



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# NÁVRH HORKOVODNÍHO KOTLE NA ZEMNÍ PLYN 60 MW, 1,6 MPA, 150/70°C

HOTWATER BOILER FOR NATURAL GAS, 60 MW, 1,6 MPA, 150/70°C

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. JAN GARDAVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/14

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Gardavský

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

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

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

**Návrh horkovodního kotle na zemní plyn 60 MW, 1,6 MPa, 150/70°C**

v anglickém jazyce:

**Hotwater boiler for natural gas, 60 MW, 1,6 MPa, 150/70°C**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavním obsahem práce je seznámení se s problematikou spalování zemního plynu a návrh horkovodního kotle na ZP o výkonu 60 MW, tlaku 1,6 MPa, pracujícího s teplotním spádem 150/70°C. Kotel bude řešen jako přetlakový s tahem se společnou spalovací komorou.

Palivo: zemní plyn

Výhřevnost  $Q_{ir}$  MJ/kg 36,611

H<sub>2</sub> % 0,0

N<sub>2</sub> % 1,848

O<sub>2</sub> % 0,0

CO<sub>2</sub> % 1,111

CH<sub>4</sub> % 92,445

C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> % 3,483

C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> % 0,755

C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> % 0,108

C<sub>5</sub>H<sub>12</sub> % 0,040

Cíle diplomové práce:

Navrhnout horkovodní kotel na ZP.

Provést tepelný výpočet kotle dle zadání, včetně dimenzování výhřevných ploch kotle.

Zpracovat diagram průběhu teplot pracovního média a spalín.

Vyčíslit dosaženou účinnost pro teplotu okolí 25 °C.

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 19.11.2013



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan

**Abstrakt**

Cílem diplomové práce je návrh horkovodního kotle o výkonu 60 MW pro spalování zemního plynu. Kotel pracuje s teplotním spádem 150 °C / 70 °C při výstupním tlaku vody 1,6 MPa. Pro dané palivo je vypracován stechiometrický výpočet. Následuje výpočet tepelné bilance kotle včetně stanovení tepelné účinnosti. Dle použitého paliva, požadovaných parametrů ohřáté vody a teploty napájecí vody jsou navrženy jednotlivé konvekční plochy a rozměry kotle. Součástí návrhu je výkresová dokumentace.

**Abstract**

The aim of this thesis is design a hotwater boiler for burning natural gas with an output of 60 MW. Boiler works with temperature difference 150 °C / 70 °C. For a given fuel is calculated stoichiometric calculation. The following is the calculation of the heat balance of the boiler including the determinativ of thermal efficiency. The fuel used, the required parameters of hot water and feed water temperature are designed individual convective surfaces and dimensions of the boiler. The boiler design includes drawings.

**Klíčová slova**

Horkovodní kotel, účinnost kotle, zemní plyn, membránové stěny, pilový diagram, ekonomizér

**Keywords**

Hotwater boiler, boiler efficiency, natural gas, membrane walls, temperature diagram, economizer

**Bibliografická citace mé práce:**

GARDAVSKÝ, J. *Návrh horkovodního kotle na zemní plyn 60 MW, 1,6 MPa, 150/70°C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 53 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

**Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Návrh horkovodního kotle na zemní plyn 60 MW, 1,6 MPa, 150/70 °C“ vypracoval samostatně, pomocí odborných konzultací, použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 29. 05. 2014

Jan Gardavský

**Poděkování**

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D. a panu Ing. Mirku Hudečkovi CSc. za poskytnutí podkladů a odborných konzultací vedoucích k úspěšnému řešení práce. Dále děkuji rodičům za podporu a pomoc během celé doby mého studia.

## Obsah

1	Úvod.....	8
2	Objemy a entalpie vzduchu a spalin .....	9
2.1	Minimální objemy vzduchu a spalin .....	9
2.2	Množství vzduchu a spalin .....	10
2.3	Entalpie vzduchu a produktů spalování .....	11
3	Tepelná bilance kotle: .....	14
3.1	Teplo přivedené do kotle .....	14
3.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost .....	14
3.2.1	Ztráta chemickým nedopalem.....	14
3.2.2	Ztráta sdílením tepla do okolí .....	14
3.2.3	Ztráta citelným teplem spalin.....	14
3.2.4	Ztráta nepočitatelná .....	14
3.2.5	Tepelná účinnost kotle pro teplotu okolí 25 °C .....	15
3.3	Množství vody a paliva.....	15
4	Výpočet spalovací komory.....	16
4.1	Parametry spalovací komory.....	16
4.2	Tepelný výpočet ohniště .....	17
4.3	Teplota spalin .....	19
5	Výpočet teplosměnných ploch na straně média .....	20
5.1	Tlakový výpočet ploch .....	20
5.2	Schéma proudění kotelní vody.....	21
5.3	Určení tepelných výkonů jednotlivých výhřevných ploch .....	22
5.3.1	Ekonomizér II .....	22
5.3.2	Mříž .....	22
5.3.3	Membránové stěny nad ekonomizérem I.....	22
5.3.4	Ekonomizér I.....	23
5.3.5	Membránové stěny spalovací komory.....	23
5.3.6	Celkové potřebné teplo .....	23
6	Výpočet konvekčních ploch .....	24
6.1	Ekonomizér I.....	24
6.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	25
6.1.2	Výpočet pro ekonomizér I-I.....	26
6.1.3	Výpočet pro ekonomizér I-II .....	27
6.1.4	Celkový tepelný výkon ekonomizéru I.....	29

---

6.2	Membránové stěny nad ekonomizérem I.....	29
6.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	30
6.2.2	Výpočet pro membránovou stěnu I.....	31
6.2.3	Výpočet pro membránovou stěnu II.....	32
6.2.4	Celkový tepelný výkon membránové stěny.....	34
6.3	Mříž .....	34
6.3.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	36
6.3.2	Výpočet pro mříž I .....	37
6.3.3	Výpočet pro mříž II .....	38
6.3.4	Celkový tepelný výkon mříže .....	40
6.4	Ekonomizér II .....	40
6.4.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	42
6.4.2	Tepelný výkon ekonomizéru II .....	44
6.5	Membránové stěny spalovací komory.....	44
6.6	Kontrola tepelné bilance kotle .....	45
6.6.1	Celkové teplo předané výhřevným plochám .....	45
7	Pilový diagram .....	46
8	Závěr .....	47
9	Seznam použité literatury.....	48
10	Seznam tabulek, obrázků a příloh.....	49
10.1	Seznam tabulek.....	49
10.2	Seznam obrázků.....	49
10.3	Seznam příloh.....	49
11	Seznam použitých zkratk.....	50

---

# 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá seznámením se s problematikou spalování zemního plynu a návrhu horkovodního kotle. Kotel je řešen jako přetlakový s jedním tahem navazujícím na spalovací komoru. Jako palivo slouží zemní plyn. Kotel má výkon 60 MW při teplotním spádu vody 70 °C/150 °C. Při výpočtu je požadavek na co nejlepší účinnost kotle a výdrž teplosměnných ploch. Plyn je spalován dvěma hořáky ve dně spalovací komory. Spaliny jsou dále využívány na ohřev vody ve výhřevných plochách. U horkovodního kotle jsou použity ohříváky vody neboli ekonomizéry a membránové stěny. Při průchodu spalin přes všechny výhřevné plochy dojde k jejich ochlazení na co nejmenší teplotu z důvodu zmenšení ztráty citelným teplem spalin. Dále práce obsahuje diagram průběhu teplot pracovního média a spalin. Rovněž je k práci připojen konstrukční výkres horkovodního kotle.

V průběhu práce bylo zapotřebí změnit složení využívaného zemního plynu z důvodu přesnějšího výpočtu pro danou lokalitu stavby kotle. Nové složení plynu je následující:

Tab. 1 Složení zemního plynu

Složka plynu	Objemové množství [%]
H <sub>2</sub>	0,0
N <sub>2</sub>	1,848
O <sub>2</sub>	0,0
CO	1,21
CO <sub>2</sub>	1,111
CH <sub>4</sub>	92,045
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3,083
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,555
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,108
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,04
Zemní plyn	100

Výhřevnost paliva zůstala stejná  $Q_i^r = 36,611 \frac{MJ}{Nm^3}$



## 2 Objemy a entalpie vzduchu a spalin

Stechiometrie spalin se počítá za účelem získání hodnot objemu spalovacího vzduchu potřebného pro spálení jednotkového množství paliva. Stechiometrické výpočty také určí množství spalin, které vzniknou spálením jednotkového množství paliva.

Stechiometrické výpočty vychází z chemických reakčních rovnic a bilance látkových množství a nazývají se stechiometrické spalovací rovnice.

### 2.1 Minimální objemy vzduchu a spalin

Minimální množství  $O_2$  při spálení  $1 \text{ m}^3$  paliva:

$$O_{O_2min} = 0,5 \cdot \frac{CO + H_2}{100} + 1,5 \cdot \frac{H_2S}{100} + \sum \left( x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{C_x H_y}{100} - \frac{O_2}{100} \quad (2.1)$$

$$O_{O_2min} = 0,5 \cdot \frac{1,21 + 0}{100} + 1,5 \cdot \frac{0}{100} + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{92,045}{100} + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{3,083}{100} + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,555}{100} + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,108}{100} + \left( 5 + \frac{12}{4} \right) \cdot \frac{0,040}{100} - \frac{0}{100}$$

$$O_{O_2min} = 1,9928 \frac{m^3}{m_{paliva}^3}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení  $1 \text{ m}^3$  paliva:

$$O_{VZmin}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} = \frac{100}{21} \cdot 1,9928 = 9,4896 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \quad (2.2)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení  $1 \text{ m}^3$  paliva:

$$O_{VZmin}^V = f \cdot O_{VZmin}^S = 1,003 \cdot 9,4896 = 9,5138 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \quad (2.3)$$

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 1 + 0,75 \cdot 0,0034 = 1,003 \quad (2.4)$$

z [1] určíme:

$$\frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,0034 \quad (2.5)$$

Jednotlivé složky minimálního množství vlhkých spalin suchého hořlavého plynu

Objem  $CO_2$  ve spalinách:

$$O_{CO_2}^S = 0,01 \cdot [CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x \cdot H_y + 0,03 \cdot O_{VZmin}^S] \quad (2.6)$$

$$O_{CO_2}^S = 0,01 \cdot [1,21 + 1,111 + (1 \cdot 92,045 + 2 \cdot 3,083 + 3 \cdot 0,555 + 4 \cdot 0,108 + 5 \cdot 0,040) + 0,03 \cdot 9,4896]$$

$$O_{CO_2}^S = 1,0311 \frac{m^3}{m_{paliva}^3}$$

Objem SO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$O_{SO_2}^S = 0,01 \cdot H_2S = 0 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \quad (2.7)$$

Objem N<sub>2</sub> ve spalinách:

$$O_{N_2}^S = 0,01 \cdot (N_2 + 78,05 \cdot O_{VZmin}^S) = 0,01 \cdot (1,848 + 78,05 \cdot 9,4896) = 7,4251 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \quad (2.8)$$

Objem Ar ve spalinách:

$$O_{Ar}^S = 0,0092 \cdot O_{VZmin}^S = 0,0092 \cdot 9,4896 = 0,0873 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \quad (2.9)$$

