cdot 34} = 14,926 \text{ m/s} \quad (10.63)$$

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.64)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,204 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left( \frac{14,926 \cdot 0,0319}{80,273 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,445^{0,4} = 1881,252 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr závěsné trubky [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Parametry v následující tabulce jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p,stř} = 260,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$54,204 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$80,273 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	1,445	-

Tab. 17: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left( \frac{w_{sp,1} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.65)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{777,667 \cdot 10^{-3}}{0,045} \cdot \left( \frac{3,776 \cdot 0,045}{102,621 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,615^{0,4} = 12,317 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $D_{zt}$  – je vnější průměr závěsných trubek [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 18 obsahuje parametry spalín potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalín  $t_{stř,1} = 649,025 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$77,667 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$102,621 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,615	-

Tab. 18: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1

### Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,1}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,1}}\right)} \quad (10.66)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,168 \cdot 922,175^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{561,25}{922,175}\right)^4}{1 - \left(\frac{561,25}{922,175}\right)} = 14,884 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \quad (10.67)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 4,942 \cdot 0,101 \cdot 0,368 = 0,184 \quad (10.68)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,1}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.69)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,368}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{922,175}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 4,942$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.



**Teplota zanešeného povrchu stěn**

$$t_z = t_{p, stř} + (15 + 2 \cdot t_{zt}) = 260,5 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 288,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.70)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 288,1 + 273,15 = 561,25 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

$t_{zt}$  – je tloušťka stěny závěsné trubky [mm]

**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_1 = \alpha_{k, sp} + \alpha_{s, sp} = 12,317 + 14,884 = 27,201 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.71)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{27,201} + \frac{1}{1881,252} + 0,003} = 24,817 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.72)$$

**Teplo odebrané závěsnými trubkami**

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 24,817 \cdot 10,547 \cdot 386,147 \cdot 10^{-3} = 101,070 \text{ kW} \quad (10.73)$$

**Teplosměnná plocha závěsných trubek**

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_1 \cdot n_{zt} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,22 \cdot 34 = 10,547 \text{ m}^2 \quad (10.74)$$

Kde:  $h_1$  – je výška oblasti 1 [m]

**Střední teplotní logaritmický spád**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{441,05 - 336}{\ln \frac{441,05}{336}} = 391,604 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.75)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,1} - t_{zt,out} = 704,05 - 263 = 441,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,1} - t_{zt,in} = 594 - 258 = 336 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**10.2.4 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI 1****Teplo odebrané spalinám v oblasti 1**

$$Q_1 = Q_{ms} + Q_{p3, skut} + Q_{zt} = 245,569 + 1542,727 + 101,070 = 1889,366 \text{ kW} \quad (10.76)$$

**Teplo spalin na vstupu do oblasti 1**

$$Q_{1,in} = Q_{vk,out} = 11218,896 \text{ kW} \quad (10.77)$$

### Teplota spalín na výstupu z oblasti 1

$$Q_{1,out} = Q_{1,in} - Q_1 = 11218,896 - 1889,366 = 9329,53 \text{ kW} \quad (10.78)$$

### Entalpie spalín na výstupu z oblasti 1

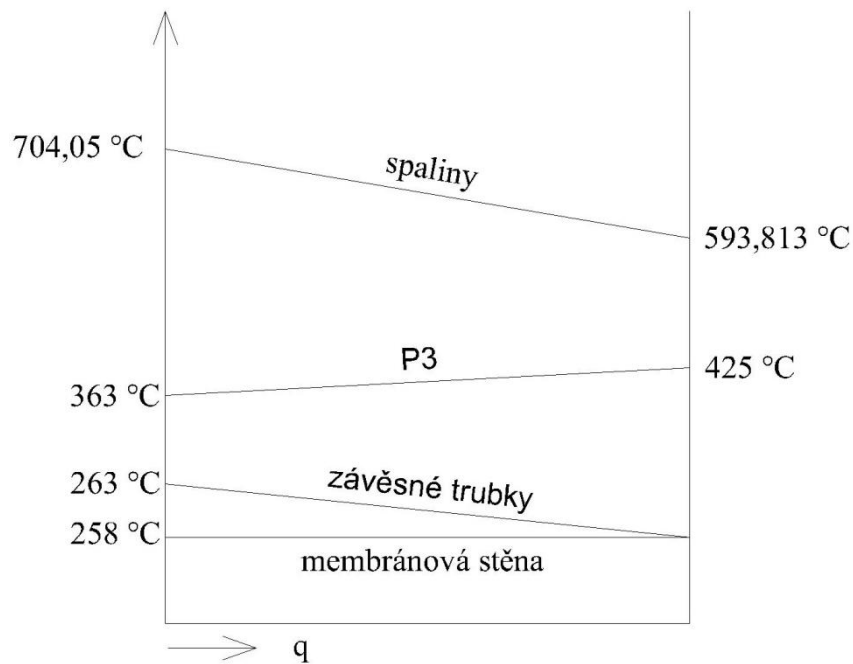
$$I_{1,out} = \frac{Q_{1,out}}{M_{pv}} = \frac{9329,53}{1,56} = 5980,468 \text{ kJ / kg} \quad (10.79)$$

### Skutečná teplota na výstupu z oblasti 1

Díky entalpii na výstupu  $I_{1,out} = 5980,468 \text{ kJ / kg}$  můžeme jednoduše pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 1 a porovnat ji se zvolenou teplotou  $t_{out,1}$ .

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 1 je  $t_{1,out}^{skut} = 593,813 \text{ °C}$ , což se od zvolené teploty  $t_{out,1} = 594 \text{ °C}$  liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

## 10.2.5 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI 1



Obr. 16: Teplotní spád v oblasti 1

## 10.3 OBLAST 2

Následující výpočet je podobný výpočtu předchozímu. Stejně jako oblast 1 je i tato oblast tvořena membránovými stěnami výparníku, je zde umístěn přehřívák P2, který je zavěšený na závěsných trubkách.

### Rychlost proudu spalin v oblasti 2

$$w_{sp,2} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \cdot \frac{t_{stř,2} + 273,15}{273,15} \quad (10.80)$$

$$w_{sp,2} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} \cdot \frac{535,156 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp,2} = 4,146 \text{ m/s}$$

Kde:  $l_{III}$  – je délka třetího tahu kotle  
 $n_{sm}$  – je počet smyček přehříváku P2  
 $D_{tr,P2}$  – je vnější průměr trubky přehříváku P2 [m]  
 $l_{tr,P2}$  – je délka trubky přehříváku P2 [m]  
 $n_{zt}$  – je počet závěsných trubek  
 $D_{zt}$  – je vnější průměr závěsné trubky [m]

### Střední teplota v oblasti 2

$$t_{stř,2} = \frac{t_{in,2} + t_{out,2}}{2} = \frac{593,813 + 476,5}{2} = 535,156 \text{ °C} \quad (10.81)$$

Kde:  $t_{in,2}$  – je teplota spalin na vstupu do oblasti 2  
 $t_{out,2}$  – je zvolená teplota na výstupu z oblasti 2

## 10.3.1 MEMBRÁNOVÁ STĚNA

### Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp,2} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.82)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{68,053 \cdot 10^{-3}}{0,13} \cdot \left( \frac{4,146 \cdot 0,13}{82,382 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,626^{0,4} = 11,229 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $d_e$  – je ekvivalentní průměr [m]  
 $\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]  
 $\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]  
 $Pr$  – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 19 obsahuje parametry spalín potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalín  $t_{stř,1} = 535,156 \text{ °C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$68,053 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$82,382 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,626	-

Tab. 19: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 2

### Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( \check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} + 2 \cdot n_{sm} \cdot (D_{tr,P2} + l_{tr,P2})} \quad (10.83)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( 3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (3,51 + 3,33) + 34 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 33 \cdot (0,038 + 3,18)}$$

$$d_e = 0,13 \text{ m}$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,2}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,2}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,2}} \right)} \quad (10.84)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,128 \cdot 808,306^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{581,15}{808,306} \right)^4}{1 - \left( \frac{581,15}{808,306} \right)} = 9,037 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,137} = 0,128 \quad (10.85)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 7,657 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,137 \quad (10.86)$$

**Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.87)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{808,306}{1000} \right) \cdot 0,24$$
$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,657$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

**Účinná tloušťka sálavé vrstvy**

Účinná tloušťka sálavé vrstvy je v celé oblasti 2 konstantní. Využijeme ji tedy i pro výpočet následujících výhřevných ploch oblasti 2.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P2} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P2}^2} - 1 \right) \quad (10.88)$$

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

Kde:  $s_1$  – je příčná rozteč svazku trubek přehříváku P2

$s_2$  – je podélná rozteč svazku trubek přehříváku P2

**Teplota zanešeného povrchu stěn**

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.89)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 9,037 + 11,229 = 20,266 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.90)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{20,266}{1 + 0,006 \cdot 20,266} = 18,069 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.91)$$

**Teplo odebrané membránovou stěnou**

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 18,069 \cdot 27,634 \cdot 272,968 \cdot 10^{-3} = 136,294 \text{ kW} \quad (10.92)$$

### Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot h_2 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III}) = 2 \cdot 2,02 \cdot (3,51 + 3,33) = 27,634 \text{ m}^2 \quad (10.93)$$

Kde:  $h_2$  – je výška oblasti 2 [m]

### Střední teplotní logaritmický spád

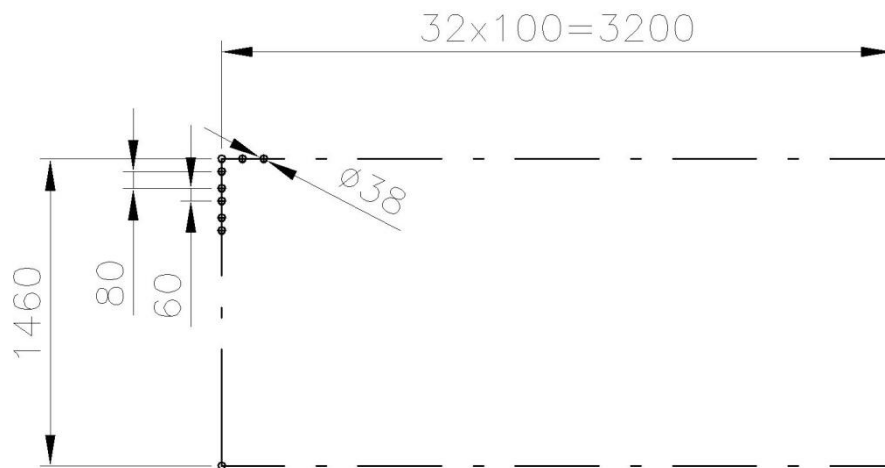
$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{335,813 - 218,5}{\ln \frac{335,813}{218,5}} = 272,968 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.94)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{vyp} = 593,813 - 258 = 335,813 \text{ }^\circ\text{C}$$

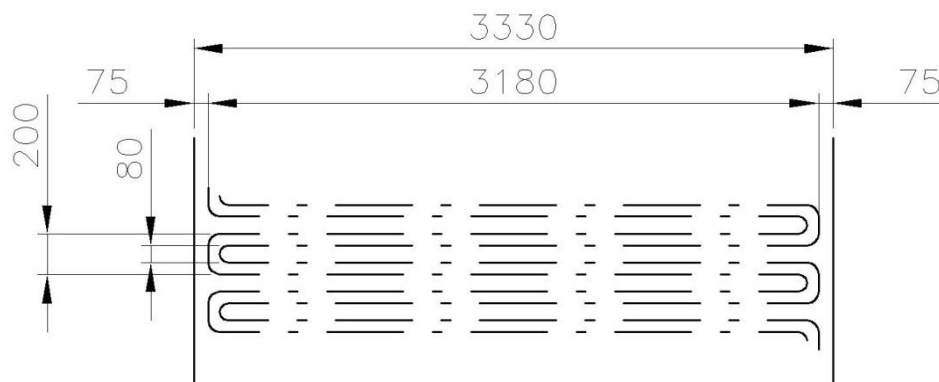
$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{vyp} = 476,5 - 258 = 218,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 10.3.2 PŘEHŘÍVÁK P2

Přehřívák P2 je tvořen trubkovým svazkem, oproti přehříváku P3 je řešen jako dvojhad. Počet řad tohoto přehříváku je 10. Celkem je tvořen 33 smyčkami s trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 100 mm.



*Obr. 17: Konstrukční řešení přehříváku P2*



*Obr. 18: Rozměry přehříváku P2*

**Parametry přehříváku P2 na výstupu**

Tlak páry na výstupu:  $p_{P2,out} = 4,3 \text{ MPa}$   
Teplota páry na výstupu:  $t_{P2,out} = 396 \text{ }^\circ\text{C}$   
Měrný objem páry na výstupu:  $v_{p,out} = 0,067476 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Parametry přehříváku P2 na vstupu**

Tlak páry na vstupu:  $p_{P2,in} = 4,4 \text{ MPa}$   
Teplota páry na vstupu:  $t_{P2,in} = 318 \text{ }^\circ\text{C}$   
Měrný objem páry na vstupu:  $v_{p,in} = 0,061454 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Střední tlak páry**

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P2,in} + p_{P2,out}}{2} = \frac{4,4 + 4,3}{2} = 4,35 \text{ MPa} \quad (10.95)$$

**Střední měrný objem páry**

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,055432 + 0,067476}{2} = 0,061454 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (10.96)$$

**Střední teplota páry**

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P2,in} + t_{P2,out}}{2} = \frac{318 + 396}{2} = 357 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.97)$$

**Rychlost proudění páry**

$$w_p = \frac{M_{pp,P2} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,43 \cdot 0,061454}{0,048} = 12,063 \text{ m} / \text{s} \quad (10.98)$$

**Průtočné množství přehřívákem P2**

$$M_{pp,P2} = M_{pp} - 0,03 \cdot M_{pp} = 9,722 - 0,03 \cdot 9,722 = 9,43 \text{ kg} / \text{s} \quad (10.99)$$

**Průtočný průřez páry**

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 33 \cdot 2 = 0,047 \text{ m}^2 \quad (10.100)$$

Kde:  $d_{P2}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]

$p_h$  – je počet hadů přehříváku P2

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.101)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{55,384 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left( \frac{12,429 \cdot 0,03}{14,157 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,068^{0,4} = 945,809 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

V tab. 20 jsou uvedeny parametry páry sloužící pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p, stř} = 357 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$55,384 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$14,157 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	1,068	-

Tab. 20: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P2}} \cdot \left( \frac{w_{sp,2} \cdot D_{tr,P2}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (10.102)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{68,053 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left( \frac{4,146 \cdot 0,038}{82,382 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,626^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 41,606 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

Součinitelé uvedení v tabulce níže jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř,2} = 535,156 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tyto parametry jsou potřebné pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalin.

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$68,053 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$82,382 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,626	-

Tab. 21: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2

### Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{rad} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \quad (10.103)$$



### Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (10.104)$$

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

### Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P2}} = \frac{100}{38} = 2,632 \quad (10.105)$$

### Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P2}} = \frac{70}{38} = 1,842 \quad (10.106)$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,2}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,2}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,2}} \right)} \quad (10.107)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,128 \cdot 808,306^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{665,15}{808,306} \right)^4}{1 - \left( \frac{665,15}{808,306} \right)} = 10,595 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,137} = 0,128 \quad (10.108)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 7,657 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,137 \quad (10.109)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.110)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{808,306}{1000} \right) \cdot 0,24$$
$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,657$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stiř} + \Delta t = 357 + 35 = 392 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.111)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 392 + 273,15 = 665,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s,sp} + \alpha_{k,sp} = 10,595 + 41,606 = 52,202 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.112)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{52,202} + \frac{1}{945,809} + 0,005} = 39,661 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.113)$$

### Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{197,813 - 158,5}{\ln \frac{197,813}{158,5}} = 177,431 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.114)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{p2,out} = 593,813 - 396 = 197,813 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{p2,in} = 476,5 - 318 = 158,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P2

$$S_{P2,navrh} = \frac{Q_{P2,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{1886,1}{39,661 \cdot 177,431 \cdot 10^{-3}} = 268,024 \text{ m}^2 \quad (10.115)$$

Kde:  $Q_{P2,navrh}$  – je navrhovaný výkon přehříváku P2 [kW]

**Počet příčných řad přehříváku P2**

$$n_{rad} = \frac{S_{P2,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \quad (10.116)$$

$$n_{rad} = \frac{268,024}{\pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 2 \cdot 33} = 10,7 \Rightarrow \text{volím } 10 \text{ řad}$$

**Skutečná plocha přehříváku P2**

$$S_{P2,skut} = \pi \cdot D_{tr,P2} \cdot l_{tr,P2} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{rad} \quad (10.117)$$

$$S_{P2,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,182 \cdot 33 \cdot 10 = 250,429 \text{ m}^2$$

**Skutečný výkon přehříváku P2**

$$Q_{P2,skut} = k \cdot S_{P2,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 39,661 \cdot 250,429 \cdot 177,431 \cdot 10^{-3} = 1762,283 \text{ kW} \quad (10.118)$$

**10.3.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY****Parametry závěsných trubek na výstupu**

Tlak páry na výstupu:  $p_{zt,out} = 4,5 \text{ MPa}$

Teplota páry na výstupu:  $t_{zt,out} = 263 \text{ }^\circ\text{C}$

Měrný objem páry na výstupu:  $v_{p,out} = 0,044524 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Parametry závěsných trubek na vstupu**

Tlak páry na vstupu:  $p_{zt,in} = 4,55 \text{ MPa}$

Teplota páry na vstupu:  $t_{zt,in} = 258 \text{ }^\circ\text{C}$

Měrný objem páry na vstupu:  $v_{p,in} = 0,045147 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Střední tlak páry**

$$p_{p, stř} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,55}{2} = 4,525 \text{ MPa} \quad (10.119)$$

**Střední měrný objem páry**

$$v_{p, stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,044524 + 0,045147}{2} = 0,044836 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (10.120)$$

**Střední teplota páry**

$$t_{p, stř} = \frac{t_{p1,in} + t_{p1,out}}{2} = \frac{258 + 263}{2} = 260,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.121)$$

**Množství páry v závěsných trubkách v oblasti 2**

$$M_{p,zt2} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (10.122)$$

$$M_{p,zt2} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 = 9,041 \text{ kg / s}$$

**Rychlost páry v závěsných trubkách v oblasti 2**

$$w_{p,zt} = \frac{M_{p,zt2} \cdot v_{p,stř}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} = \frac{9,041 \cdot 0,044836}{\frac{\pi \cdot 0,319^2}{4} \cdot 34} = 14,926 \text{ m / s} \quad (10.123)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry**

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.124)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,204 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left( \frac{14,926 \cdot 0,0319}{80,273 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,445^{0,4} = 1881,252 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr závěsné trubky [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Tab. 22 obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p,stř} = 260,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

<b>Souč. tepelné vodivosti</b>	<b><math>\lambda</math></b>	$54,204 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
<b>Souč. kinematické viskozity</b>	<b><math>\nu</math></b>	$80,273 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
<b>Prandtlovo číslo</b>	<b>Pr</b>	1,445	-

*Tab. 22: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2*

**Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin**

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left( \frac{w_{sp,1} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.125)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{68,053 \cdot 10^{-3}}{0,045} \cdot \left( \frac{4,146 \cdot 0,045}{82,382 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,626^{0,4} = 13,968 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $D_{zt}$  – je vnější průměr závěsných trubek [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Tab. 23 obsahuje parametry spalín potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalín  $t_{stř,2} = 535,156\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$68,053 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$82,382 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,626	-

Tab. 23: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2

### Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,2}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,2}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,2}}\right)} \quad (10.126)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,128 \cdot 808,306^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{561,25}{808,306}\right)^4}{1 - \left(\frac{561,25}{808,306}\right)} = 8,703 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,137} = 0,128 \quad (10.127)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 7,657 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,137 \quad (10.128)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.129)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{808,306}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 7,657$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

**Teplota zanešeného povrchu stěn**

$$t_z = t_{p, stř} + (15 + 2 \cdot t_{zt}) = 260,5 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 288,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.130)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 288,1 + 273,15 = 561,25 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

$t_{zt}$  – je tloušťka stěny závěsné trubky [mm]

**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_1 = \alpha_{k, sp} + \alpha_{s, sp} = 13,968 + 8,703 = 22,671 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.131)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{22,671} + \frac{1}{1881,252} + 0,003} = 20,990 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.132)$$

**Teplo odebrané závěsnými trubkami**

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 20,990 \cdot 9,597 \cdot 270,786 \cdot 10^{-3} = 54,547 \text{ kW} \quad (10.133)$$

**Teplosměnná plocha závěsných trubek**

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_2 \cdot n_{zt} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,02 \cdot 34 = 9,597 \text{ m}^2 \quad (10.134)$$

Kde:  $h_2$  – je výška oblasti 2 [m]

**Střední teplotní logaritmický spád**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{330,813 - 218,5}{\ln \frac{330,813}{218,5}} = 270,786 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.135)$$

$$\Delta t_1 = t_{m,2} - t_{zt,out} = 593,813 - 263 = 330,813 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{zt,in} = 476,5 - 258 = 218,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**10.3.4 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI 2****Teplo odebrané spalinám v oblasti 2**

$$Q_2 = Q_{ms} + Q_{P2, skut} + Q_{zt} = 136,294 + 1762,283 + 54,547 = 1953,123 \text{ kW} \quad (10.136)$$

**Teplo spalin na vstupu do oblasti 2**

$$Q_{2,in} = Q_{1,out} = 9329,530 \text{ kW} \quad (10.137)$$

### Teplo spalin na výstupu z oblasti 2

$$Q_{2,out} = Q_{2,in} - Q_2 = 9329,530 - 1953,123 = 7376,410 \text{ kW} \quad (10.138)$$

### Entalpie spalin na výstupu z oblasti 2

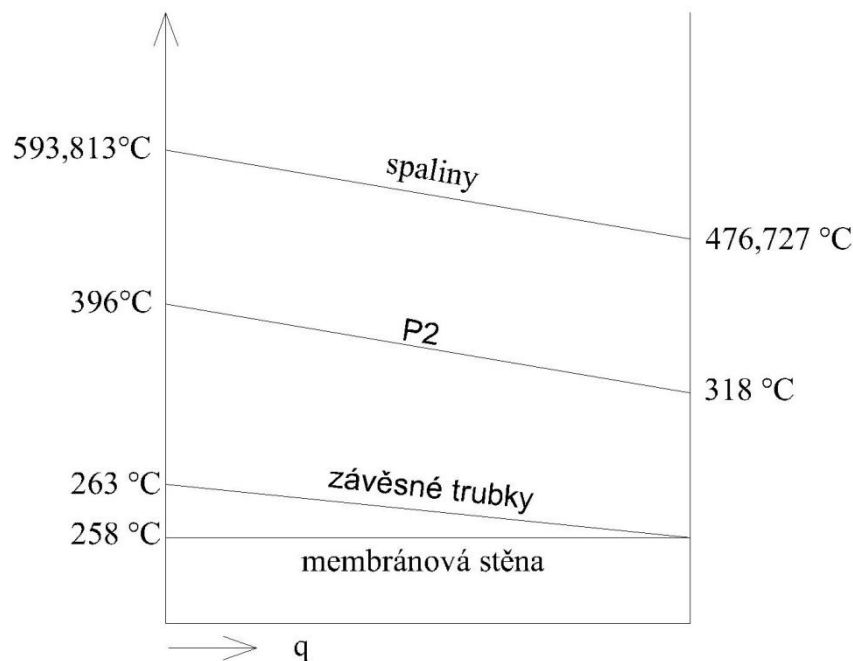
$$I_{2,out} = \frac{Q_{2,out}}{M_{pv}} = \frac{7376,410}{1,56} = 4728,466 \text{ kJ / kg} \quad (10.139)$$

### Skutečná teplota na výstupu z oblasti 2

Z vypočtené entalpie na výstupu  $I_{2,out} = 4728,466 \text{ kJ / kg}$  můžeme pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 2 a porovnat ji se zvolenou teplotou a určit správnost výsledku.

Skutečná teplota na výstupu z oblasti 2 je tedy  $t_{2,out}^{skut} = 476,727 \text{ °C}$ , což se od zvolené teploty  $t_{out,2} = 476,5 \text{ °C}$  liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

### 10.3.5 TEPLITNÍ SPÁD V OBLASTI 2



Obr. 19: Teplotní spád v oblasti 2

## 10.4 OBLAST 3

Oblast 3 je tvořena membránovými stěnami výparníku, závěsnými trubkami a částí přehříváku P1. Druhá část přehříváku P1 je z důvodu velikosti umístěna v další části kotle.