Objem vodní páry H<sub>2</sub>O<sub>min</sub> ve spalinách:

$$O_{H_2Omin}^S = 0,01 \cdot \left[ \sum \frac{y}{2} \cdot C_x \cdot H_y + H_2 + H_2S \right] + (f - 1) \cdot O_{VZmin}^S + f' - 1 \quad (2.10)$$

$$O_{H_2Omin}^S = 1,9876 \frac{m^3}{m_{paliva}^3}$$

Množství vlhkých spalin:

$$O_{SPmin} = \frac{1}{f'} \cdot (O_{CO_2}^S + O_{SO_2}^S + O_{N_2}^S + O_{Ar}^S + O_{H_2Omin}^S) \quad (2.11)$$

$$O_{SPmin} = \frac{1}{1} \cdot (1,0311 + 0 + 7,4251 + 0,0873 + 1,9876)$$

$$O_{SPmin} = 10,5312 \frac{m^3}{m_{paliva}^3}$$

## 2.2 Množství vzduchu a spalin

Skutečné množství spalovacího vzduchu:

$$O_{VZ} = \beta \cdot O_{VZmin} = 1,05 \cdot 9,5138 = 9,9895 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \quad (2.12)$$

kde  $\beta = \alpha = 1,05$  - ohniště i spalinovod jsou dokonale utěsněny

Skutečné množství spalin (s přebytkem vzduchu):

$$\begin{aligned} O_{SP} &= O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S = 10,5312 + (1,05 - 1) \cdot 9,5138 \\ &= 11,0069 \frac{m^3}{m_{paliva}^3} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0 + 1,0311}{11,0069} = 0,0937 \quad (2.14)$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S \quad (2.15)$$

$$O_{H_2O} = 1,9876 + (1,00255 - 1) \cdot (1,05 - 1) \cdot 9,4896$$

$$O_{H_2O} = 1,9888 \frac{m^3}{m_{paliva}^3}$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{1,9888}{11,0069} = 0,1807 \quad (2.16)$$

Součet objemových částí tříatomových plynů:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,0937 + 0,1807 = 0,2744 \quad (2.17)$$

## 2.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

### Entalpie vzduchu

Vzorový výpočet pro 1000 °C

$$I_{VZ} = O_{VZmin}^S \cdot \alpha \cdot (c \cdot t)_{VZ} \quad (2.18)$$

$$I_{VZ} = 9,4896 \cdot 1,05 \cdot 1,4144 \cdot 1000$$

$$I_{VZ} = 14092,97 \frac{kJ}{m_{paliva}^3}$$

Pomocné výpočty pro  $c$  a  $d$ :

$$d = (f - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = 1,5856 \frac{g}{kg} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} c &= c_s + 0,0016d \cdot c_{H_2O} = 1,41 + 0,0016 \cdot 1,5856 \cdot 1,723 \\ &= 1,4144 \frac{kJ}{m^3 \cdot K} \end{aligned}$$

Entalpie spalin:

$$I_{SP} = I_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ} + I_p \quad (2.20)$$

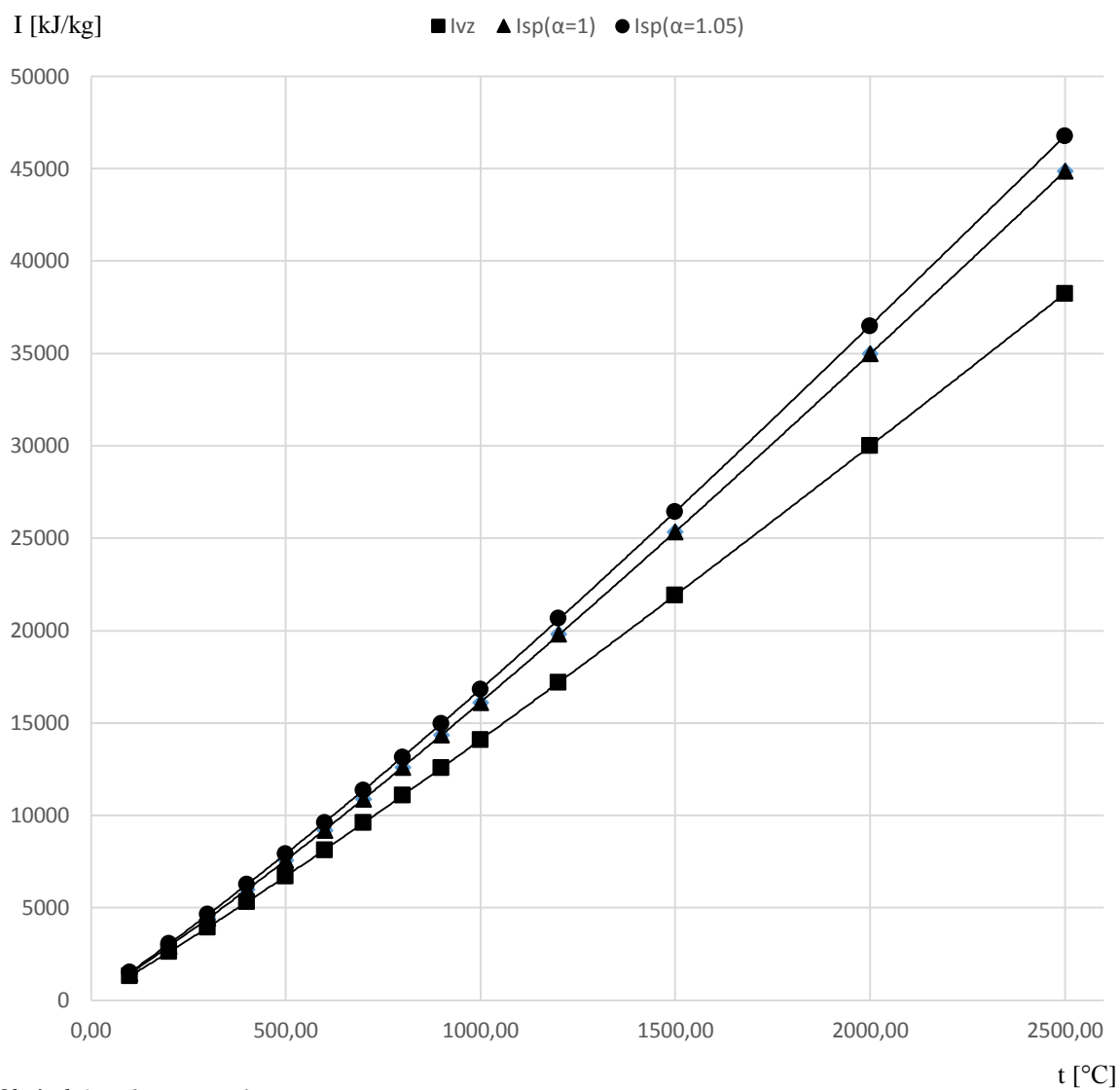
$$I_{SPmin} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} \quad (2.21)$$

Vzorový výpočet pro 1000 °C:

$$I_{SP} = 16114,06 + (1,05 - 1) \cdot 14092,97 + 0 = 16818,71 \frac{kJ}{m^3_{paliva}}$$

Tab. 2 I-t tabulka vzduchu a produktů spalování

t	Ispmin	Ivzmin	Isp(α=1)	Isp(α=1.05)
°C	$\frac{kJ}{m^3_{paliva}}$	$\frac{kJ}{m^3_{paliva}}$	$\frac{kJ}{m^3_{paliva}}$	$\frac{kJ}{m^3_{paliva}}$
100,00	1446,82	1299,141	1446,8199	1511,777
200,00	2919,12	2612,317	2919,1195	3049,735
300,00	4431,587	3948,52	4431,5871	4629,013
400,00	5985,798	5312,753	5985,7976	6251,435
500,00	7590,827	6711,007	7590,8271	7926,377
600,00	9207,562	8131,307	9207,5623	9614,128
700,00	10887,05	9584,828	10887,048	11366,29
800,00	12597,51	11066,42	12597,509	13150,83
900,00	14340,68	12575,45	14340,683	14969,46
1000,00	16114,06	14092,97	16114,063	16818,71
1200,00	19804,77	17188,15	19804,771	20664,18
1500,00	25340,83	21921,59	25340,833	26436,91
2000,00	34975,61	29991,62	34975,609	36475,19
2500,00	44858,62	38242,52	44858,621	46770,75



Obrázek 1 I-t diagram spalín

### 3 Tepelná bilance kotle:

#### 3.1 Teplo přivedené do kotle

$$Q_P^P = Q_i^r + Q_{vzd} = 36611 + 324,28 = 36935,28 \frac{kJ}{m^3_{paliva}} \quad (3.1)$$

#### 3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

$$\eta_K = 100 - \sum \xi_i \quad (3.2)$$

Budeme uvažovat ztráty:

- Chemickým nedopalem
- Sdílením tepla do okolí
- Citelným teplem spalin
- Nepočitatelná ztráta

Ostatní ztráty nejsou u kotlů na plynná paliva zastoupeny.

##### 3.2.1 Ztráta chemickým nedopalem

dle [1] se určí z tabulky Tab. 6-1

$$\xi_{CN} = 0,3 \% \quad (3.3)$$

##### 3.2.2 Ztráta sdílením tepla do okolí

z ČSN EN 12952-15 určíme ztrátu:

$$\xi_{SO} = 0,2 \% \quad (3.4)$$

##### 3.2.3 Ztráta citelným teplem spalin

$$\xi_K = (100 - \xi_C) \cdot \frac{O_{SP} \cdot C_{SP} \cdot (t_{SPo} - t_{VZ})}{Q_P^P} \quad (3.5)$$

$$\xi_K = (100 - 0) \cdot \frac{11,0069 \cdot 1,4343 \cdot (108 - 25)}{36935,2818}$$

$$\xi_K = 3,5477 \%$$

$$\begin{aligned} O_{SP} &= O_{SPmin} + (\alpha_K - 1) \cdot O_{VZmin} = 10,53112 + (1,05 - 1) \cdot 9,5138 \\ &= 11,0069 \frac{m^3}{m^3_{paliva}} \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$C_{SP} = \frac{I_{SP}}{O_{SP} \cdot t_{SPo}} = \frac{1705,0238}{11,0069 \cdot 108} = 1,4343 \frac{kJ}{m^3_{paliva} \cdot K} \quad (3.7)$$

##### 3.2.4 Ztráta nepočitatelná

Jsou to ztráty v příslušenstvích kotle a v nerovnoměrnosti distribuce tepla ve spalovací komoře a výhřevných plochách

$$\xi_N = 0,2 \% \quad (3.8)$$

3.2.5 Tepelná účinnost kotle pro teplotu okolí 25 °C

$$\eta_K = 100 - \sum \xi_i = 100 - (\xi_{CN} + \xi_{SO} + \xi_K + \xi_N) \quad (3.9)$$

$$\eta_K = 100 - (0,3 + 0,2 + 3,5477 + 0,2)$$

$$\eta_K = 95,7523 \%$$

### 3.3 Množství vody a paliva

Množství vody cirkulující v kotli:

$$M_{vody} = \frac{Q_V}{i_{OV} - i_{NV}} = \frac{60000}{632,95 - 294,3} = 177,17 \frac{m^3}{s} \quad (3.10)$$

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_P = \frac{Q_V}{Q_P^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{60000}{36935,28 \cdot \frac{95,7523}{100}} = 1,6965 \frac{m^3}{s} \quad (3.11)$$