### Rychlost proudu spalin v oblasti 3

$$w_{sp,3} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\dot{V}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}} \cdot \frac{t_{stř,3} + 273,15}{273,15} \quad (10.140)$$

$$w_{sp,3} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4}} \cdot \frac{437,863 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp,3} = 3,647 \text{ m/s}$$

Kde:  $l_{III}$  – je délka třetího tahu kotle

$n_{sm}$  – je počet smyček přehříváku P1b

$D_{tr,P1b}$  – je vnější průměr trubky přehříváku P1b [m]

$l_{tr,P1b}$  – je délka trubky přehříváku P1b [m]

$n_{zt}$  – je počet závěsných trubek

$D_{zt}$  – je vnější průměr závěsné trubky [m]

### Střední teplota v oblasti 3

$$t_{stř,3} = \frac{t_{in,3} + t_{out,3}}{2} = \frac{476,727 + 399}{2} = 437,863 \text{ °C} \quad (10.141)$$

Kde:  $t_{in,3}$  – je teplota spalin na vstupu do oblasti 3

$t_{out,3}$  – je zvolená teplota na výstupu z oblasti 3

### 10.4.1 MEMBRÁNOVÁ STĚNA

#### Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp,3} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.142)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{59,818 \cdot 10^{-3}}{0,13} \cdot \left( \frac{3,647 \cdot 0,13}{66,420 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,636^{0,4} = 10,648 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $d_e$  – je ekvivalentní průměr [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]



V tab. 24 jsou uvedeny parametry spalín potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalín  $t_{stř,1} = 437,863 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$59,818 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$66,420 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,636	-

Tab. 24: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 3

### Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( \check{s}_{ro} \cdot l_{III} - n_{sm} \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \right)}{2 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III}) + n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} + 2 \cdot n_{sm} \cdot (D_{tr,P1b} + l_{tr,P1b})} \quad (10.143)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( 3,51 \cdot 3,33 - 33 \cdot 0,038 \cdot 3,18 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \right)}{2 \cdot (3,51 + 3,33) + 34 \cdot \pi \cdot 0,0445 + 2 \cdot 33 \cdot (0,038 + 3,18)}$$

$$d_e = 0,13 \text{ m}$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,3}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,3}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,3}} \right)} \quad (10.144)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 711,013^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{581,15}{711,013} \right)^4}{1 - \left( \frac{581,15}{711,013} \right)} = 7,492 \text{ W / m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,144} = 0,134 \quad (10.145)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8,050 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144 \quad (10.146)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.147)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{711,013}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,050$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Účinná tloušťka sálavé vrstvy

Účinná tloušťka sálavé vrstvy je v celé oblasti 2 konstantní. Využijeme ji tedy i pro výpočet následujících výhřevných ploch oblasti 2.

$$s = 0,9 \cdot D_{tr,P1b} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr,P1b}^2} - 1 \right) \quad (10.148)$$

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

Kde:  $s_1$  – je příčná rozteč svazku trubek přehříváku P2

$s_2$  – je podélná rozteč svazku trubek přehříváku P2

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{vyp} + \Delta t = 258 + 50 = 308 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.149)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 303 + 273,15 = 581,15 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 7,492 + 10,648 = 18,140 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.150)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{18,140}{1 + 0,006 \cdot 18,140} = 16,360 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.151)$$

### Teplo odebrané membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 16,360 \cdot 27,634 \cdot 177,029 \cdot 10^{-3} = 80,030 \text{ kW} \quad (10.152)$$

### Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S = 2 \cdot h_3 \cdot (\check{s}_{ro} + l_{III}) = 2 \cdot 2,02 \cdot (3,51 + 3,33) = 27,634 \text{ m}^2 \quad (10.153)$$

Kde:  $h_3$  – je výška oblasti 3 [m]

### Střední teplotní logaritmický spád

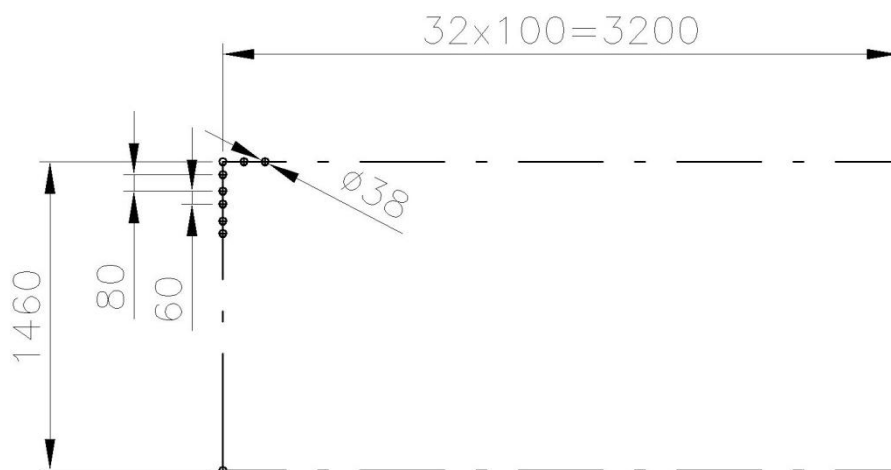
$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{218,727 - 141}{\ln \frac{218,727}{141}} = 177,029 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.154)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,3} - t_{vyp} = 470,166 - 258 = 212,166 \text{ } ^\circ\text{C}$$

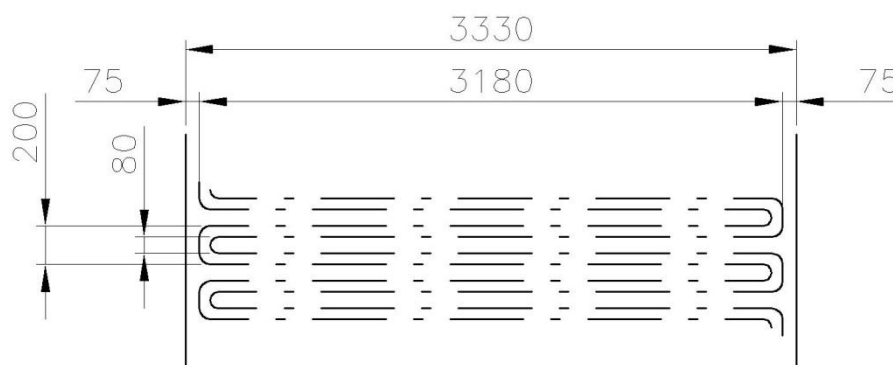
$$\Delta t_2 = t_{out,3} - t_{vyp} = 388,5 - 258 = 130,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 10.4.2 PŘEHŘÍVÁK P1B

První část přehřívák P1b je tvořen trubkovým svazkem, jenž je řešen jako dvojhad. Počet řad tohoto přehříváku je 10. Celkem je tvořen 33 smyčkami s trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 100 mm.



*Obr. 20: Konstrukční řešení přehříváku P1b*



*Obr. 21: Rozměry přehříváku P1b*

**Parametry přehříváku P1b na výstupu**

Tlak páry na výstupu:	$p_{P1b,out} = 4,4 \text{ MPa}$
Teplota páry na výstupu:	$t_{P1b,out} = 346 \text{ }^\circ\text{C}$
Měrný objem páry na výstupu:	$v_{p,out} = 0,059347 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Parametry přehříváku P1b na vstupu**

Tlak páry na vstupu:	$p_{P1b,in} = 4,45 \text{ MPa}$
Teplota páry na vstupu:	$t_{P1b,in} = 304,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Měrný objem páry na vstupu:	$v_{p,in} = 0,059347 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Střední tlak páry**

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P1b,in} + p_{P1b,out}}{2} = \frac{4,45 + 4,4}{2} = 4,425 \text{ MPa} \quad (10.155)$$

**Střední měrný objem páry**

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,059347 + 0,059347}{2} = 0,056045 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (10.156)$$

**Střední teplota páry**

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1b,in} + t_{P1b,out}}{2} = \frac{304,5 + 346}{2} = 325,25 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.157)$$

**Rychlost proudění páry**

$$w_p = \frac{M_{pp,P1b} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,041 \cdot 0,056045}{0,047} = 10,867 \text{ m/s} \quad (10.158)$$

**Průtočné množství přehřívákem P1b**

$$M_{pp,P1b} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 \quad (10.159)$$

$$M_{pp,P1b} = 9,041 \text{ kg/s}$$

**Průtočný průřez páry**

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{P1b}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 33 \cdot 2 = 0,047 \text{ m}^2 \quad (10.160)$$

Kde:  $d_{P1b}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P1b [m]

$p_h$  – je počet hadů přehříváku P1b

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.161)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{53,426 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left( \frac{10,867 \cdot 0,03}{12,007 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,140^{0,4} = 959,685 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P2 [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Následující tabulka obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p, stř} = 325,25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$53,426 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$12,007 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	1,140	-

Tab. 25: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P1b}} \cdot \left( \frac{w_{sp,3} \cdot D_{tr,P1b}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (10.162)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{59,818 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left( \frac{3,647 \cdot 0,038}{66,420 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,636^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 38,900 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

Parametry spalin uvedené v tab. 26 nám slouží pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalin. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř,3} = 429,333 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$59,818 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$66,420 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,636	-

Tab. 26: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3

### Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{rad} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \quad (10.163)$$

**Opravný koeficient na uspořádání svazku**

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (10.164)$$

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

**Poměrná příčná rozteč**

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P1b}} = \frac{100}{38} = 2,632 \quad (10.165)$$

**Poměrná podélná rozteč**

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1b}} = \frac{70}{38} = 1,842 \quad (10.166)$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín**

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,3}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,3}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{stř,3}} \right)} \quad (10.167)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 711,013^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{633,4}{711,013} \right)^4}{1 - \left( \frac{633,4}{711,013} \right)} = 8,382 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalín

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

**Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,144} = 0,134 \quad (10.168)$$

**Optická hustota**

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8,050 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144 \quad (10.169)$$

**Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.170)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{711,013}{1000} \right) \cdot 0,24$$
$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,050$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p, stř} + \Delta t = 325,25 + 35 = 360,25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.171)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 360,25 + 273,15 = 633,4 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s, sp} + \alpha_{k, sp} = 8,382 + 38,900 = 47,281 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.172)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{47,281} + \frac{1}{959,685} + 0,002} = 41,336 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.173)$$

### Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{130,727 - 94,5}{\ln \frac{130,727}{94,5}} = 111,635 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.174)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,3} - t_{P1b,out} = 476,727 - 346 = 130,727 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,3} - t_{P1b,in} = 399 - 304,5 = 94,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P1b

$$S_{P1b,navrh} = \frac{Q_{P1b,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{1146,95}{41,336 \cdot 111,635 \cdot 10^{-3}} = 248,551 \text{ m}^2 \quad (10.175)$$

Kde:  $Q_{P1b,navrh}$  – je navrhovaný výkon přehříváku P1b [kW]

### Počet příčných řad přehříváku P1b

$$n_{rad} = \frac{S_{P1b,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \quad (10.176)$$

$$n_{řad} = \frac{248,551}{\pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 2 \cdot 33} = 9,93 \Rightarrow \text{volím } 10 \text{ řad}$$

**Skutečná plocha přehříváku P1b**

$$S_{P1b,skut} = \pi \cdot D_{tr,P1b} \cdot l_{tr,P1b} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{řad} \quad (10.177)$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,18 \cdot 2 \cdot 33 \cdot 10 = 250,429 \text{ m}^2$$

**Skutečný výkon přehříváku P1b**

$$Q_{P1b,skut} = k \cdot S_{P1b,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 41,336 \cdot 250,429 \cdot 111,635 \cdot 10^{-3} \quad (10.178)$$

$$Q_{P1b,skut} = 1155,615 \text{ kW}$$

**10.4.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY****Parametry závěsných trubek na výstupu**

Tlak páry na výstupu:  $p_{zt,out} = 4,5 \text{ MPa}$

Teplota páry na výstupu:  $t_{zt,out} = 263 \text{ }^\circ\text{C}$

Měrný objem páry na výstupu:  $v_{p,out} = 0,044524 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Parametry závěsných trubek na vstupu**

Tlak páry na vstupu:  $p_{zt,in} = 4,55 \text{ MPa}$

Teplota páry na vstupu:  $t_{zt,in} = 258 \text{ }^\circ\text{C}$

Měrný objem páry na vstupu:  $v_{p,in} = 0,045147 \text{ m}^3 / \text{kg}$

**Střední tlak páry**

$$p_{p,stř} = \frac{p_{zt,in} + p_{zt,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,55}{2} = 4,525 \text{ MPa} \quad (10.179)$$

**Střední měrný objem páry**

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,044524 + 0,045147}{2} = 0,044836 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (10.180)$$

**Střední teplota páry**

$$t_{p,stř} = \frac{t_{p1,in} + t_{p1,out}}{2} = \frac{258 + 263}{2} = 260,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.181)$$



**Množství páry v závěsných trubkách v oblasti 3**

$$M_{p,z3} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} \quad (10.182)$$

$$M_{p,z3} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 = 9,041 \text{ kg / s}$$

**Rychlost páry v závěsných trubkách v oblasti 3**

$$w_{p,zt} = \frac{M_{p,z3} \cdot v_{p,stř}}{\frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{zt}} = \frac{9,041 \cdot 0,044836}{\frac{\pi \cdot 0,319^2}{4} \cdot 34} = 14,926 \text{ m / s} \quad (10.183)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry**

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.184)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{54,204 \cdot 10^{-3}}{0,0319} \cdot \left( \frac{14,926 \cdot 0,0319}{80,273 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,445^{0,4} = 1881,252 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr závěsné trubky [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Parametry páry uvedeny v následující tabulce jsou potřebné pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí na straně páry. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p,stř} = 260,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

<b>Souč. tepelné vodivosti</b>	<b><math>\lambda</math></b>	$54,204 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
<b>Souč. kinematické viskozity</b>	<b><math>\nu</math></b>	$80,273 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
<b>Prandtlovo číslo</b>	<b>Pr</b>	1,445	-

*Tab. 27: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3*

**Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin**

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left( \frac{w_{sp,3} \cdot D_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.185)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,023 \cdot \frac{59,818 \cdot 10^{-3}}{0,045} \cdot \left( \frac{3,647 \cdot 0,045}{66,420 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,636^{0,4} = 13,245 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $D_{zt}$  – je vnější průměr závěsných trubek [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo [-]

Následující tabulka obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř,3} = 437,863 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$59,818 \cdot 10^{-3}$	$\text{W/m}^2\text{K}$
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$66,420 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo	$Pr$	0,636	-

Tab. 28: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3

### Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř,3}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř,3}}\right)} \quad (10.186)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,134 \cdot 711,013^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{561,25}{711,013}\right)^4}{1 - \left(\frac{561,25}{711,013}\right)} = 7,178 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]

$a$  – je stupeň černosti proudu spalin

$T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,144} = 0,134 \quad (10.187)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8,050 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,144 \quad (10.188)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř,3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10.189)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{711,013}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,050$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

**Teplota zanešeného povrchu stěn**

$$t_z = t_{p, stř} + (15 + 2 \cdot t_{zt}) = 260,5 + (15 + 2 \cdot 6,3) = 288,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.190)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 288,1 + 273,15 = 561,25 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

$t_{zt}$  – je tloušťka stěny závěsné trubky [mm]

**Celkový součinitel přestupu tepla**

$$\alpha_1 = \alpha_{k, sp} + \alpha_{s, sp} = 13,245 + 7,178 = 20,423 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.191)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{20,423} + \frac{1}{1881,252} + 0,003} = 19,049 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (10.192)$$

**Teplo odebrané závěsnými trubkami**

$$Q_{zt} = k \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 19,049 \cdot 9,597 \cdot 174,850 \cdot 10^{-3} = 31,964 \text{ kW} \quad (10.193)$$

**Teplosměnná plocha závěsných trubek**

$$S = \pi \cdot D_{zt} \cdot h_3 \cdot n_{zt} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 2,02 \cdot 34 = 9,597 \text{ m}^2 \quad (10.194)$$

Kde:  $h_3$  – je výška oblasti 3 [m]

**Střední teplotní logaritmický spád**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{213,727 - 141}{\ln \frac{213,727}{141}} = 174,850 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.195)$$

$$\Delta t_1 = t_{in,2} - t_{zt,out} = 476,727 - 263 = 213,727 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out,2} - t_{zt,in} = 399 - 258 = 141 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**10.4.4 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI 3****Teplo odebrané spalinám v oblasti 3**

$$Q_3 = Q_{ms} + Q_{P1b, skut} + Q_{zt} = 80,030 + 1155,615 + 31,964 = 1267,609 \text{ kW} \quad (10.196)$$

**Teplo spalin na vstupu do oblasti 3**

$$Q_{3,in} = Q_{2,out} = 7376,406 \text{ kW} \quad (10.197)$$

### Teplo spalin na výstupu z oblasti 3

$$Q_{3,out} = Q_{3,in} - Q_3 = 7376,406 - 1267,609 = 6108,80 \text{ kW} \quad (10.198)$$

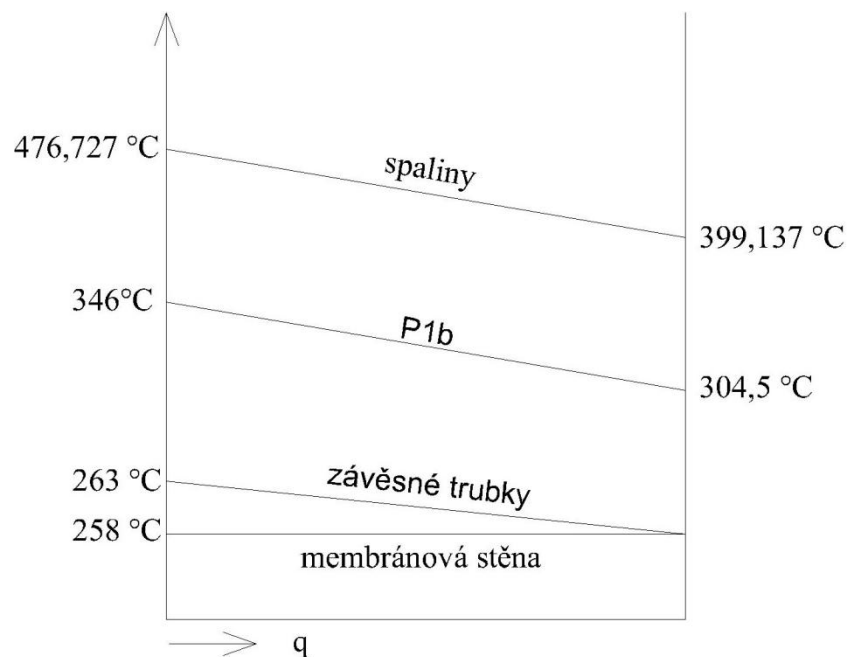
### Entalpie spalin na výstupu z oblasti 3

$$I_{3,out} = \frac{Q_{3,out}}{M_{pv}} = \frac{6108,80}{1,56} = 3915,896 \text{ kJ / kg} \quad (10.199)$$

### Skutečná teplota na výstupu z oblasti 3

Pomocí vypočtené entalpie na výstupu  $I_{3,out} = 3915,896 \text{ kJ / kg}$  můžeme interpolací z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 3 a porovnat ji se zvolenou teplotou  $t_{out,3}$ . Skutečná teplota po je  $t_{3,out}^{skut} = 399,173 \text{ }^\circ\text{C}$ , která se od zvolené teploty  $t_{out,3} = 399 \text{ }^\circ\text{C}$  liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

### 10.4.5 TEPLTNÍ SPÁD V OBLASTI 3



Obr. 22: Teplotní spád v oblasti 3

## 10.5 KONTROLA CHLÓROVÉ KOROZE V OBLASTI PŘEHŘÍVÁKŮ PÁRY

Poměr obsahu síry a chlóru

$$\frac{S}{Cl} = \frac{0,0352}{0,0127} = 2,776 \quad (10.200)$$

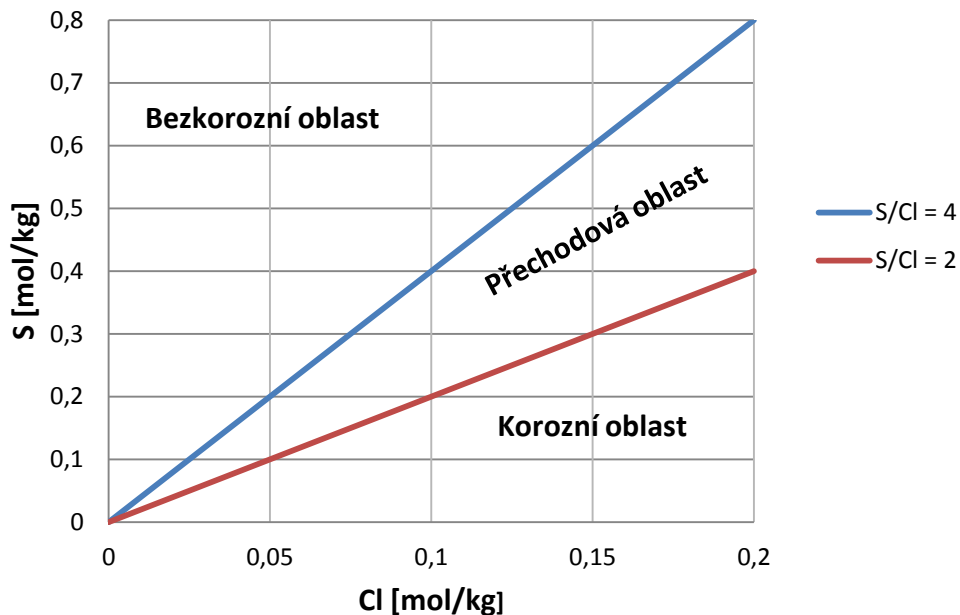
$$S = \frac{1}{M_s} \cdot S^r = \frac{1}{32,065} \cdot 1,13 = 0,0352 \text{ mol / kg} \quad (10.201)$$

$$Cl = \frac{1}{M_{cl}} \cdot Cl^r = \frac{1}{35,45} \cdot 0,45 = 0,0127 \text{ mol / kg} \quad (10.202)$$

Kde:  $M_s$  – je molární hmotnost síry [kg/mol]

$M_{cl}$  – je molární hmotnost chlóru [kg/mol]

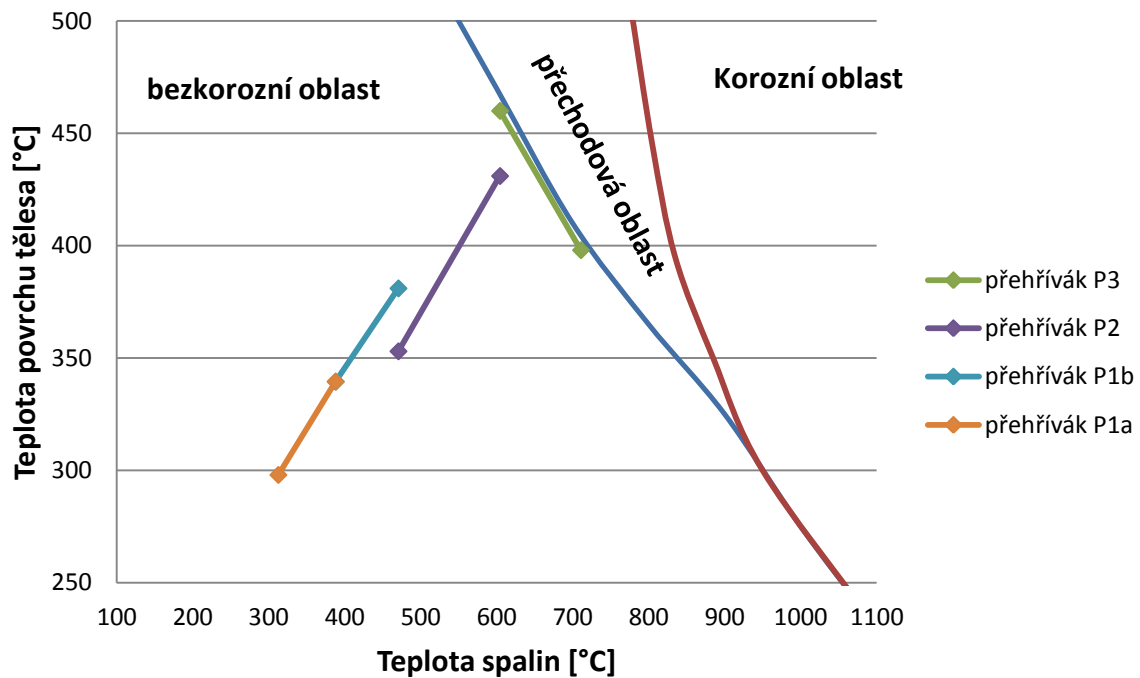
### Diagram chlórové koroze



*Obr. 23: Diagram chlórové koroze*

Na základě (10.200) a obr. 23 je patrné, že se nacházíme v přechodové oblasti. Z tohoto důvodu je nutné využít Flingernův diagram, podle kterého určíme, zda je potřebná antikorozní ochrana.

## Flingernův diagram



*Obr. 24: Flingernův diagram v oblasti přehříváků*

Obr. 24 nám zobrazuje rozložení jednotlivých přehříváků a jejich kontrolu zda nebude docházet ke chlоровé korozi. Nejvíce ohrožený je přehřívák P3, který se nachází na hranici bezkorozní a přechodové oblasti. Po zhodnocení všech možných následků navrhuji, aby byl povrch přehříváku P3 opatřen ochranným nátěrem.