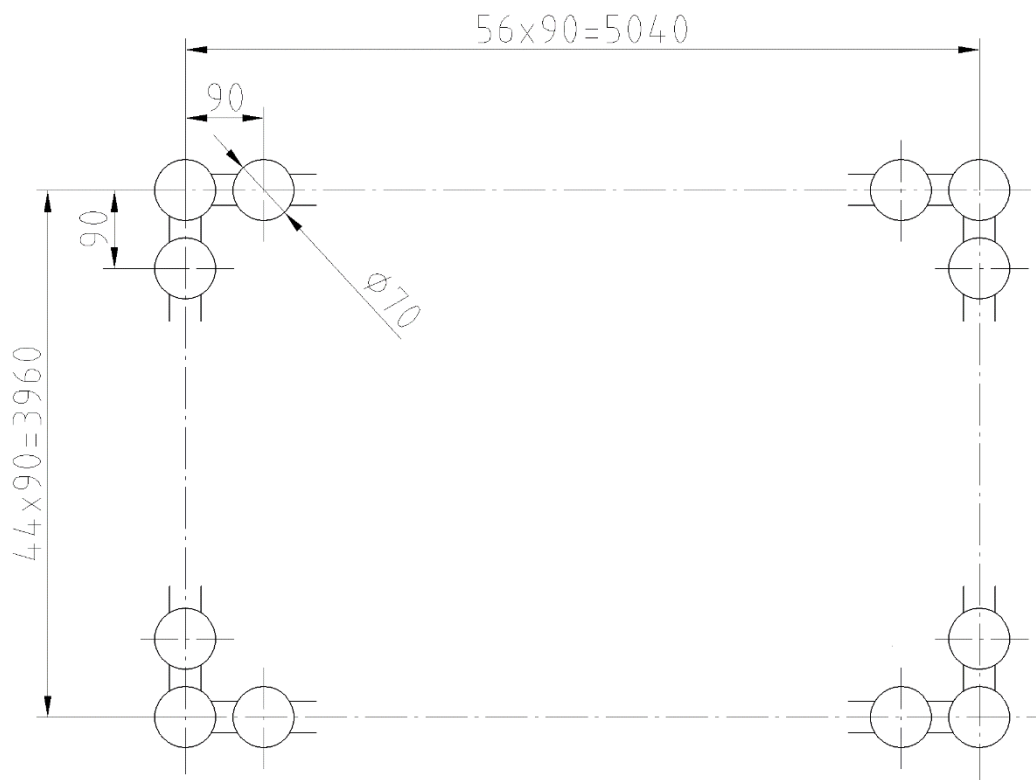
Množství paliva skutečně spáleného:

$$M_{PV} = M_P \cdot \left(1 - \frac{\xi_C}{100}\right) = 1,6965 \cdot (1 - 0) = 1,6965 \frac{m^3}{s} \quad (3.12)$$

## 4 Výpočet spalovací komory

Předmětem výpočtu spalovací komory je určení střední teploty spalin na výstupu ze spalovací komory. Z užitečného tepla uvolněného při spalování  $I_u$  se určí teoretická teplota a  $T_0$  a odhadne se teplota a entalpie spalin na výstupu ze spalovací komory. Určí se Boltzmannovo číslo  $B_0$ , stupeň černosti ohniště  $\alpha_0$  a součinitel  $M$ . Koncová teplota je pak funkcí těchto veličin. Vypočtená hodnota by se neměla od zvolené hodnoty lišit o více než  $\pm 50$  °C. Pokud se liší, je nutné výpočet opakovat s použitím jiné zvolené teploty na výstupu, dokud není tolerance splněna. Následující výpočet je pro druhý odhad teploty  $T_0 = 1210$  °C.

### 4.1 Parametry spalovací komory



Obrázek 2 Průřez spalovací komory

Navržené parametry:

- $a = 3,96$  m (šířka)
- $b = 5,04$  m (hloubka)
- $c = 7,50$  m (výška)
- $D_h = 1,3$  m (průměr hořáků)

Aktivní objem ohniště:

$$V_0 = a \cdot b \cdot c = 3,96 \cdot 5,04 \cdot 7,5 = 149,69 \text{ m}^3 \quad (4.1)$$

Výhřevná plocha ohniště:

$$F_{st} = 2 \cdot (a \cdot c) + 2 \cdot (b \cdot c) + (a \cdot b) \quad (4.2)$$

$$F_{st} = 2 \cdot (3,96 \cdot 7,5) + 2 \cdot (5,04 \cdot 7,5) + (3,96 \cdot 5,04) = 154,96 \text{ m}^2$$

Plocha hořáků:



$$S_h = n_h \cdot \frac{\pi \cdot D_h^2}{4} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 1,3^2}{4} = 2,655 \text{ m}^2 \quad (4.3)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

$$F_{\dot{u}s} = F_{st} \cdot x - S_h = 154,96 \cdot 1 - 2,655 = 152,30 \text{ m}^2 \quad (4.4)$$

kde  $x = 1$  je úhlový součinitel povrchu stěn ohniště

## 4.2 Tepelný výpočet ohniště

Součinitel M:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_0 = 0,54 - 0,2 \cdot 0,4 = 0,46 \quad (4.5)$$

kde  $x_0$  je poměrná výška maximální hodnoty plamene

$$x_0 = \frac{h_h}{h_c} = \frac{3}{7,5} = 0,4 \quad (4.6)$$

hodnota  $h_h = 3\text{m}$  byla stanovena dodavatelem hořáků [3]

Boltzmannovo číslo:

Střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn:

$$\bar{\psi} = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,65 = 0,65 \quad (4.7)$$

kde  $x = 1$  je úhlový součinitel stěny,  $\xi = 0,65$  je součinitel zanesení stěn ohniště

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{\xi_{so}}{\eta_k + \xi_{so}} = 1 - \frac{0,2}{95,752 + 0,2} = 0,998 \quad (4.8)$$

Entalpie nechlazeného plamene:

$$\begin{aligned} I_u &= Q_P^P \cdot \frac{100 - \xi_{CN}}{100 - \xi_C} + Q_{VZ} - Q_{VZV} = 36935,28 \cdot \frac{100 - 0,3}{100 - 0} \\ &= 36824,4 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{\text{paliva}}^3} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Entalpii  $I_u$  odpovídá teoretická adiabatická teplota  $T_{teor} = 2017 \text{ }^\circ\text{C}$

Odhadovaná teplota spalin na konci ohniště a entalpie spalin  $T_0 = 1210 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $I_0 = 20856,6 \text{ kJ/m}^3$

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_u - I_0}{T_{teor} - T_0} = \frac{36824,48 - 20856,6}{2017 - 1210} = 14,77 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}} \quad (4.10)$$

Boltzmannovo číslo:

$$\begin{aligned} B_0 &= \frac{\varphi \cdot M_{PV} \cdot \overline{O_{SP} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{\dot{u}s} \cdot T_a^3} = \frac{0,998 \cdot 1,6965 \cdot 14,77}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 152,30 \cdot 2290,15^3} \\ &= 0,5399 \end{aligned} \quad (4.11)$$

kde  $T_a = 2017 + 273,15 = 2290,15 \text{ K}$  je teoretická teplota plamene

Stupeň černosti ohniště:

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{ns} = k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (4.12)$$

$$k_{ns} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 3,478}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1483,15}{1000} \right) \cdot 0,2744$$

$$k_{ns} = 1,190 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Celkový parciální tlak:

$$p_{ps} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2744 = 0,0274 \quad (4.13)$$

kde  $p = 0,1 \text{ MPa}$  u kotlů bez přetlaku

Účinná tloušťka sálavé plochy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{149,69}{154,96} = 3,478 \text{ m} \quad (4.14)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene:

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_{ns} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,190 \cdot 0,1 \cdot 3,478} = 0,339 \quad (4.15)$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí:

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - \alpha_0) \cdot \left( 1,6 \cdot \frac{T_0}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (4.16)$$

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left( 1,6 \cdot \frac{1483,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,917 = 1,613 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Podíl obsahu uhlíku a vodíku v původním vzorku paliva:

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m \cdot H_n \quad (4.17)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \left( \frac{1}{4} \cdot 92,045 + \frac{2}{6} \cdot 3,083 + \frac{3}{8} \cdot 0,555 + \frac{4}{10} \cdot 0,108 + \frac{5}{12} \cdot 0,04 \right) = 2,917$$

Součinitel zeslabení sálání svítivé části plamene:

$$k_{sv} = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_c = 1,190 + 1,613 = 2,803 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (4.18)$$

Stupeň černosti svítivé části plamene:

$$a_{sv} = 1 - e^{-k_{sv} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,803 \cdot 0,1 \cdot 3,478} = 0,623 \quad (4.19)$$

Efektivní stupeň černosti plamene:

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,623 + (1 - 0,1) \cdot 0,339 = 0,367 \quad (4.20)$$

Stupeň černosti ohniště:

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,367}{0,367 + (1 - 0,367) \cdot 0,65} = 0,472 \quad (4.21)$$

### 4.3 Teplota spalin

Teplota spalin na výstupu z ohniště:

$$T_{0oh} = \frac{T_{teor} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{2017 + 273,15}{1 + 0,46 \cdot \left(\frac{0,472}{0,5399}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (4.22)$$

$$= 1200,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

pro  $T_{0oh} = 1200,6 \text{ } ^\circ\text{C}$  odpovídá  $I_{0oh} = 20675,72 \text{ kJ/m}^3$

Teplota spalin na výstupu z ohniště  $T_{0oh} = 1200,6 \text{ } ^\circ\text{C}$  je v intervalu  $\pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$  z odhadované teploty  $T_0 = 1210 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Iteraci můžeme ukončit a k následnému výpočtu použít  $T_{0oh} = 1200,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn:

$$Q_s = M_{PV} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_{0oh}) = 1,696 \cdot 0,998 \cdot (36824,4 - 20675,72) \quad (4.23)$$

$$= 21712,6 \text{ kW}$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště:

$$\bar{q}_s = \frac{\varphi \cdot M_{PV} \cdot (I_u - I_{0oh})}{F_{\dot{u}s}} = \frac{1,6965 \cdot 16115,1}{152,3} = 179,5 \text{ kW/m}^2 \quad (4.24)$$

Střední objemové zatížení ohniště:

$$\bar{q}_V = \frac{\varphi \cdot M_{PV} \cdot (I_u - I_{0oh})}{V_0} = \frac{1,6965 \cdot 16115,1}{149,68} = 182,65 \text{ kW/m}^3 \quad (4.25)$$

## 5 Výpočet teplosměnných ploch na straně média

Účelem této kapitoly je navrhnout přerozdělení celkového tepelného výkonu na jednotlivé konvekční plochy kotle. Navrhnout tlakové ztráty jednotlivých konvekčních ploch a určení hlavních parametrů média (teplota, tlak, entalpie) na vstupu či výstupu dané konvekční plochy.

K určování jednotlivých parametrů bylo užito programu X-Steam Excel v2.6 [4] a to tak, že v závislosti na dvou známých parametrech byl určen třetí parametr. Tedy například entalpie  $i$  bude určena jako funkce teploty a tlaku pro dané médium [ $i = f(t, p)$ ].

Jako výchozí teploty byly využity zadané hodnoty z teplotního spádu kotle 150 °C / 70 °C

Použité konvekční plochy:

- Ekonomizér II
- Mříž
- Membránové stěny nad ekonomizérem I
- Ekonomizér I
- Membránové stěny spalovací komory

### 5.1 Tlakový výpočet ploch

Navržené tlakové ztráty jednotlivých ploch:

$$\Delta p_{\text{EkoII}} = 0,04 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_{\text{mříž}} = 0,02 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_{\text{Mb}_{\text{nEI}}} = 0,04 \text{ MPa}$$