## 11. NÁVRH IV. A V. TAHU

Ve IV. tahu kotle je umístěna další část přehříváku P1 a to část P1a a dále ohřívák vody. IV. tah kotle je tvořen pouze plechovým kanálem. Obě plochy jsou zavěšeny na nechlazených závěsech.

### Rychlost proudu spalin v oblasti P1a

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{IV} - n_{sm} \cdot D_{tr,P1a} \cdot l_{tr,P1a}} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \quad (11.1)$$

$$w_{sp} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 2,7 - 33 \cdot 0,038 \cdot 2,55} \cdot \frac{361,819 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 3,967 \text{ m/s}$$

Kde:  $l_{IV}$  – je délka čtvrtého tahu kotle

$n_{sm}$  – je počet smyček přehříváku P1a

$D_{tr,P1a}$  – je vnější průměr trubky přehříváku P1a [m]

$l_{tr,P1a}$  – je délka trubky přehříváku P1a [m]

### Střední teplota v oblasti P1a

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = \frac{399,137 + 324,5}{2} = 361,819 \text{ °C} \quad (11.2)$$

Kde:  $t_{in}$  – je teplota spalin na vstupu do oblasti P1a

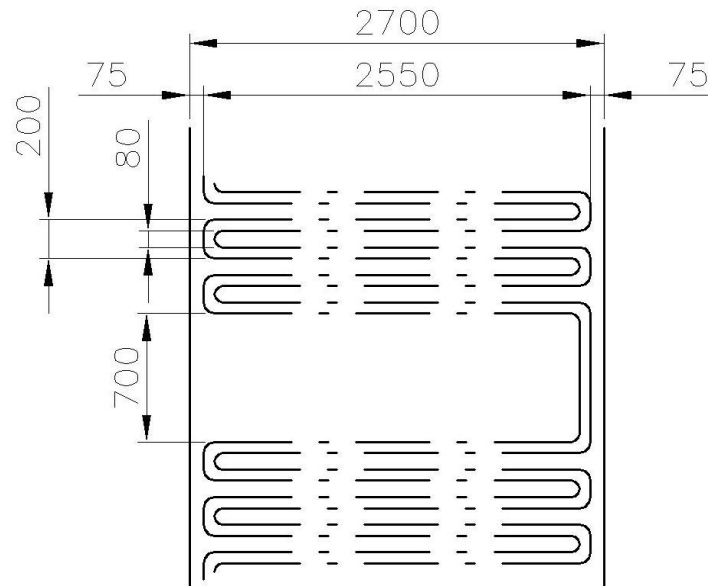
$t_{out}$  – je zvolená teplota na výstupu z oblasti P1a

### 11.1 PŘEHŘÍVÁK P1A

Přehřívák P1a je z důvodu velikosti rozdělen na dvě části. Je konstrukčně řešen jako dvojhad, počet řad přehříváku je 18 a v šířce tahu je umístěno 33 smyček s trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Příčná rozteč byla zvolena dle konzultace 100 mm.



Obr. 25: Konstrukční řešení přehříváku P1a



*Obr. 26: Rozměry přehříváku P1a*

### Parametry přehříváku P1a na výstupu

Tlak páry na výstupu:	$p_{P1a,out} = 4,45 \text{ MPa}$
Teplota páry na výstupu:	$t_{P1a,out} = 304,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Měrný objem páry na vstupu:	$v_{p,out} = 0,052743 \text{ m}^3 / \text{kg}$

### Parametry přehříváku P1a na vstupu

Tlak páry na vstupu:	$p_{P1a,in} = 4,5 \text{ MPa}$
Teplota páry na vstupu:	$t_{P1a,in} = 263 \text{ }^\circ\text{C}$
Měrný objem páry na vstupu:	$v_{p,in} = 0,045147 \text{ m}^3 / \text{kg}$

### Střední tlak páry

$$p_{p,stř} = \frac{p_{P1a,in} + p_{P1a,out}}{2} = \frac{4,5 + 4,45}{2} = 4,475 \text{ MPa} \quad (11.3)$$

### Střední měrný objem páry

$$v_{p,stř} = \frac{v_{p,in} + v_{p,out}}{2} = \frac{0,045147 + 0,052743}{2} = 0,048945 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (11.4)$$

### Střední teplota páry

$$t_{p,stř} = \frac{t_{P1a,in} + t_{P1a,out}}{2} = \frac{263 + 304,5}{2} = 283,75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.5)$$



### Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp,P1a} \cdot v_{p,stř}}{F_p} = \frac{9,041 \cdot 0,048945}{0,047} = 9,491 \text{ m/s} \quad (11.6)$$

### Průtočné množství přehřívákem P1a

$$M_{pp,P1b} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 \quad (11.7)$$

$$M_{pp,P1b} = 9,041 \text{ kg/s}$$

### Průtočný průřez páry

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{p1a}^2}{4} \cdot n_{sm} \cdot p_h = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 33 \cdot 2 = 0,047 \text{ m}^2 \quad (11.8)$$

Kde:  $d_{p1a}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P1a [m]

$p_h$  – je počet hadů přehříváku P1a

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (11.9)$$

$$\alpha_{k,p} = 0,023 \cdot \frac{64,620 \cdot 10^{-3}}{0,03} \cdot \left( \frac{9,491 \cdot 0,03}{9,309 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,589^{0,4} = 1458,294 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde:  $d_{in}$  – je vnitřní průměr trubky přehříváku P1a [m]

$\lambda$  – je součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu páry [W/m K]

$\nu$  – je součinitel kinematické viskozity pro střední teplotu páry [m<sup>2</sup>/s]

Pr – je Prandtlovo číslo pro střední teplotu páry [-]

Následující tabulka obsahuje parametry páry potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu páry  $t_{p,stř} = 283,75 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$64,620 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$9,309 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	1,589	-

Tab. 29: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,P1a}} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D_{tr,P1a}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (11.10)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{53,335 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left( \frac{3,967 \cdot 0,038}{54,826 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,644^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 41,674 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla je nutné určit potřebné parametry. Parametry jsou uvedeny v následující tabulce a jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř} = 361,819^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$53,335 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$54,826 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,644	-

Tab. 30: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a

### Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{rad} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \quad (11.11)$$

### Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (11.12)$$

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

### Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,P1a}} = \frac{100}{38} = 2,632 \quad (11.13)$$

### Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,P1a}} = \frac{70}{38} = 1,842 \quad (11.14)$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)} \quad (11.15)$$

$$\alpha_{s,sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,139 \cdot 634,969^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{634,969}\right)^4}{1 - \left(\frac{591,9}{634,969}\right)} = 6,581 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde:  $a_{st}$  – je stupeň černosti povrchu stěn, zvoleno  $a_{st} = 0,8$  dle [5]  
 $a$  – je stupeň černosti proudu spalín  
 $T_z$  – je teplota zanášeného povrchu stěn [K]

### Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,150} = 0,139 \quad (11.16)$$

### Optická hustota

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp}) \cdot p \cdot s = 8,357 \cdot 0,101 \cdot 0,177 = 0,149 \quad (11.17)$$

### Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (11.18)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,11}{3,16 \cdot \sqrt{0,0239 \cdot 0,177}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{634,969}{1000} \right) \cdot 0,24$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 8,357$$

Veličiny  $r_{H_2O}$ ,  $r_{sp}$  a  $p_{sp}$  byly určeny dle rovnic (6.24) až (6.27) a v dalších výpočtech jsou konstantní.

### Teplota zanešeného povrchu stěn

$$t_z = t_{p,stř} + \Delta t = 283,75 + 35 = 318,75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.19)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 318,75 + 273,15 = 591,9 \text{ K}$$

Kde:  $\Delta t$  – je teplotní přírůstek, který je dán tepelným odporem materiálu trubek a nánosem na trubkách, zvolený dle doporučení konzultanta

### Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_1 = \alpha_{s,sp} + \alpha_{k,sp} = 6,581 + 41,674 = 48,255 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (11.20)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{k,p}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{48,255} + \frac{1}{1458,294} + 0,002} = 42,719 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (11.21)$$

**Střední logaritmický spád**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{94,637 - 61,5}{\ln \frac{94,637}{61,5}} = 76,882 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.22)$$

$$\Delta t_1 = t_{in} - t_{P1a,out} = 388,701 - 304,5 = 84,201 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{P1a,in} = 314,5 - 263 = 51,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Velikost teplosměnné plochy při navrhovaném výkonu přehříváku P1a**

$$S_{P1a,navrh} = \frac{Q_{P1a,navrh}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{1146,95}{42,719 \cdot 76,882 \cdot 10^{-3}} = 349,220 \text{ m}^2 \quad (11.23)$$

Kde:  $Q_{P1a,navrh}$  – je navrhovaný výkon přehříváku P1a [kW]

**Počet příčných řad přehříváku P1a**

$$n_{rad} = \frac{S_{Pab,navrh}}{\pi \cdot D_{tr,P1a} \cdot l_{tr,P1a} \cdot p_h \cdot n_{sm}} \quad (11.24)$$

$$n_{rad} = \frac{349,220}{\pi \cdot 0,038 \cdot 2,55 \cdot 2 \cdot 33} = 17,39 \Rightarrow \text{volím 18 řad}$$

**Skutečná plocha přehříváku P1a**

$$S_{P1a,skut} = \pi \cdot D_{tr,P1a} \cdot l_{tr,P1a} \cdot p_h \cdot n_{sm} \cdot n_{rad} \quad (11.25)$$

$$S_{P3,skut} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,55 \cdot 2 \cdot 33 \cdot 18 = 361,468 \text{ m}^2$$

**Skutečný výkon přehříváku P1a**

$$Q_{P1a,skut} = k \cdot S_{P1a,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 42,719 \cdot 361,468 \cdot 76,882 \cdot 10^{-3} \quad (11.26)$$

$$Q_{P1a,skut} = 1187,175 \text{ kW}$$

**11.1.1 KONTROLA SPALIN NA VÝSTUPU Z OBLASTI P1A****Teplo spalin na vstupu do oblasti P1a**

$$Q_{P1a,in} = Q_{P1b,out} = 6108,798 \text{ kW} \quad (11.27)$$

### Teplo spalin na výstupu z oblasti P1a

$$Q_{P1a,out} = Q_{P1a,in} - Q_{P1a,skut} = 6108,798 - 1187,175 = 4921,62 \text{ kW} \quad (11.28)$$

### Entalpie spalin na výstupu z oblasti P1a

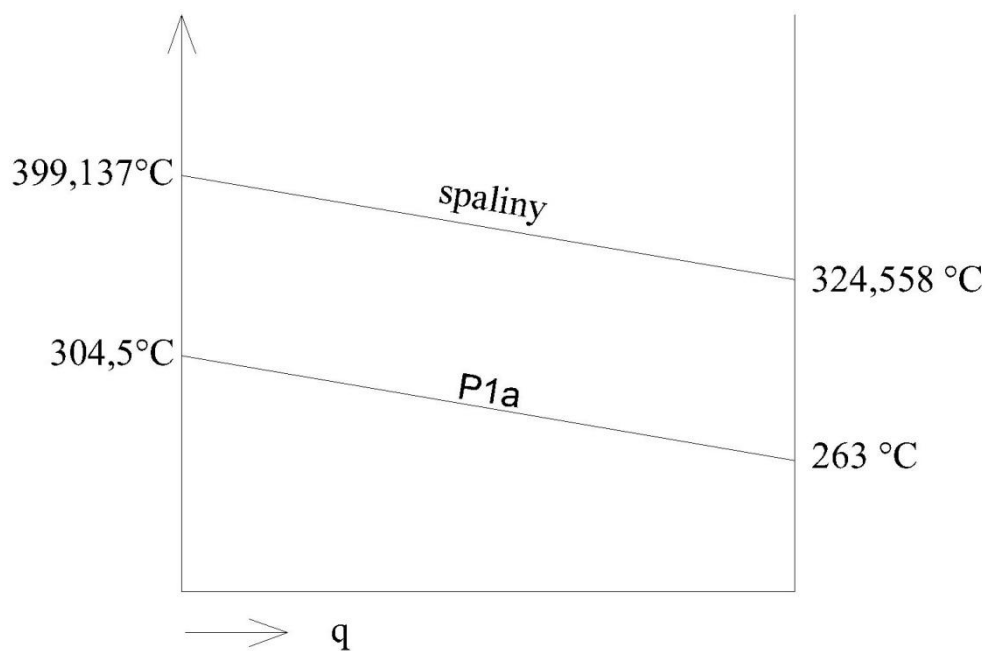
$$I_{P1a,out} = \frac{Q_{P1a,out}}{M_{pv}} = \frac{4921,62}{1,56} = 3154,886 \text{ kJ / kg} \quad (11.29)$$

### Skutečná teplota na výstupu z oblasti P1a

Entalpie na výstupu  $I_{P1a,out} = 3154,886 \text{ kJ / kg}$  je potřebná k určení teploty na výstupu. Interpolací z tab. 6 zjistíme hodnotu skutečné teploty na výstupu z oblasti 3 a poté ji porovnáme se zvolenou teplotou  $t_{out}$ .

Skutečná teplota je stanovena  $t_{P1a,out}^{skut} = 324,558 \text{ °C}$ , což se od zvolené teploty  $t_{out} = 324,5 \text{ °C}$  liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad i výpočet považovat za správný.

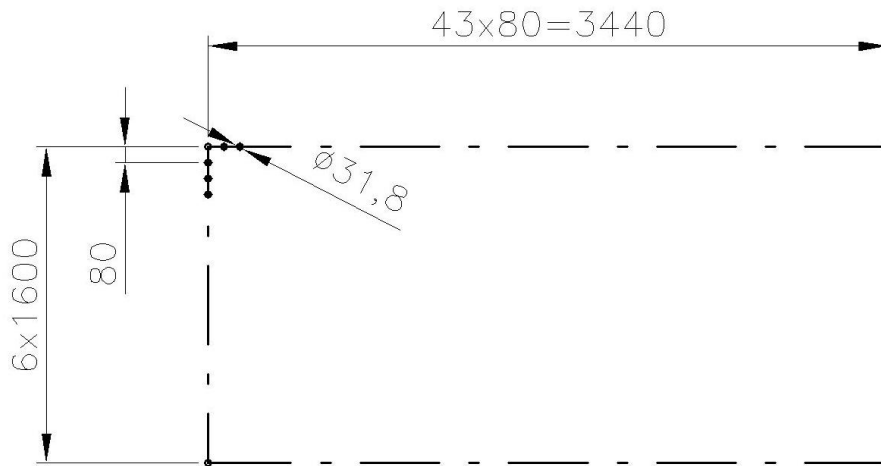
#### 11.1.2 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI P1A



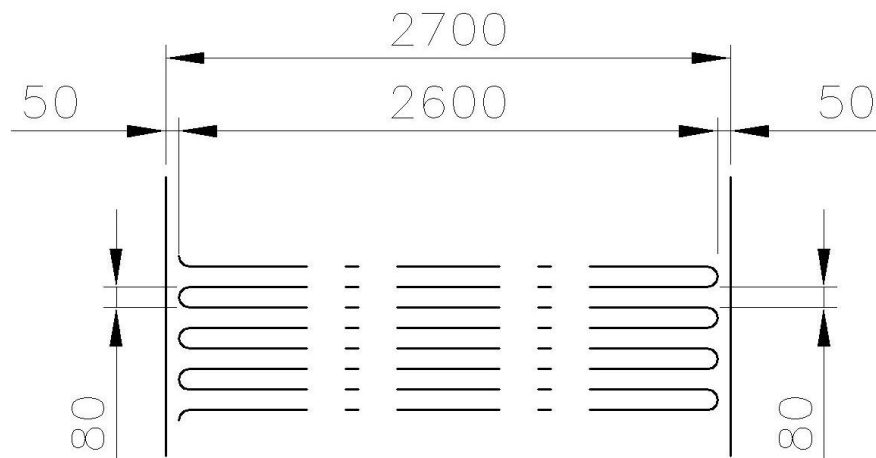
*Obr. 27: Teplotní spád v oblasti P1a*

## 11.2 OHŘÍVÁK VODY

Ohřívák vody slouží k ohřátí napájecí vody před jejím vstupem do výparníku. Ohřívák vody je rozdělen na 6 svazků, z toho 5 svazků je tvořeno 22 řadami a svazek poslední 15 řadami. V každé řadě je umístěno 44 trubek o vnějším průměru 31,8 mm s tloušťkou stěny 4 mm. Výpočet ohříváku vody je velmi podobný výpočtu přehříváku, ovšem můžeme součinitele přestupu tepla ze stěny do vody z důvodu vysokých hodnot zanedbat [5]



*Obr. 28: Konstrukční řešení ohříváku vody*



*Obr. 29: Rozměry ohříváku vody*

### Rychlost proudu spalin v oblasti ohříváku vody

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{\check{s}_{ro} \cdot l_{IV} - n_{tr1} \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko}} \cdot \frac{t_{stř} + 273,15}{273,15} \quad (11.30)$$

$$w_{sp} = \frac{6,86904 \cdot 1,56}{3,51 \cdot 2,7 - 44 \cdot 0,0318 \cdot 2,6} \cdot \frac{232,279 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 3,396 \text{ m/s}$$

Kde:  $l_{IV}$  – je délka čtvrtého tahu kotle  
 $n_{tr1}$  – je počet trubek ohříváku vody v jedné řadě  
 $D_{tr,eko}$  – je vnější průměr trubky ohříváku vody [m]  
 $l_{tr,eko}$  – je délka trubky ohříváku vody [m]

### Střední teplota v oblasti ohříváku vody

$$t_{stř} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = \frac{324,558 + 140}{2} = 232,279 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.31)$$

Kde:  $t_{in}$  – je teplota spalin na vstupu do oblasti ohříváku vody  
 $t_{out}$  – je zvolená teplota na výstupu z oblasti ohříváku vody

### Parametry ohříváku vody na výstupu

Tlak vody na výstupu:  $p_{eko,out} = 4,55 \text{ MPa}$   
 Teplota vody na výstupu:  $t_{eko,out} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 Měrný objem vody na výstupu:  $v_{nv,out} = 0,0011535 \text{ m}^3 / \text{kg}$

### Parametry ohříváku vody na vstupu

Tlak vody na vstupu:  $p_{eko,in} = 4,85 \text{ MPa}$   
 Teplota vody na vstupu:  $t_{eko,in} = 125 \text{ } ^\circ\text{C}$   
 Měrný objem vody na vstupu:  $v_{nv,in} = 0,0010623 \text{ m}^3 / \text{kg}$

### Střední měrný objem vody

$$v_{nv,stř} = \frac{v_{nv,in} + v_{nv,out}}{2} = \frac{0,0010623 + 0,0011535}{2} = 0,0011079 \text{ m}^3 / \text{kg} \quad (11.32)$$

### Rychlost proudění vody

$$w_{nv} = \frac{M_{nv,eko} \cdot v_{nv,stř}}{F_{nv}} = \frac{9,041 \cdot 0,0011079}{0,0196} = 0,512 \text{ m} / \text{s} \quad (11.33)$$

Dle [5] je doporučeno rozmezí rychlosti proudění vody mezi  $0,3 \div 1,2 \text{ m} / \text{s}$ . Tato podmínka je tedy splněna.

### Průtočné množství vody

$$M_{nv,eko} = M_{pp} - (0,03 + 0,04) \cdot M_{pp} = 9,722 - (0,03 + 0,04) \cdot 9,722 \quad (11.34)$$

$$M_{nv,eko} = 9,041 \text{ kg} / \text{s}$$

### Průtočný průřez vody

$$F_{nv} = \frac{\pi \cdot d_{eko}^2}{4} \cdot n_{tr1} = \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 44 = 0,0196 \text{ m}^2 \quad (11.35)$$

Kde:  $d_{eko}$  – je vnitřní průměr trubky ohříváku vody [m]

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D_{tr,eko}} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D_{tr,eko}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (11.36)$$

$$\alpha_{k,sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{42,479 \cdot 10^{-3}}{0,0318} \cdot \left( \frac{3,396 \cdot 0,0318}{36,996 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,664^{0,33}$$

$$\alpha_{k,sp} = 41,723 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Tab. 31 obsahuje parametry spalin potřebné pro výpočet. Tyto parametry jsou určeny dle [5] pro střední teplotu proudu spalin  $t_{stř} = 232,279 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Souč. tepelné vodivosti	$\lambda$	$42,479 \cdot 10^{-3}$	W/m <sup>2</sup> K
Souč. kinematické viskozity	$\nu$	$36,996 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo	Pr	0,664	-

Tab. 31: Hodnoty součinitelů ohříváku vody

### Opravný koeficient na počet podélných řad

$$n_{tr1} \geq 10 \Rightarrow c_z = 1 \quad (11.37)$$

### Opravný koeficient na uspořádání svazku

$$\sigma_2 \geq 2 \Rightarrow c_s = 1 \quad (11.38)$$

### Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr,eko}} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 \quad (11.39)$$

### Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr,eko}} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 \quad (11.40)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_{k,sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{k,sp}} = \frac{41,723}{1 + 0,002 \cdot 41,723} = 38,510 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (11.41)$$



**Střední logaritmický spád**

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{124,558 - 15}{\ln \frac{124,558}{15}} = 51,758 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.42)$$

$$\Delta t_1 = t_{in} - t_{eko,out} = 324,558 - 200 = 124,558 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{out} - t_{eko,in} = 140 - 125 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Výkon nesený spaliny na vstupu do ohříváku vody**

$$Q_{eko,in} = Q_{P1a,out} = 4921,62 \text{ kW} \quad (11.43)$$

**Výkon nesený spaliny na výstupu do ohříváku vody**

$$Q_{eko,out} = M_{pv} \cdot I_{sp,out} = 1,56 \cdot 1330,684 = 2075,867 \text{ kW} \quad (11.44)$$

**Požadovaný výkon ohříváku vody**

$$Q_{eko,požadovany} = Q_{eko,in} - Q_{eko,out} = 4921,62 - 2075,867 = 2845,756 \text{ kW} \quad (11.45)$$

**Požadovaná plocha ohříváku vody**

$$S_{eko,požadovany} = \frac{Q_{eko,požadovany}}{k \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}} = \frac{2845,756}{38,510 \cdot 51,758 \cdot 10^{-3}} = 1427,727 \text{ m}^2 \quad (11.46)$$

**Počet řad ohříváku vody**

$$n = \frac{S_{eko,požadovany}}{\pi \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko} \cdot n_{tr1}} = \frac{1427,727}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 2,6 \cdot 44} = 124,98 \quad (11.47)$$

Volím  $n = 125$  řad ohříváku vody.

**Skutečná plocha ohříváku vody**

$$S_{eko,skut} = \pi \cdot D_{tr,eko} \cdot l_{tr,eko} \cdot n_{tr1} \cdot n = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,6 \cdot 44 \cdot 125 \quad (11.48)$$

$$S_{eko,skut} = 1427,884 \text{ m}^2$$

**Skutečný výkon ohříváku vody**

$$Q_{eko,skut} = k \cdot S_{eko,skut} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 38,510 \cdot 1427,884 \cdot 51,758 \cdot 10^{-3} \quad (11.49)$$

$$Q_{eko,skut} = 2846,068 \text{ kW}$$

### 11.2.1 KONTROLA TEPLoty SPALIN NA VÝSTUPU Z OHŘÍVÁKU VODY

**Teplo spalin na výstupu s ohříváku vody**

$$Q_{eko,out}^{skut} = Q_{eko,in} - Q_{eko,skut} = 4921,62 - 2846,068 = 2075,554 \text{ kW} \quad (11.50)$$

**Entalpie spalin na výstupu z ohříváku vody**

$$I_{sp,out} = \frac{Q_{eko,out}^{skut}}{M_{pv}} = \frac{2075,554}{1,56} = 1330,483 \text{ kJ / kg} \quad (11.51)$$

**Skutečná teplota na výstupu z ohříváku vody**

Díky entalpii na výstupu  $I_{sp,out} = 1330,483 \text{ kJ / kg}$  můžeme pomocí interpolace z tab. 6 zjistit hodnotu skutečné teploty na výstupu z ohříváku vody a porovnat ji se zvolenou teplotou  $t_{out}$ .

Skutečná teplota je  $t_{eko,out}^{skut} = 139,979 \text{ °C}$ , což se od zvolené teploty  $t_{out} = 140 \text{ °C}$  liší pouze minimálně, tedy můžeme tento počáteční odhad považovat za správný.