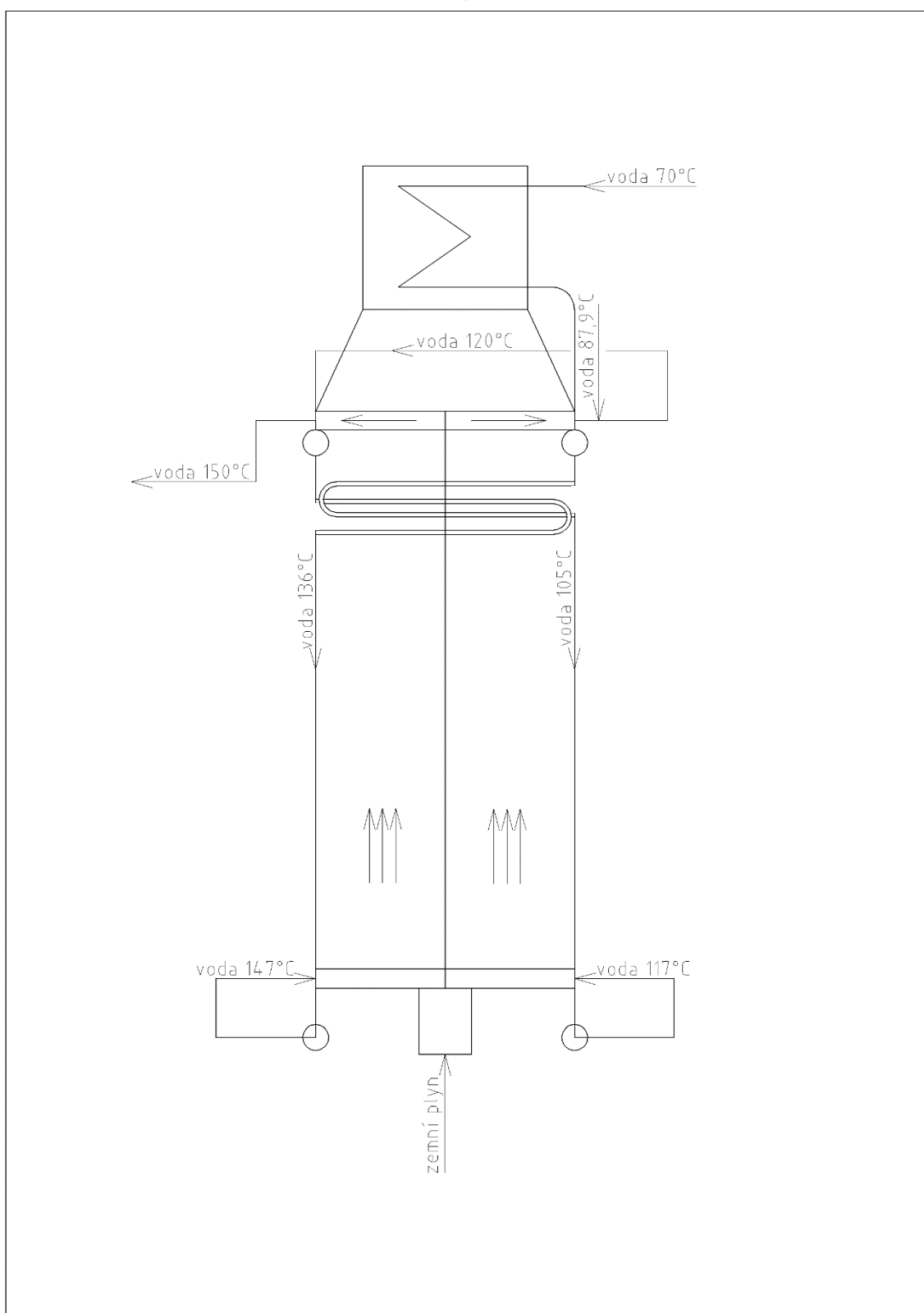
$$\Delta p_{\text{EkoI}} = 0,04 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_{\text{M}_{\text{PSP}}} = 0,06 \text{ MPa}$$

Tlak napájecí vody:

$$p_{\text{NV}} = p_{\text{out}} + \sum \Delta p_i = 1,4 + (0,04 + 0,02 + 0,04 + 0,04 + 0,06) = 1,6 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

## 5.2 Schéma proudění kotelní vody



Obrázek 3 Schéma proudění kotelní vody

### 5.3 Určení tepelných výkonů jednotlivých výhřevných ploch

Pro výpočet tepelného výkonu jednotlivých výhřevných ploch ze strany média je použit vzorec:

$$Q_{m_i} = M_{vody} \cdot \Delta i \quad (5.2)$$

$$\Delta i = i'' - i' \quad (5.3)$$

#### 5.3.1 Ekonomizér II

Tab. 3 Ekonomizér II

;		Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [MPa]	Entalpie $i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Entalpický spád $\Delta i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný výkon $Q_m$ [MW]
Ekonomizér II	vstupní ′	70	1,8	294,5	75	13,29
	výstupní ″	87,9	1,76	369,5		

$$Q_{m_{EKOH}} = 177,17 \cdot 75 = 13288,06 \text{ kW}$$

#### 5.3.2 Mříž

Tab. 4 Mříž

Výhřevná plocha		Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [MPa]	Entalpie $i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Entalpický spád $\Delta i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný výkon $Q_m$ [MW]
Mříž I	vstupní ′	119,6	1,69	503,1	1,7	0,301
	výstupní ″	120	1,68	504,8		
Mříž II	vstupní ′	149,6	1,61	631,2	1,7	0,301
	výstupní ″	150	1,6	632,9		

$$Q_{m_{mříž_i}} = 177,17 \cdot 1,7 = 301,2 \text{ kW}$$

#### 5.3.3 Membránové stěny nad ekonomizérem I

Tab. 5 Membránové stěny nad ekonomizérem I

Výhřevná plocha		Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [MPa]	Entalpie $i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Entalpický spád $\Delta i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný výkon $Q_m$ [MW]
M. stěna I	vstupní ′	120	1,68	504,8	0,4	0,0709
	výstupní ″	120,1	1,66	505,2		
M. stěna II	vstupní ′	87,9	1,76	369,5	0,4	0,0709
	výstupní ″	88	1,74	369,9		

$$Q_{m_{m.stěna_i}} = 177,17 \cdot 0,4 = 70,87 \text{ kW}$$

## 5.3.4 Ekonomizér I

Tab. 6 Ekonomizér I

Výhřevná plocha		Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [MPa]	Entalpie $i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Entalpický spád $\Delta i$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný výkon $Q_m$ [MW]
Ekonomizér I-I	vstupní '	88	1,74	369,9	71,5	12,668
	výstupní ''	105	1,72	441,4		
Ekonomizér I-II	vstupní '	120,1	1,66	505,2	67,7	11,995
	výstupní ''	136	1,64	572,9		

$$Q_{m_{EKOI-I}} = 177,17 \cdot 71,5 = 12667,95 \text{ kW}$$

$$Q_{m_{EKOI-II}} = 177,17 \cdot 67,7 = 11994,69 \text{ kW}$$

## 5.3.5 Membránové stěny spalovací komory

Tab. 7 Membránové stěny spalovací komory

Výhřevná plocha		Teplota $t$ [°C]	Tlak $p$ [MPa]	Tepelný výkon $Q_m$ [MW]
M. stěna SP I	vstupní '	105	1,72	21,713
	výstupní ''	117	1,7	
M. stěna SP II	vstupní '	117	1,7	
	výstupní ''	119,6	1,69	
M. stěna SP III	vstupní '	136	1,64	
	výstupní ''	147	1,62	
M. stěna SP IV	vstupní '	147	1,62	
	výstupní ''	149,6	1,61	

$$Q_{m_{memSP}} = Q_S = 21712,6 \text{ kW}$$

## 5.3.6 Celkové potřebné teplo

$$Q_{m_C} = \sum Q_{m_i} \quad (5.4)$$

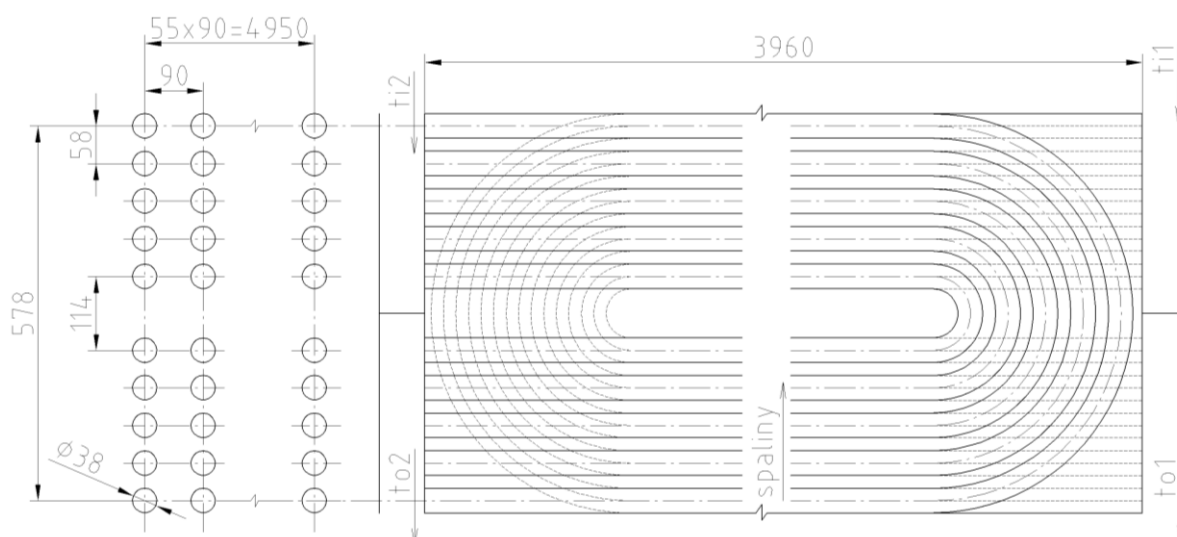
$$\begin{aligned}
 Q_{m_C} &= Q_{m_{EKOI}} + 2 \cdot Q_{m_{mříž_i}} + 2 \cdot Q_{m_{m.stěna_i}} + Q_{m_{EKOI-I}} + Q_{m_{EKOI-II}} \\
 &\quad + Q_{m_{memSP}} \\
 &= 13288,06 + 2 \cdot 301,2 + 2 \cdot 70,87 + 12667,95 + 11994,69 \\
 &\quad + 21712,6 = 59955,7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

## 6 Výpočet konvekčních ploch

### 6.1 Ekonomizér I

Jedná se o první plochu spalínovodu, která uzavírá spalovací komoru v horní části. Ekonomizér I je rozdělen na dvě části z důvodu rozdělení proudění média v kotli. Výchřevná plocha je tvořena železnými trubkami vycházejícími z membránových stěn. Trubky jdou spalínovodem v 5 - ti haďu jednou otočkou přes komoru. Jsou uloženy za sebou. Výpočet se skládá z výpočtu přestupu tepla konvekcí a sáláním a následném dopočtu množství tepla předaného v této ploše. Ekonomizér I je zapojen jako protiproudý.

- Rozměry spalínového kanálu:
- šířka  $a = 3,96$  m
  - délka  $b = 5,04$  m
- trubek Eka I:
- průměr  $D = 38$  mm
  - tloušťka stěny trubky  $t_{tr} = 3,2$  mm
  - rozteč trubek  $s_1 = 90$  mm
  - $s_2 = 58$  mm
  - počet trubek  $n = 280$
  - počet trubek v jedné řadě  $z_1 = 56$
  - nad sebou  $z_2 = 10$



Obrázek 4 Návrh trubek ekonomizéru I

#### Ekonomizér I-I

Teplota vody vstupující  $t_{i1} = 88$  °C

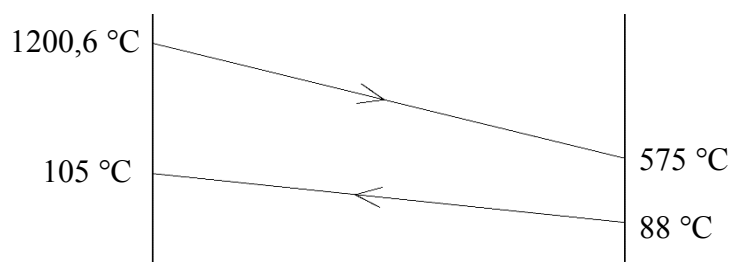
vystupující  $t_{o1} = 105$  °C

spalín vstupující  $t_{iN} = 1200,6$  °C

$i_{iN} = 20675,72$  kJ/m<sup>3</sup>

vystupující  $t_{oN} = 575$  °C

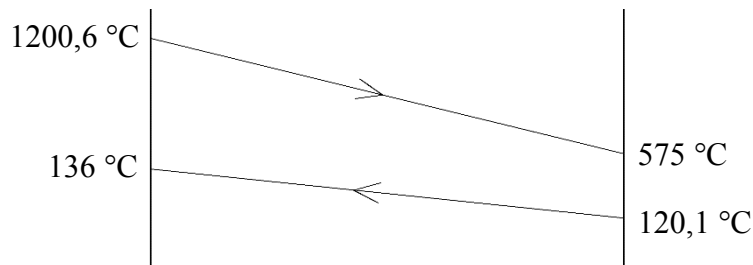
$i_{oN} = 9192,19$  kJ/m<sup>3</sup> (odhad)