### 11.2.2 TEPLOTNÍ SPÁD V OBLASTI OHŘÍVÁKU VODY



*Obr. 30: Teplotní spád v oblasti ohříváku vody*

## 12. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{Z_{mn}}{100}\right) \quad (12.1)$$

$$\Delta Q = 18600 \cdot 0,89666 - \sum 17167,5 \cdot \left(1 - \frac{2,659497}{100}\right)$$

$$\Delta Q = -33,0617 \text{ kJ / kg}$$

Kde:  $Q_p^p$  – je teplo přivedené do kotle palivem [kJ/kg]

$\eta_k$  – je teplotní účinnost kotle

$Z_{mn}$  – je ztráta mechanickým nedopalem [%]

### Teplo odevzdané do jednotlivých výhřevných ploch

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp,out}) = 0,987 \cdot (18729,21 - 1330,483) = 17167,5 \text{ kJ / kg} \quad (12.2)$$

Kde:  $\varphi$  – je součinitel uchování tepla

$I_u$  – je užitečné teplo uvolněné v ohništi [kJ/kg]

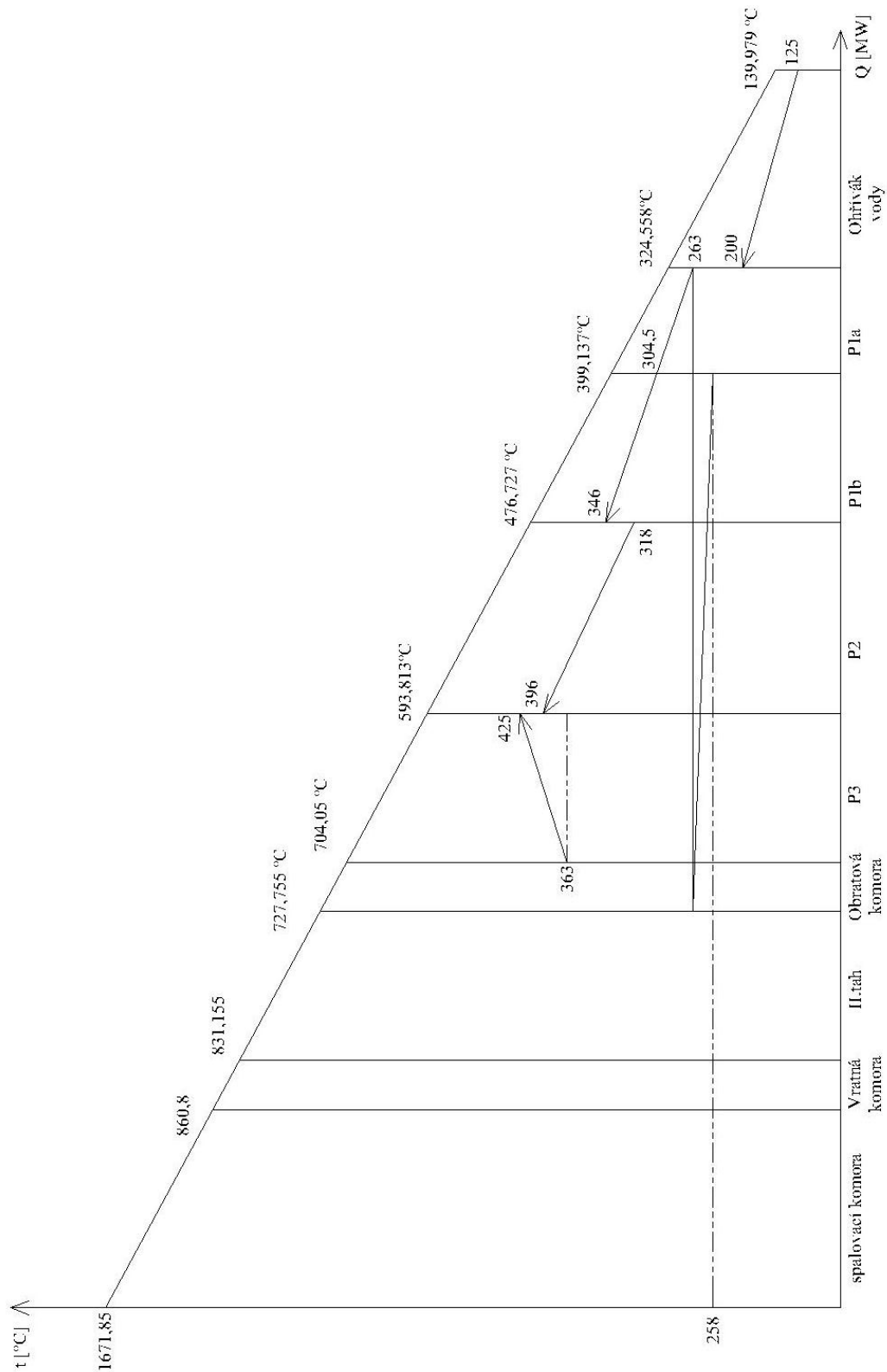
$I_{sp,out}$  – je entalpie spalin na výstupu z ohříváku vody [kJ/kg]

### Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-33,0617}{18600} \cdot 100 = -0,178 \% \quad (12.3)$$

## 12.1 PILOVÝ DIAGRAM

Na základě vypočtených hodnot jsem sestrojil pilový diagram (obr. 31), který nám zobrazuje závislost tepelného výkonu jednotlivých teplosměnných ploch v závislosti na teplotě.



Obr. 31: Pilový diagram

## 13. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout roštový kotel na spalování tříděného odpadu, přičemž byl zadán parní výkon kotle, parametry páry na výstupu a prvkový rozbor paliva.

V první části práce jsem se věnoval stručné charakteristice komunálních odpadů a způsobu úpravy tříděného odpadu.

Dále jsem provedl výpočet stechiometrie spalin a výpočet entalpie vzduchu a spalin. Tyto výpočty jsem poté využil při výpočtu tepelné bilance kotle a na základě nepřímé metody jsem určil také ztráty kotle: Výsledkem této kapitoly bylo určení tepelné účinnosti kotle. Hodnoty jednotlivých ztrát jsou uvedeny v tab. 32.

Ztráta	Značka	%
Mechanický nedopal	$Z_{mn}$	<b>2,659</b>
Chemický nedopal	$Z_{cn}$	<b>0,05</b>
Fyzické teplo tuhých zbytků	$Z_f$	<b>0,153</b>
sdílení tepla do okolí	$Z_{so}$	<b>1,176</b>
Komínová ztráta	$Z_k$	<b>6,295</b>

Tab. 32: Tepelné ztráty kotle

	Značka	Hodnota	Jednotka
Tepelná účinnost kotle	$\eta_k$	<b>89,666</b>	%
Skutečně spálené palivo	$M_{pv}$	<b>1,56</b>	kg/s

Tab. 33: Tepelná účinnost kotle

V další části této diplomové práce jsem provedl návrh spalovací komory. Tento návrh se skládal s výpočtu základních rozměrů spalovací komory, kde s ohledem na rychlost spalin a zvolenou teplotu na konci komory jsem zvolil výšku spalovací komory 8 metrů a následně určil šířku a délku spalovací komory. Teplotu spalin na konci spalovací komory jsem určil iteračním způsobem, kdy pomocí zvolené teploty jsem vypočítal skutečnou entalpii spalin, pomocí které jsem zjistil i skutečnou teplotu spalin na výstupu ze spalovací komory. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 34.

Spalovací komora			
Základní rozměry	Značka	Hodnota	Jednotka
šířka	$\dot{s}_{ro}$	<b>3,51</b>	m
délka	$l_{ro}$	<b>4,59</b>	m
výška	$h$	<b>12</b>	m
teploty ve spal. komoře	Značka	Hodnota	Jednotka
adiabatická teplota	$t_{ad}$	<b>1671,85</b>	°C
teplota na konci	$t_{ok}$	<b>860,8</b>	°C

Tab. 34: Spalovací komora

Dále jsem navrhl spalínovou mříž, která je umístěna v horní části spalovací komory a slouží pro přechod spalín do druhého tahu. Spalínová mříž je tvořena rozvolněnými trubkami výparníku.

Druhý tah kotle jsem z důvodu vysokých teplot a velkého množství částic popílku obsažených ve spalínách navrhl jako prázdný, aby bylo zamezeno usazování a nalepování těchto částic na teplosměnné plochy a tím snížen přestup tepla mezi spalínami a médiem.

Ve třetí části práce jsem navrhoval třetí tah kotle. Tento návrh se skládal z určení základních rozměrů tahu a z návrhu jednotlivých přehříváků páry, které jsou zde umístěny. Ve třetím tahu kotle jsou na závěsných trubkách usazeny přehříváky P3, P2 a P1b. Mezi jednotlivé přehříváky jsem z důvodu regulace teploty páry umístil vstříky napájecí vody. Z důvodu kontroly přehříváků, jsou mezi jednotlivými přehříváky umístěny inspekční otvory. Dále jsou v tomto prostoru umístěny ofukovače, které slouží k odstranění nánosů popílku nalepených na teplosměnných plochách.

Samotný tepelný výpočet třetího tahu je rozdělen mezi výpočet přestupů tepla mezi spalínami a přehříváky, závěsné trubky a membránovými stěnami, z kterých je tento tah tvořen.

Přehříváky páry								
Základní rozměry								
	P3		P2		P1b		P1a	
šířka	3,2	m	3,2	m	3,2	m	3,2	m
délka	3,18	m	3,18	m	3,18	m	2,55	m
výška	1,52	m	1,32	m	1,32	m	2,44	m
Teplota média								
vstup	363	°C	318	°C	304,5	°C	263	°C
výstup	425	°C	396	°C	346	°C	304,5	°C

*Tab. 35: Základní parametry přehříváků páry*

Z důvodu zvýšeného obsahu chlóru v palivu, jsem provedl kontrolu na chlórovou korozi. Tato kontrola byla provedena jak pro výparník (kapitola 6.2.4) tak i pro jednotlivé přehříváky (kapitola 10.5). V oblasti výparníku jsem dle výpočtu zjistil, že chlórová koroze nehrozí, ovšem v případě přehříváku P3 je dle obr. 24 patrné, že se tento přehřívák nachází na rozmezí mezi bezkorozní a přechodovou oblastí. Z tohoto důvodu navrhuji přehřívák P3 opatřit antikoročním nátěrem.

Do předposledního čtvrtého tahu kotle jsem umístil druhou část přehříváku P1 a to přehřívák P1a, z důvodu velkých rozměrů jsem tento přehřívák rozdělil na dvě části. Výpočet byl velmi totožný s předchozími výpočty přehříváků, ovšem nezahrnoval tepelný výpočet membránové stěny, jelikož je tento tah tvořen již pouze plechovými stěnami.

Poslední teplosměnnou plochou, kterou jsem navrhl, byl ohřívák vody. Ten je umístěn v poslední části čtvrtého tahu a zbývající svazky jsem umístil do posledního pátého tahu kotle. Tab. 36 zobrazuje základní parametry ohříváku vody.

<b>Ohříváky vody</b>		
<b>Základní rozměry</b>		
<b>šířka</b>	<b>3,44</b>	m
<b>délka</b>	<b>2,6</b>	m
<b>výška</b>	<b>1,68</b>	m
<b>Teplota média</b>		
<b>vstup</b>	<b>125</b>	°C
<b>výstup</b>	<b>200</b>	°C

*Tab. 36: Základní parametry ohříváku vody*

V závěrečné části práce jsem provedl kontrolu tepelné bilance kotle. Tato kontrola spočívá v určení odchylky, kdy by tato odchylka neměla překročit hodnotu  $\pm 0,5 \%$ . Dle výpočtu jsem získal odchylku  $\Delta = -0,178 \%$ , tedy můžeme považovat tento návrh za dostatečně přesný. V závěru práce je zobrazen pilový diagram, který zobrazuje průběh teplot na straně spalin a média v závislosti na tepelném výkonu jednotlivých teplosměnných ploch.