Obrázek 5 Teplotní spád eko I-I



## Ekonomizér I-II

Teplota vody vstupující  $t_{i2} = 120,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vystupující  $t_{o2} = 136 \text{ }^{\circ}\text{C}$ spalin vstupující  $t_{iN} = 1200,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$  $i_{iN} = 20675,72 \text{ kJ/m}^3$ vystupující  $t_{oN} = 575 \text{ }^{\circ}\text{C}$  $i_{oN} = 9192,19 \text{ kJ/m}^3$  (odhad)

Obrázek 6 Teplotní spád eko I-II

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_{iN} - t_{oN}}{2} = \frac{1200,6 + 575}{2} = 887,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.1)$$

Rychlost spalin:

$$W_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sp}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{stř}}{273,15}\right) \quad (6.2)$$

$$W_{sp} = \frac{1,6965 \cdot 11,01}{11,532} \cdot \left(1 + \frac{887,8}{273,15}\right) = 6,883 \text{ m/s}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{trubek} = 3,96 \cdot 5,04 - 8,427 = 11,532 \text{ m}^2 \quad (6.3)$$

Plocha trubek:

$$S_{trubek} = z_1 \cdot D \cdot a = 56 \cdot 0,038 \cdot 3,96 = 8,427 \text{ m}^2 \quad (6.4)$$

## 6.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Ze střední teploty spalin  $t_{stř}$  z tabulek určíme hodnoty  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $Pr$ Pro teplotu  $887,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$  je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda = 0,1049 \text{ W/mK}$ součinitel kinematické viskozity  $\nu = 1,534 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ Prandtlovo číslo  $Pr = 0,6212$ 

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.5)$$

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,925 \cdot \frac{0,1049}{0,038} \cdot \left(\frac{6,883 \cdot 0,038}{0,0001534}\right)^{0,65} \cdot 0,6212^{0,33} \\ &= 55,017 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned}$$

kde  $c_z = 1$

Oprava na uspořádání svazku:

$$c_s = \left(1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right)^{-2} \quad (6.6)$$

$$c_s = \left(1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,526}{2}\right)^3\right)^{-2} = 0,9248$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,368 \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,058}{0,038} = 1,526$$

při  $\sigma_1 > 3$  nebo  $\sigma_2 < 2$  se do vzorce dosazuje  $\sigma_1 = 3$

### 6.1.2 Výpočet pro ekonomizér I-I

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1217 \cdot 1160,95^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{394,65}{1160,95}\right)^{3,6}}{1 - \frac{394,65}{1160,95}} \\ &= 14,502 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

kde  $a_{st} = 0,8$  pro výpočet konvekčních ploch

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,537 \cdot 0,1 \cdot 0,123} = 0,1217 \quad (6.8)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k_s = k_{sp} \cdot r_{sp} = 38,403 \cdot 0,2744 = 10,537 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.9)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000}\right) \quad (6.10)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 0,123}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1160,95}{1000}\right) = 38,403 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (6.11)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,058}{0,038^2} - 1\right) = 0,1232 \text{ m}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$T_z = t_{m_{stř}} + \Delta t + 273,15 = 96,5 + 25 + 273,15 = 394,65 \text{ K} \quad (6.12)$$

kde pro  $\Delta t = 25 \text{ °C}$  pro všechny výhřevné plochy při spalování plynu

Střední teplota vody:

$$t_{m_{stř}} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{88 + 105}{2} = 96,5 \text{ °C} \quad (6.13)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 55,017 + 14,502 = 69,518 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.14)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 69,518 = 62,567 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.15)$$

kde  $\Psi = 0,9$  z [1] pro první stupně ohříváků vody a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{487 - 1095,6}{\ln\left(\frac{487}{1095,6}\right)} = 750,6 \text{ °C} \quad (6.16)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_{i1} = 575 - 88 = 487 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_{o1} = 1200,6 - 105 = 1095,6 \text{ °C}$$

Výhřevná plocha části ekonomizéru I:

$$s = \pi \cdot D \cdot a \cdot \frac{z_1}{2} \cdot z_2 \cdot 2 \quad (6.17)$$

$$s = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,96 \cdot \frac{56}{2} \cdot 10 \cdot 2 = 264,738 \text{ m}^2$$

Tepelný výkon:

$$Q_{EKOI-I} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{62,567 \cdot 750,6 \cdot 264,738}{1000} = 12433,15 \text{ kW} \quad (6.18)$$

### 6.1.3 Výpočet pro ekonomizér I-II

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.19)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1217 \cdot 1160,95^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{426,2}{1160,95}\right)^{3,6}}{1 - \frac{426,2}{1160,95}} \\ &= 15,023 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

kde  $a_{st} = 0,8$  pro výpočet konvekčních ploch

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,537 \cdot 0,1 \cdot 0,123} = 0,1217 \quad (6.20)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k_s = k_{sp} \cdot r_{sp} = 38,403 \cdot 0,2744 = 10,537 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.21)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.22)$$

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 0,123}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1160,95}{1000} \right) = 38,403 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (6.23)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,058}{0,038^2} - 1 \right) = 0,1232 \text{ m}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$T_z = t_{m_{stř}} + \Delta t + 273,15 = 128,05 + 25 + 273,15 = 426,2 \text{ K} \quad (6.24)$$

kde pro  $\Delta t = 25 \text{ °C}$  pro všechny výhřevné plochy při spalování plynu

Střední teplota vody:

$$t_{m_{stř}} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{120,1 + 136}{2} = 128,05 \text{ °C} \quad (6.25)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 55,017 + 15,023 = 70,04 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.26)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = 0,9 \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 70,04 = 63,036 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.27)$$

kde  $\Psi = 0,85$  z [1] pro druhé stupně ohříváků vody a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{454,9 - 1064,6}{\ln\left(\frac{454,9}{1064,6}\right)} = 717,06 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.28)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_i = 575 - 120,1 = 454,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_o = 1200,6 - 136 = 1064,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výhřevná plocha části ekonomizéru I:

$$s = \pi \cdot D \cdot a \cdot \frac{z_1}{2} \cdot z_2 \cdot 2 \quad (6.29)$$

$$s = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,96 \cdot \frac{56}{2} \cdot 10 \cdot 2 = 264,738 \text{ } m^2$$

Tepelný výkon:

$$Q_{EKOI-II} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{63,036 \cdot 717,06 \cdot 264,738}{1000} = 11966,3 \text{ } kW \quad (6.30)$$

6.1.4 Celkový tepelný výkon ekonomizéru I

$$Q_{EKOI} = Q_{EKOI-I} + Q_{EKOI-II} = 12433,15 + 11966,3 = 24399,5 \text{ } kW \quad (6.31)$$

Kontrola odchozích spalín:

$$i_{OUTc} = \frac{M_{PV} \cdot i_{IN} - Q_{EKOI}}{M_{PV}} = \frac{1,6965 \cdot 20675,72 - 24399,5}{1,6965} = 9192,2 \frac{kJ}{m^3} \quad (6.32)$$

Odchozí entalpii spalín  $i_{OUTc} = 9192,2$  odpovídá teplota  $575 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Pro výpočet další plochy můžeme použít odhadnutou teplotu spalín  $t = 575 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

## 6.2 Membránové stěny nad ekonomizérem I

Membránové stěny tvoří stěny celé spalovací komory i části spalínovodu. Mají za úkol odvádět teplo ze spalovací komory do vody a tím stěnu chladit. Membránové stěny nad ekonomizérem I jsou pokračováním stěn spalovací komory. Tyto stěny začínají nad ekonomizérem I a končí mříží v horní části kotle. Tato část spalínovodu souží hlavně k transportu spalín do dalších výhřevných ploch, takže nejde očekávat velký přenesený tepelný výkon. Membránové stěny se pro výpočet musí rozdělit na 2 části z důvodu rozdílného teplotního spádu.

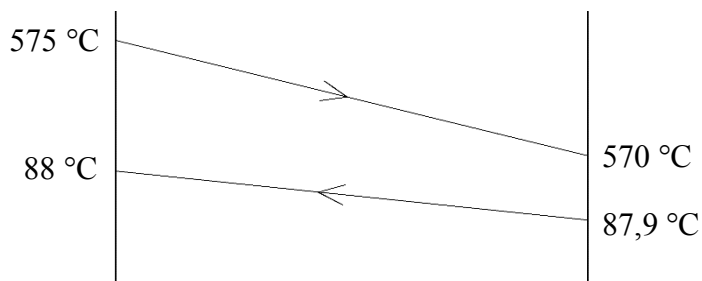
Rozměry: spalínového kanálu:

- šířka  $a = 3,96 \text{ } m$
- délka  $b = 5,04 \text{ } m$
- výška  $k = 1 \text{ } m$

trubek membrány:

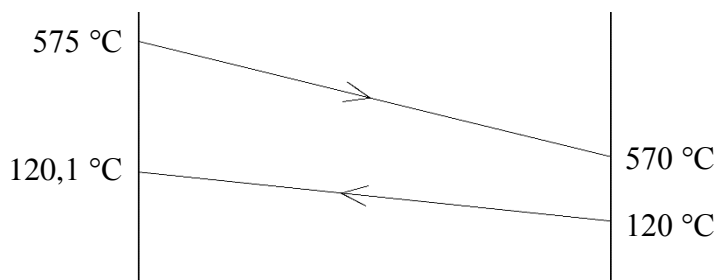
- průměr  $D = 70 \text{ } mm$
- tloušťka stěny trubky  $t_{tr} = 3,6 \text{ } mm$
- rozteč membrány  $s_1 = 90 \text{ } mm$
- počet trubek v jedné řadě  $z_1 = 56$

## Membránová stěna I

Teplota vody vstupující  $t_{i1} = 87,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vystupující  $t_{o1} = 88 \text{ }^{\circ}\text{C}$ spalin vstupující  $t_{IN} = 575 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vystupující  $t_{OUT} = 570 \text{ }^{\circ}\text{C}$  $i_{IN} = 9192,19 \text{ kJ/m}^3$  $i_{OUT} = 9107,8 \text{ kJ/m}^3$  (odhad)

Obrázek 7 Teplotní spád mem. s. I nad eko I

## Membránová stěna II

Teplota vody vstupující  $t_{i2} = 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vystupující  $t_{o2} = 120,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ spalin vstupující  $t_{IN} = 575 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vystupující  $t_{OUT} = 570 \text{ }^{\circ}\text{C}$  $i_{IN} = 9192,19 \text{ kJ/m}^3$  $i_{OUT} = 9107,8 \text{ kJ/m}^3$  (odhad)

Obrázek 8 Teplotní spád mem. s. II nad eko I

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_{IN} - t_{OUT}}{2} = \frac{575 + 570}{2} = 572,5^{\circ}\text{C} \quad (6.33)$$

Rychlost spalin:

$$W_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sp}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{stř}}{273,15}\right) \quad (6.34)$$

$$W_{sp} = \frac{1,6965 \cdot 11,01}{19,958} \cdot \left(1 + \frac{572,5}{273,15}\right) = 2,897 \text{ m/s}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b = 3,96 \cdot 5,04 = 19,958 \text{ m}^2 \quad (6.35)$$

## 6.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Ze střední teploty spalin  $t_{stř}$  z tabulek určíme hodnoty  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $Pr$ Pro teplotu  $572,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$  je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda = 0,07572 \text{ W/mK}$ součinitel kinematické viskozity  $\nu = 9,022 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Prandtlovo číslo  $Pr = 0,6528$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{W_{sp} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.36)$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot \frac{0,07572}{4,4352} \cdot \left( \frac{2,897 \cdot 4,4352}{0,00009022} \right)^{0,8} \cdot 0,6528^{0,4} = 4,3922 \frac{W}{m^2 K}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O_{sp}} = \frac{4 \cdot 19,958}{18} = 4,4352 \text{ m} \quad (6.37)$$

Průřez kanálu:

$$F_{sp} = a \cdot b = 3,96 \cdot 5,04 = 19,958 \text{ m}^2 \quad (6.38)$$

Obvod průřezu kanálu:

$$O_{sp} = 2 \cdot (a + b) = 2 \cdot (3,96 + 5,04) = 18 \text{ m} \quad (6.39)$$

## 6.2.2 Výpočet pro membránovou stěnu I

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.40)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,5004 \cdot 845,65^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{386,1}{845,65} \right)^{3,6}}{1 - \frac{386,1}{845,65}} \\ &= 26,871 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

kde  $a_{st} = 0,8$  pro výpočet konvekčních ploch

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,7388 \cdot 0,1 \cdot 3,992} = 0,5004 \quad (6.41)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k_s = k_{sp} \cdot r_{sp} = 6,337 \cdot 0,2744 = 1,7388 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.42)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.43)$$

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 3,992}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{845,65}{1000} \right) = 6,337 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{sp}}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{19,958}{10,08} = 3,992 \text{ m} \quad (6.44)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$T_z = t_{m_{stř}} + \Delta t + 273,15 = 87,95 + 25 + 273,15 = 386,1 \text{ K} \quad (6.45)$$

kde pro  $\Delta t = 25 \text{ °C}$  pro všechny výhřevné plochy při spalování plynu

Střední teplota vody:

$$t_{m_{stř}} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{87,9 + 88}{2} = 87,95 \text{ °C} \quad (6.46)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 4,392 + 26,871 = 31,263 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.47)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 31,263 = 28,137 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.48)$$

kde  $\Psi = 0,9$  z [1] pro membránové stěny a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{487 - 482,1}{\ln\left(\frac{487}{482,1}\right)} = 484,55 \text{ °C} \quad (6.49)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_{i1} = 575 - 88 = 487 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_{o1} = 570 - 87,9 = 482,1 \text{ °C}$$

Výhřevná plocha části membránové stěny:

$$s = b \cdot k = 5,04 \cdot 1 = 5,04 \quad (6.50)$$

Tepelný výkon:

$$Q_{MSI} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{28,137 \cdot 484,55 \cdot 5,04}{1000} = 68,714 \text{ kW} \quad (6.51)$$

### 6.2.3 Výpočet pro membránovou stěnu II

Součinitel přestupu tepla sáláním:



$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.52)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,5004 \cdot 845,65^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{418,2}{845,65}\right)^{3,6}}{1 - \frac{418,2}{845,65}} \\ &= 28,281 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

kde  $a_{st} = 0,8$  pro výpočet konvekčních ploch

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,7388 \cdot 0,1 \cdot 3,992} = 0,5004 \quad (6.53)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k_s = k_{sp} \cdot r_{sp} = 6,337 \cdot 0,2744 = 1,7388 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.54)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.55)$$

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 3,992}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{845,65}{1000} \right) = 6,337 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{sp}}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{19,958}{10,08} = 3,992 \text{ m} \quad (6.56)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách:

$$T_z = t_{m_{stř}} + \Delta t + 273,15 = 120,05 + 25 + 273,15 = 418,2 \text{ K} \quad (6.57)$$

kde pro  $\Delta t = 25 \text{ °C}$  pro všechny výhřevné plochy při spalování plynu

Střední teplota vody:

$$t_{m_{stř}} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{120 + 120,1}{2} = 120,05 \text{ °C} \quad (6.58)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 4,392 + 28,281 = 32,673 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.59)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 32,673 = 29,406 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.60)$$

kde  $\Psi = 0,9$  z [1] pro membránové stěny a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{454,9 - 450}{\ln\left(\frac{454,9}{450}\right)} = 452,45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.61)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_{i1} = 575 - 120,1 = 454,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_{o1} = 570 - 120 = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výhřevná plocha části membránové stěny:

$$s = b \cdot k = 5,04 \cdot 1 = 5,04 \quad (6.62)$$

Tepelný výkon:

$$Q_{MSII} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{29,406 \cdot 452,45 \cdot 5,04}{1000} = 67,055 \text{ kW} \quad (6.63)$$

6.2.4 Celkový tepelný výkon membránové stěny

$$Q_{MS} = Q_{MSI} + Q_{MSII} = 68,714 + 67,055 = 135,769 \text{ kW} \quad (6.64)$$

Kontrola odchozích spalin:

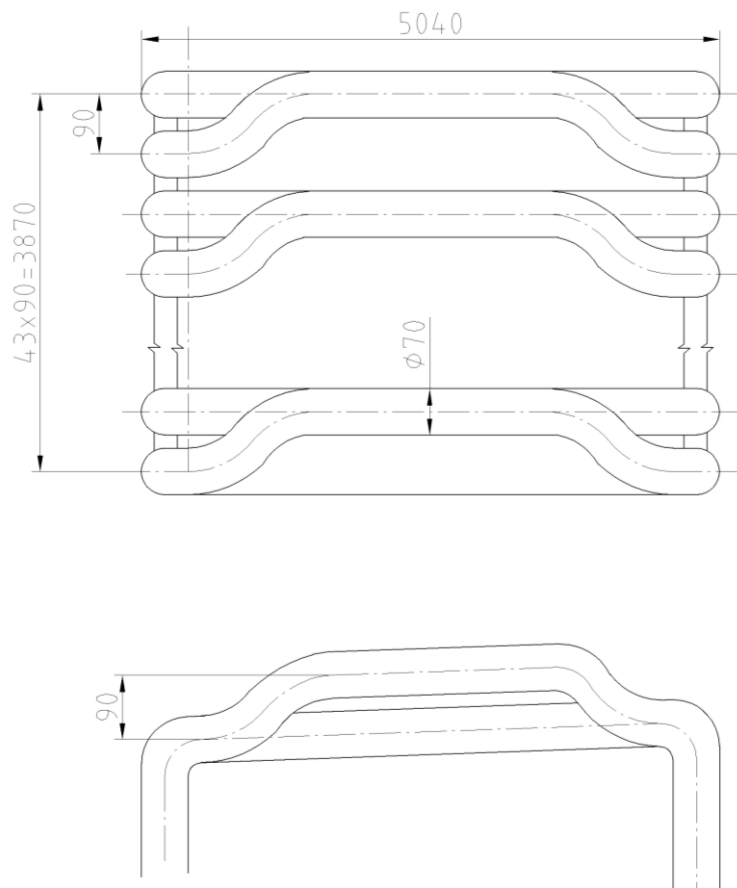
$$i_{OUTc} = \frac{M_{PV} \cdot i_{IN} - Q_{MS}}{M_{PV}} = \frac{1,6965 \cdot 9192,19 - 135,769}{1,6965} = 9107,9 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (6.65)$$

Odchozí entalpii spalin  $i_{OUTc} = 9107,9$  odpovídá teplota  $570 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Pro výpočet další plochy můžeme použít odhadnutou teplotu spalin  $t = 570 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

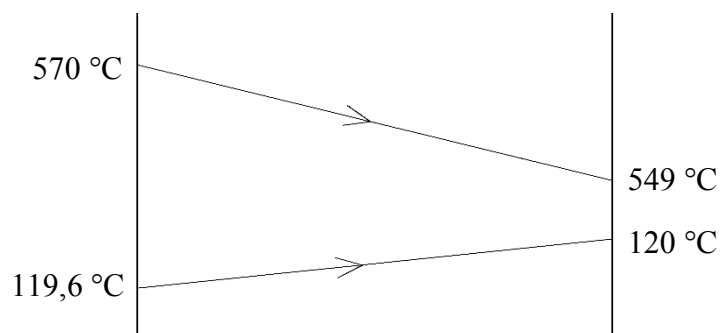
### 6.3 Mříž

Jedná se o rozvolněnou membránovou stěnu, přes kterou prochází spaliny do poslední výhřevné plochy. Je rozdělena na dvě části s různými teplotami média. Z důvodu plynulejšího průchodu spalin má mříž svedeny vždy dvě vedlejší membránové trubky nad sebe. Druhá část mříže je poslední výhřevnou plochou na straně média.

Rozměry spalínového kanálu:     - šířka  $a = 3,96 \text{ m}$   
   - délka  $b = 5,04 \text{ m}$   
 trubek mříže:                   - průměr  $D = 70 \text{ mm}$   
   - tloušťka stěny trubky  $t_{tr} = 3,6 \text{ mm}$   
   - rozteč trubek  $s_1 = 180 \text{ mm}$   
    $s_2 = 90 \text{ mm}$   
   - počet trubek  $n = 22$   
   - počet trubek v jedné řadě  $z_1 = 11$   
   nad sebou  $z_2 = 2$



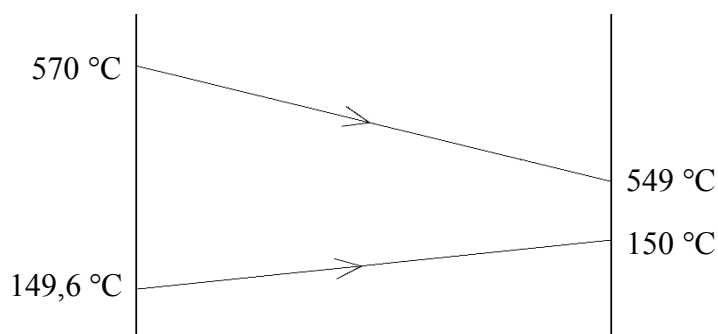
Obrázek 9 Návrh trubek mříže

**Mříž I**Teplota vody vstupující  $t_{i1} = 119,6\text{ °C}$ vystupující  $t_{o1} = 120\text{ °C}$ spalin vstupující  $t_{IN} = 570\text{ °C}$ vystupující  $t_{OUT} = 549\text{ °C}$  $i_{IN} = 9107,8\text{ kJ/m}^3$  $i_{OUT} = 8753,38\text{ kJ/m}^3$  (odhad)

Obrázek 10 Teplotní spád mříž I

**Mříž II**Teplota vody vstupující  $t_{i2} = 149,6\text{ °C}$ vystupující  $t_{o2} = 150\text{ °C}$ spalin vstupující  $t_{IN} = 570\text{ °C}$  $i_{IN} = 9107,8\text{ kJ/m}^3$

vystupující  $t_{OUT} = 549\text{ °C}$   $i_{OUT} = 8753,38\text{ kJ/m}^3$  (odhad)



Obrázek 11 Teplotní spád mříž I

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_{IN} - t_{OUT}}{2} = \frac{570 + 549}{2} = 559,5\text{ °C} \quad (6.66)$$

Rychlost spalin:

$$W_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sp}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{stř}}{273,15}\right) \quad (6.67)$$

$$W_{sp} = \frac{1,6965 \cdot 11,01}{16,078} \cdot \left(1 + \frac{559,5}{273,15}\right) = 3,5404\text{ m/s}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = a \cdot b - S_{trubek} = 3,96 \cdot 5,04 - 3,8808 = 16,0776\text{ m}^2 \quad (6.68)$$

Plocha trubek:

$$S_{trubek} = z_1 \cdot D \cdot b = 11 \cdot 0,07 \cdot 5,04 = 3,8808\text{ m}^2 \quad (6.69)$$

### 6.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Ze střední teploty spalin  $t_{stř}$  z tabulek určíme hodnoty  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $Pr$

Pro teplotu  $887,8\text{ °C}$  je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda = 0,07617\text{ W/mK}$   
 součinitel kinematické viskozity  $\nu = 8,792 \cdot 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$   
 Prandtlovo číslo  $Pr = 0,6841$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.70)$$

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot 0,91 \cdot 0,83 \cdot \frac{0,07617}{0,07} \cdot \left(\frac{3,5404 \cdot 0,07}{0,00008792}\right)^{0,65} \cdot 0,6841^{0,33} \\ &= 25,349 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned}$$