## 14. POUŽITÉ ZDROJE

- [1] Produkce, využití a odstranění odpadu a produkce druhotných surovin - v roce 2014. *Český statistický úřad* [online]. 2015 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/csu/czso/cri/produkce-vyuziti-a-odstraneni-odpadu-a-produkce-druhotnych-surovin-v-roce-2014>
- [2] BALÁŠ, M. Spalovny odpadu-odpad jako palivo. *TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov* [online]. 2014 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://energetika.tzb-info.cz/energie-z-odpadu/11897-spalovny-odpadu-odpad-jako-palivo>
- [3] KOHOUT, P. VÝZKUM A VÝVOJ KOTLE PRO SPALOVÁNÍ TŘÍDĚNÉHO KOMUNÁLNÍHO ODPADU. *All for power informační portál a časopis* [online]. 2010 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2011/PBS3.pdf>
- [4] KARAFIÁT, P. Energetické využití komunálního odpadu. *FEL CVUT* [online]. 2012 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://k315.feld.cvut.cz/elen/sites/default/files/3-Karafiat.pdf?>
- [5] BUDAJ, F. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. vydání. Brno: Vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [6] DLOUHÝ, T. *Výpočet kotlů a spalinových výměníků*. 3. vydání. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [7] HOLMGREN, M. X Steam, Thermodynamic properties of water and steam. *MathWorks* [online]. 2007 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam--thermodynamic-properties-of-water-and-steam>



## 15. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Značka	Název	Jednotka
$a$	Stupeň černosti proudu spalin	
$A^d$	Obsah popele v bezvodném stavu	%
$a_o$	Stupeň černosti ohniště	
$a_{pl}$	Stupeň černosti plamene	
$A^r$	Obsah popele v původním stavu	%
$a_{st}$	Stupeň černosti povrchu stěn	
$Bo$	Boltzmannovo číslo	
$C^{daf}$	Obsah uhlíku v hořlavíně	%
$C_i$	Procentuální vyjádření hořlaviny v dané části kotle	%
$c_i$	Měrné teplo popele při dané teplotě	
$Cl^{daf}$	Obsah chlóru v hořlavíně	%
$Cl^r$	Obsah chlóru v původním stavu	%
$C^r$	Obsah uhlíku v původním stavu	%
$c_s$	Opravný koeficient	
$c_{vz}^v$	Měrné teplo vlhkého vzduchu	$\text{kJ/m}^3\text{K}$
$c_z$	Opravný koeficient	
$d_e$	Ekvivalentní průměr	m
$d_{in}$	Vnitřní průměr trubky	m
$D_{tr}$	Vnější průměr trubky	m
$D_{zt}$	Vnější průměr závěsných trubek	m
$d_{zt}$	Vnitřní průměr závěsných trubek	m
$F$	Plošný průřez spalin	$\text{m}^2$
$F_{st}$	Celkový povrch stěn	$\text{m}^2$
$h$	Výška kotle	m
$H^{daf}$	Obsah vodíku v hořlavíně	%
$H^r$	Obsah vodíku v původním stavu	%
$i_p$	fyzické teplo paliva	$\text{kJ/kg}$
$I_{SP}$	Entalpie spalin	$\text{kJ/kg}$
$I_{S}^{t,a}$	Entalpie spalin při spalování s přebytkem vzd	$\text{kJ/kg}$
$I_{S\ min}^t$	Entalpie stechiometrických spalin	$\text{kJ/kg}$
$I_{V\ min}^t$	Entalpie min množství vzduchu	$\text{kJ/kg}$

$I_u$	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	kJ/kg
$I_{VZ}$	Entalpie vzduchu	kJ/kg
$k$	Součinitel prostupu tepla	
$k.p.s$	Optická hustota	
$k_{sp.r_{sp}}$	Součinitel zeslabení sálání tříatomových prvků	1/m Mpa
$l_{oh}$	délka ohniště	m
$l_{ro}$	délka roštu	m
$l_{tr}$	délka trubky	m
$M$	Součinitel M	
$M_{Cl}$	Molární hmotnost chlóru	kg/mol
$M_{pal}$	Množství spáleného paliva	kg/s
$M_{pp}$	Množství přehřáté páry	kg/s
$M_{pv}$	Množství skutečně spáleného paliva	kg/s
$M_S$	Molární hmotnost síry	kg/mol
$N^{daf}$	Obsah dusíku v hořlavíně	%
$N^r$	Obsah dusíku v původním stavu	%
$n_{sm}$	počet smyček teplosměnných ploch	
$n_{zt}$	počet závěsných trubek	
$O_{Ar}$	Objem argonu ve spalínách	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{CO_2}$	Objem CO <sub>2</sub> ve spalínách	Nm <sup>3</sup> /kg
$O^{daf}$	Obsah oxidu v hořlavíně	%
$O_m$	Objem spalín protékající danou částí kotle	m <sup>3</sup> /s
$O_{N_2}$	Objem N <sub>2</sub> ve spalínách	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{O_2min}$	Min objem kyslíku potřebný ke spalování	Nm <sup>3</sup> /kg
$O^r$	Obsah oxidu v původním stavu	%
$O^S_{H_2O}$	Objem vodní páry v min objemu vl spalín	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SO_2}$	Objem SO <sub>2</sub> ve spalínách	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{sp.c}$	Střední celkové měrné teplo spalín	kJ/kgK
$O_{SSmin}$	Minimální objem suchých spalín	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SV}$	Objem vlhkých spalín při spalování	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{SVmin}$	Minimální objem vlhkých spalín	Nm <sup>3</sup> /kg
$O^V_{H_2O}$	Objem vodní páry v objemu vl. vzduchu	Nm <sup>3</sup> /kg
$O_{VSmin}$	Min objem suchého vzduchu	Nm <sup>3</sup> /kg

$O_{VV}$	Skutečný objem vlhkého vzduchu	$Nm^3/kg$
$O_{VVmin}$	Min objem vlhkého vzduchu	$Nm^3/kg$
$p_h$	Počet hadů teplosměnných ploch	
$Pr$	Prandtlovo číslo	
$Q_1$	Teplo odevzdané do stěn ohniště	kW
$Q_{celk}$	Celkové potřebné teplo	kW
$Q_{EKO}$	Tepelný výkon ohříváku vody	kW
$Q_i^r$	Výhřevnost paliva	$kJ/kg$
$Q_m$	Teplo odebrané mříží	kW
$Q_{P1}$	Tepelný výkon přehříváku P1	kW
$Q_{P2}$	Tepelný výkon přehříváku P2	kW
$Q_{P3}$	Tepelný výkon přehříváku P3	kW
$Q_p^p$	Teplo přivedené do kotle	$kJ/kg$
$Q_{RC}$	Ztrátové teplo	kW
$q_s$	Plošné tepelné zatížení roštu	$kW/m^2$
$Q_v$	Tepelný výkon kotle	kW
$Q_{vyp}$	Tepelný výkon výparníku	kW
$Q_{vz}$	Teplo přivedené do kotle se vzduchem	$kJ/kg$
$Q_{zt}$	Tepelný výkon závěsných trubek	kW
$R$	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu	$m^2$
$s$	Účinná tloušťka sálavé vrstvy	m
$S$	Teplosměnná plocha dané části kotle	$m^2$
$S^{daf}$	Obsah síry v hořlavině	%
$s_{oh}$	šířka ohniště	m
$S^r$	Obsah síry v původním stavu	%
$S_{ro}$	Plocha roštu	$m^2$
$\check{s}_{ro}$	šířka roštu	m
$t_{ad}$	Adiabatická teplota v ohništi	$^{\circ}C$
$t_i$	Teplota v dané části kotle	$^{\circ}C$
$t_{in}$	Teplota na vstupu	$^{\circ}C$
$t_{m,out}$	Teplota na výstupu z mříže	$^{\circ}C$
$t_{ok}$	Zvolená teplota na konci ohniště	$^{\circ}C$
$t_{oksk}$	Skutečná teplota na konci ohniště	$^{\circ}C$

$t_{out}$	Teplota na výstupu	$^{\circ}\text{C}$
$t_{sp}$	Doba setrvání spalin v ohništi	s
$t_{stř}$	Střední teplota spalin	$^{\circ}\text{C}$
$t_{stř,p}$	Střední teplota páry	$^{\circ}\text{C}$
$T_z$	Teplota zaneseného povrchu	K
$V_o$	Aktivní objem dané části kotle	$\text{m}^3$
$W^r$	Vlhkost paliva v původním stavu	%
$w_{sp}$	Rychlost spalin v dané části	m/s
$x$	Úhlový součinitel	
$X_i$	Procentuální vyjádření popele v dané části kotle	%
$Z_{CN}$	Ztráta chemickým nedopalem	%
$Z_f$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	%
$Z_k$	Komínová ztráta	%
$Z_{MN}$	Ztráta mechanickým nedopalem	%
$Z_{SO}$	Ztráta sdílením tepla do okolí	%
$\alpha$	Součinitel přebytku vzduchu	
$\alpha_1$	Celkový součinitel přestupu tepla	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla konvekcí	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\alpha_{k,p}$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\alpha_{k,sp}$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\alpha_s$	Součinitel přestupu tepla sáláním	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\alpha_{s,sp}$	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$\Delta$	Odchylna tepelné bilance	
$\Delta t$	Střední teplotní logaritmický spád	$^{\circ}\text{C}$
$\varepsilon$	Součinitel zanesení dané plochy	
$\eta_k$	Tepelná účinnost kotel	%
$\kappa_V$	Podíl vodní páry připadající na $1 \text{ Nm}^3$	
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	$\text{W}/\text{mK}$
$\nu$	Součinitel kinematické viskozity	$\text{m}^2/\text{s}$
$\xi$	Součinitel zanášení stěn	
$\sigma_1$	Poměrná příčná rozeč	
$\sigma_2$	Poměrná podélná rozeč	
$\varphi$	Součinitel uchování tepla	
$\psi$	Součinitele tepelné efektivity stěn	

## 16. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1: Způsoby nakládání s komunálními odpady v roce 2014.....	12
Obr. 2: Schéma úpravy odpadu[4] .....	13
Obr. 3: Rozměry spalovací komory .....	24
Obr. 4: Diagram chlórové koroze.....	31
Obr. 5: Flingernův diagram .....	31
Obr. 6: Spalinová mříž .....	32
Obr. 7: Teplotní spád v oblasti mříže .....	37
Obr. 8: Schéma regulačního vstřiku napájecí vody V2.....	39
Obr. 9: Schéma regulačního vstřiku napájecí vody V1 .....	40
Obr. 10: Rozměry II. tahu .....	44
Obr. 11: Teplotní spád ve II. tahu .....	48
Obr. 12: Rozměry III. tahu .....	49
Obr. 13: Teplotní spád ve vratné komoře.....	53
Obr. 14: Konstrukční řešení přehříváku P3 .....	57
Obr. 15: Rozměry přehříváku P3 .....	57
Obr. 16: Teplotní spád v oblasti 1 .....	66
Obr. 17: Konstrukční řešení přehříváku P2.....	70
Obr. 18: Rozměry přehříváku P2 .....	70
Obr. 19: Teplotní spád v oblasti 2 .....	79
Obr. 20: Konstrukční řešení přehříváku P1b.....	83
Obr. 21: Rozměry přehříváku P1b .....	83
Obr. 22: Teplotní spád v oblasti 3 .....	92
Obr. 23: Diagram chlórové koroze.....	93
Obr. 24: Flingernův diagram v oblasti přehříváku.....	94
Obr. 25: Konstrukční řešení přehříváku P1a .....	95
Obr. 26: Rozměry přehříváku P1a.....	96
Obr. 27: Teplotní spád v oblasti P1a .....	101
Obr. 28: Konstrukční řešení ohříváku vody .....	102
Obr. 29: Rozměry ohříváku vody.....	102
Obr. 30: Teplotní spád v oblasti ohříváku vody.....	106
Obr. 31: Pilový diagram .....	108
Tab. 1: Výhřevnost jednotlivých složek komunálního odpadu[2] .....	12
Tab. 2: Parametry kotle .....	14
Tab. 3: Složení paliva.....	14
Tab. 4: Prvkové složení hořlaviny.....	14
Tab. 5: Měrná entalpie jednotlivých složek spalin[5] .....	17
Tab. 6: Měrné entalpie spalin závislé na teplotě[5].....	18
Tab. 7: Bilance popela v daných částech kotle .....	19
Tab. 8: Ztráta mechanickým nedopalem v jednotlivých částech kotle .....	20
Tab. 9: Ztráta fyzickým teplem v jednotlivých částech kotle .....	20
Tab. 10: Měrná tepla jednotlivých složek vzduchu.....	25
Tab. 11: Hodnoty součinitelů v oblasti mříže .....	33
Tab. 12: Hodnoty součinitelů v oblasti II. tahu.....	45
Tab. 13: Hodnoty součinitelů v oblasti vratné komory .....	50
Tab. 14: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 1 .....	55

Tab. 15: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1 .....	59
Tab. 16: Hodnoty součinitelů přehříváku P3 v oblasti 1 .....	59
Tab. 17: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1 .....	63
Tab. 18: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 1 .....	64
Tab. 19: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 2 .....	68
Tab. 20: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2 .....	72
Tab. 21: Hodnoty součinitelů přehříváku P2 v oblasti 2 .....	72
Tab. 22: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2 .....	76
Tab. 23: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 2 .....	77
Tab. 24: Hodnoty součinitelů membránové stěny v oblasti 3 .....	81
Tab. 25: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3 .....	85
Tab. 26: Hodnoty součinitelů přehříváku P1b v oblasti 3 .....	85
Tab. 27: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3 .....	89
Tab. 28: Hodnoty součinitelů závěsných trubek v oblasti 3 .....	90
Tab. 29: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a .....	97
Tab. 30: Hodnoty součinitelů přehříváku P1a .....	98
Tab. 31: Hodnoty součinitelů ohříváku vody .....	104
Tab. 32: Tepelné ztráty kotle .....	109
Tab. 33: Tepelná účinnost kotle .....	109
Tab. 34: Spalovací komora .....	109
Tab. 35: Základní parametry přehříváku páry .....	110
Tab. 36: Základní parametry ohříváku vody .....	111

## SEZNAM PŘÍLOH

Výkres: A1-05/2016-M