Oprava na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad (6.71)$$

Oprava na uspořádání svazku:

$$c_s = \left(1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right)^{-2} \quad (6.72)$$

$$c_s = \left(1 + (2 \cdot 2,571 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,286}{2}\right)^3\right)^{-2} = 0,83004$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,18}{0,07} = 2,571 \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,07} = 1,286$$

### 6.3.2 Výpočet pro mříž I

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.73)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1987 \cdot 832,65^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{417,95}{832,65}\right)^{3,6}}{1 - \frac{417,95}{832,65}} \\ &= 10,824 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

kde  $a_{st} = 0,8$  pro výpočet všech konvekčních ploch

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalín:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,953 \cdot 0,1 \cdot 0,2022} = 0,1987 \quad (6.74)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k_s = k_{sp} \cdot r_{sp} = 39,92 \cdot 0,2744 = 10,953 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.75)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000}\right) \quad (6.76)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 0,2022}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{832,65}{1000}\right) = 39,92 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (6.77)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,07 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,09}{0,07^2} - 1\right) = 0,2022 \text{ m}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$T_z = t_{m_{stř}} + \Delta t + 273,15 = 119,8 + 25 + 273,15 = 417,95 \text{ K} \quad (6.78)$$

kde pro  $\Delta t = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  pro všechny výhřevné plochy při spalování plynu

Střední teplota vody:

$$t_{m_{stř}} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{119,6 + 120}{2} = 119,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.79)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 25,349 + 10,824 = 36,173 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.80)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 36,173 = 32,556 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.81)$$

kde  $\Psi = 0,9$  z [1] pro první stupně ohříváků vody nebo pro jednostupňové ohříváky vody a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{450,4 - 429}{\ln\left(\frac{450,9}{429}\right)} = 439,6 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.82)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_{i1} = 570 - 119,6 = 450,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_{o1} = 549 - 120 = 429 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výhřevná plocha části mříže:

$$s = \pi \cdot D \cdot b \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (6.83)$$

$$s = \pi \cdot 0,07 \cdot 5,04 \cdot 11 \cdot 2 = 24,384 \text{ m}^2$$

Tepelný výkon:

$$Q_{MRIZI} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{32,556 \cdot 439,6 \cdot 24,384}{1000} = 348,98 \text{ kW} \quad (6.84)$$

### 6.3.3 Výpočet pro mříž II

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.85)$$

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1987 \cdot 832,65^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{447,95}{832,65}\right)^{3,6}}{1 - \frac{447,95}{832,65}} \\ &= 11,366 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned}$$

kde  $a_{st} = 0,8$  pro výpočet všech konvekčních ploch

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-k_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,953 \cdot 0,1 \cdot 0,2022} = 0,1987 \quad (6.86)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k_s = k_{sp} \cdot r_{sp} = 39,92 \cdot 0,2744 = 10,953 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.87)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{ps} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.88)$$

$$k_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1807}{3,16 \cdot \sqrt{0,0274 \cdot 0,2022}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{832,65}{1000} \right) = 39,92 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (6.89)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,07 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,09}{0,07^2} - 1 \right) = 0,2022 \text{ m}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$T_z = t_{m_{stř}} + \Delta t + 273,15 = 149,8 + 25 + 273,15 = 447,95 \text{ K} \quad (6.90)$$

kde pro  $\Delta t = 25 \text{ °C}$  pro všechny výhřevné plochy při spalování plynu

Střední teplota vody:

$$t_{m_{stř}} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{149,6 + 150}{2} = 149,8 \text{ °C} \quad (6.91)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 25,349 + 11,366 = 36,716 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.92)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 36,716 = 33,044 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.93)$$

kde  $\Psi = 0,9$  z [1] pro první stupně ohříváků vody nebo pro jednostupňové ohříváky vody a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{420,4 - 399}{\ln\left(\frac{420,4}{399}\right)} = 409,6 \text{ °C} \quad (6.94)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_{i2} = 570 - 149,6 = 420,4 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_{o2} = 549 - 150 = 399 \text{ °C}$$

Výhřevná plocha části mříže:

$$s = \pi \cdot D \cdot b \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (6.95)$$

$$s = \pi \cdot 0,07 \cdot 5,04 \cdot 11 \cdot 2 = 24,384 \text{ m}^2$$

Tepelný výkon:

$$Q_{MRIZII} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{33044 \cdot 409,6 \cdot 24,384}{1000} = 330,04 \text{ kW} \quad (6.96)$$

6.3.4 Celkový tepelný výkon mříže

$$Q_{MRIZ} = Q_{MRIZI} + Q_{MRIZII} = 348,98 + 330,04 = 679,02 \text{ kW} \quad (6.97)$$

Kontrola odchozích spalin:

$$i_{OUTc} = \frac{M_{PV} \cdot i_{IN} - Q_{MRIZ}}{M_{PV}} = \frac{1,6965 \cdot 9107,803 - 679,02}{1,6965} = 8743,5 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (6.98)$$

Odchozí entalpii spalin  $i_{OUTc} = 8743,5 \text{ kJ/m}^3$  odpovídá teplota  $549^\circ\text{C}$ . Pro výpočet další plochy můžeme použít odhadnutou teplotu spalin  $t = 549^\circ\text{C}$ .

## 6.4 Ekonomizér II

Jedná se o poslední plochu spalínovodu před odchodem spalin do komína. Ekonomizér II se stará o vychlazení spalin na co nejnižší možnou teplotu, aby se zmenšila komínová ztráta. Spalínový kanál je tvořen z plechů, v nichž jsou osazeny žebrované trubky ve 4 - řadu, které jsou uloženy vystřídaně. Ekonomizér II je zapojen jako protiproudý.

Rozměry spalínového kanálu: - šířka  $e = 2,88 \text{ m}$

- délka  $f = 1,77 \text{ m}$

trubek Eka II:

- průměr  $D = 51 \text{ mm}$

- tloušťka stěny trubky  $t_{tr} = 3,2 \text{ mm}$

- výška žebra  $h_z = 16 \text{ mm}$

- tloušťka žebra  $t_z = 1 \text{ mm}$

- počet žeber  $n_z = 200 \text{ ks/m}$

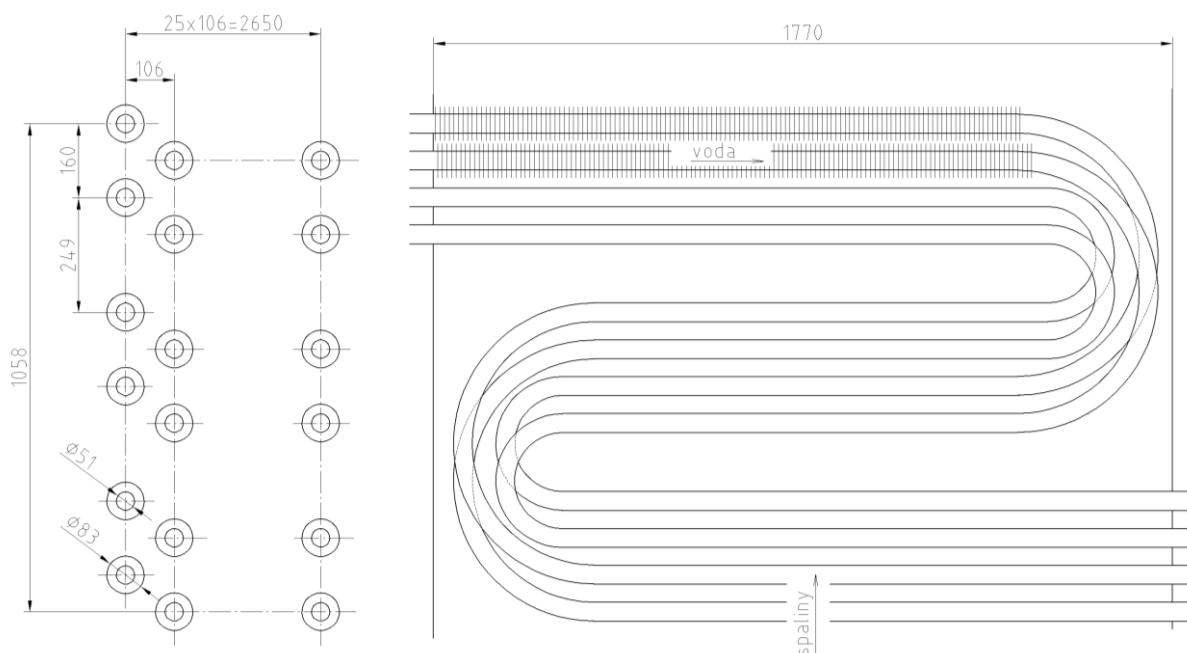
- rozteč trubek  $s_1 = 160 \text{ mm}$

$s_2 = 106 \text{ mm}$

- počet trubek  $n = 312$

- počet trubek v jedné řadě  $z_1 = 26$





Obrázek 12 Návrh trubek ekonomizéru II

Teplota vody vstupující  $t_i = 70\text{ °C}$

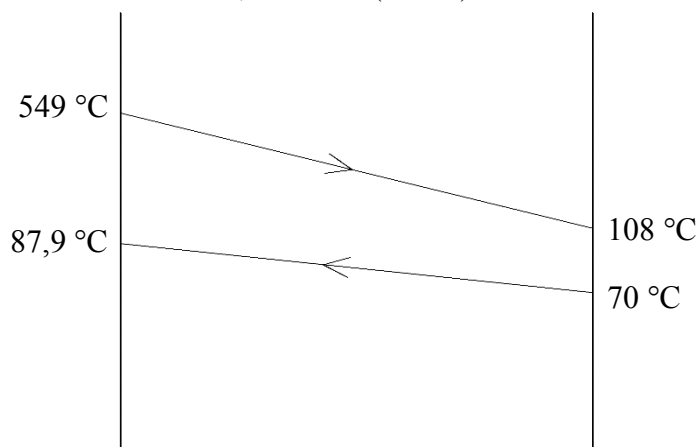
vystupující  $t_o = 87,9\text{ °C}$

spalin vstupující  $t_{IN} = 549\text{ °C}$

vystupující  $t_{OUT} = 108\text{ °C}$

$i_{IN} = 8753,375\text{ kJ/m}^3$

$i_{OUT} = 1634,8\text{ kJ/m}^3$  (odhad)



Obrázek 13 Teplotní spád ekonomizéru II

Střední teplota spalin:

$$t_{stř} = \frac{t_{IN} - t_{OUT}}{2} = \frac{549 + 108}{2} = 328,5\text{ °C} \quad (6.99)$$

Rychlost spalin:

$$W_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sp}}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{stř}}{273,15}\right) \quad (6.100)$$

$$W_{sp} = \frac{1,6965 \cdot 11,01}{2,4561} \cdot \left(1 + \frac{328,5}{273,15}\right) = 16,746\text{ m/s}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = e \cdot f - S_{trubek} = 2,88 \cdot 1,77 - 2,6415 = 2,456 \text{ m}^2 \quad (6.101)$$

Plocha trubek:

$$S_{trubek} = z_1 \cdot D \cdot f + 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot z_1 \cdot f \quad (6.102)$$

$$S_{trubek} = 26 \cdot 0,051 \cdot 1,77 + 2 \cdot 0,016 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 26 \cdot 1,77$$

$$= 2,6415 \text{ m}^2$$

#### 6.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Ze střední teploty spalin  $t_{stř}$  z tabulek určíme hodnoty  $\lambda$ ,  $\nu$

Pro teplotu 328,5 °C je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda = 0,05396 \text{ W/mK}$   
součinitel kinematické viskozity  $\nu = 4,9904 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{sp} \cdot S_z}{\nu}\right)^{0,65} \quad (6.103)$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1 \cdot 1,333^{0,2} \cdot \frac{0,054}{0,005} \cdot \left(\frac{0,051}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,016}{0,005}\right)^{-0,14}$$

$$\cdot \left(\frac{16,746 \cdot 0,005}{4,99 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 87,4837 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

kde  $c_z = 1$

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{3,137 - 1}{2,604 - 1} = 1,3325 \quad (6.104)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,16}{0,051} = 3,137 \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,106}{0,051} = 2,078$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 3,137^2 + 2,078^2} = 2,604$$

Rozteč žebër:

$$S_z = \frac{1}{n_z} = \frac{1}{200} = 0,005 \text{ m} \quad (6.105)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_k \cdot \psi_z} \quad (6.106)$$

$$\alpha_{1r} = (0,913 \cdot 0,93 \cdot 1 + 0,087) \cdot \frac{0,95 \cdot 87,48}{1 + 0,0043 \cdot 87,48 \cdot 0,95}$$

$$= 57,314 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

kde z [1]  $E = 0,93$

$\psi_z = 0,95$

$$\mu = 1$$

$$\varepsilon = 0,0043$$

Podíl výhřevných ploch a celkové plochy ze strany spalín:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{S} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad (6.107)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,083}{0,051}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,083}{0,051}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{0,051} - \frac{0,001}{0,051}\right)} = 0,9131$$

Průměr trubky s žebry:

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,051 + 2 \cdot 0,016 = 0,083 \text{ m} \quad (6.108)$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9131 = 0,0869 \quad (6.109)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \Psi \cdot \alpha_{1r} = 0,85 \cdot 57,314 = 48,717 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.110)$$

kde  $\Psi = 0,85$  z [1] pro druhé stupně ohříváků vody a spalování plynu

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{38 - 461,1}{\ln\left(\frac{38}{461,1}\right)} = 169,509 \text{ } ^\circ C \quad (6.111)$$

$$\Delta t_1 = t_{OUT} - t_i = 108 - 70 = 38 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_{IN} - t_o = 549 - 87,9 = 461,1 \text{ } ^\circ C$$

Celková plocha výhřevné plochy:

$$s = \pi \cdot f \cdot z_1 \cdot 2 \cdot \left( \left( \frac{D_z^2 - D^2}{4} \cdot n_z \cdot 2 \right) + D_z \cdot n_z \cdot t_z + D - D \cdot n_z \cdot t_z \right) \quad (6.112)$$

$$s = \pi \cdot 1,77 \cdot 26 \cdot 2 \cdot \left( \left( \frac{0,083^2 - 0,051^2}{4} \cdot 200 \cdot 2 \right) + 0,083 \cdot 200 \cdot 0,001 + 0,051 - 0,051 \cdot 200 \cdot 0,001 \right) = 1687,03 \text{ m}^2$$

## 6.4.2 Tepelný výkon ekonomizéru II

$$Q_{EKOH} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot s}{1000} = \frac{48,717 \cdot 169,509 \cdot 1687,03}{1000} = 13342,28 \text{ kW} \quad (6.113)$$

Kontrola odchozích spalin:

$$\begin{aligned} i_{OUTc} &= \frac{M_{PV} \cdot i_{IN} - Q_{EKOH}}{M_{PV}} = \frac{1,6965 \cdot 8753,375 - 13342,28}{1,6965} \\ &= 1633,2 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \end{aligned} \quad (6.114)$$

Odchozí entalpii spalin  $i_{OUTc} = 1633,2 \text{ kJ/m}^3$  odpovídá teplota  $107,95 \text{ }^\circ\text{C}$ . Výpočet ekonomizéru II můžeme považovat za dokončený a správný.

## 6.5 Membránové stěny spalovací komory

Membránové stěny tvoří celý obvod spalovací komory, kromě vrchní části kde se nachází ekonomizér I a míst ve dně spalovací komory, kde jsou uloženy hořáky. Membránové stěny dále pokračují spalínovodem až ke mříží, která je rozvolněným pokračováním těchto stěn. Jedná se o opraporkované trubky, které jsou svařeny. Hlavní požadavky na membránové stěny: odolnost proti vysoké teplotě uvnitř spalovací komory (až  $2000 \text{ }^\circ\text{C}$ ), odvod tepla do vody a následné ochlazení spalin, aby nedocházelo na první výhřevné ploše k destrukci trubek z důvodu vysoké teploty. Dále je potřeba zajistit optimální proudění vody ve všech trubkách membránové stěny, aby ji mohly ochlazovat a nedošlo k propálení jednotlivých trubek.

Rozměry spalovací komory:

- šířka  $a = 3,96 \text{ m}$
- délka  $b = 5,04 \text{ m}$
- výška  $c = 7,5 \text{ m}$

trubek Membrány:

- průměr  $D = 70 \text{ mm}$
- tloušťka stěny trubky  $t_{tr} = 3,6 \text{ mm}$
- rozteč trubek  $s_1 = 90 \text{ mm}$
- počet trubek v jedné řadě na kratší straně SK  $z_a = 44$   
 $z_b = 56$

Teplo předané do membránových stěn ze spalovací komory se velice obtížně počítá přes součinitele konvekce a sálání z důvodu nepopsatelných vírů a proudění uvnitř spalovací komory. Jelikož máme již vypočítané množství tepla předané do stěn spalovací komory a v membránových trubkách proudí voda (s mnohonásobně větším součinitelem přestupu tepla) můžeme toto teplo považovat za předané teplo ze spalovací komory do vody.

$$Q_{MSp} = Q_s = 21712,6 \text{ kW} \quad (6.115)$$

Pro membránové stěny spalovací komory provedeme kontrolní výpočet rychlosti proudění vody ve trubkách, aby bylo dosaženo rovnoměrnému rozdělení vody do všech trubek. Vypočtena hodnota musí být vyšší než  $1,0 \text{ m/s}$  [3]

Vnitřní průměr trubky:

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,07 - 2 \cdot 0,0036 = 0,0628 \text{ m} \quad (6.116)$$

Průtočný průřez pro vodu na kratší straně spalovací komory:

$$S_a = z_a \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 44 \cdot \frac{0,0628^2 \cdot \pi}{4} = 0,1363 \text{ m}^2 \quad (6.117)$$

Průtočný průřez pro vodu na delší straně spalovací komory:

$$S_b = z_b \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 56 \cdot \frac{0,0628^2 \cdot \pi}{4} = 0,1766 \text{ m}^2 \quad (6.118)$$

Rychlost vody v trubkách na kratší straně spalovací komory:

$$W_{a_{vody}} = \frac{M_{vody}}{S_a \cdot \rho_v} = \frac{177,17}{0,1363 \cdot 951,7} = 1,366 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.119)$$

Rychlost vody v trubkách na delší straně spalovací komory:

$$W_{b_{vody}} = \frac{M_{vody}}{S_b \cdot \rho_v} = \frac{177,17}{0,1766 \cdot 951,7} = 1,0544 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.120)$$

kde  $\rho_v = 951,7$  pro střední teplotu vody v trubkách

## 6.6 Kontrola tepelné bilance kotle

### 6.6.1 Celkové teplo předané výhřevným plochám

Ekonomizér II	$Q_{EKOH} = 13342,28 \text{ kW}$
Mříž	$Q_{MRIZ} = 679,02 \text{ kW}$
Membránové stěny nad ekonomizérem I	$Q_{MS} = 135,769 \text{ kW}$
Ekonomizér I	$Q_{EKOI} = 24399,5 \text{ kW}$
Membránové stěny spalovací komory	$Q_{MS_{SP}} = 21712,6 \text{ kW}$

$$Q_c = \sum Q_i = Q_{EKOH} + Q_{MRIZ} + Q_{MS} + Q_{EKOI} + Q_{MS_{SP}} \quad (6.121)$$

$$Q_c = 13342,28 + 679,02 + 135,769 + 24399,5 + 21712,6 = 60269,17 \text{ kW}$$

Odchylka tepelné bilance:

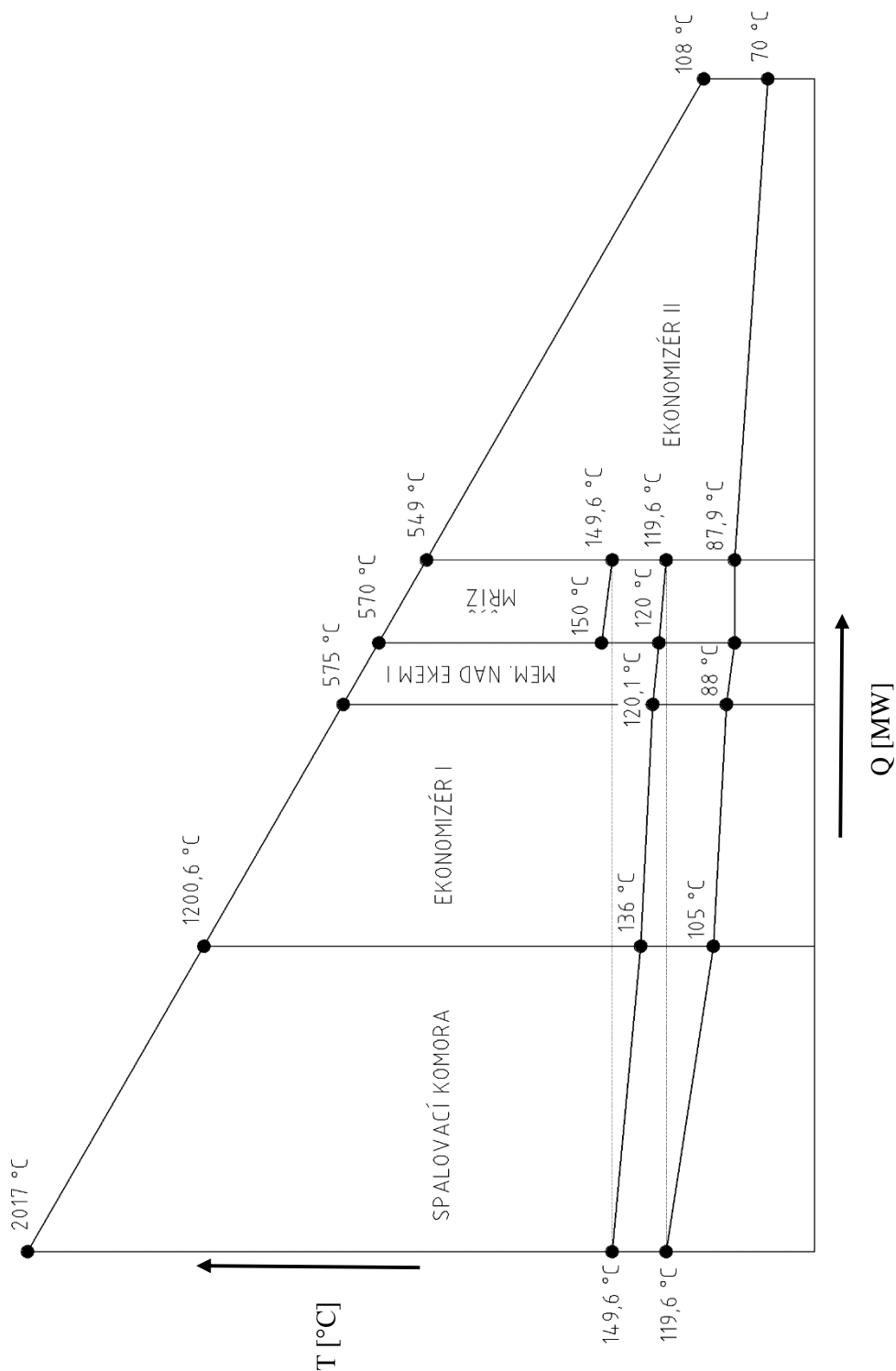
$$\Delta Q = M_{PV} \cdot Q_P^P \cdot \frac{\eta_k}{100} - Q_c \quad (6.122)$$

$$\Delta Q = 1,6965 \cdot 36935,28 \cdot \frac{95,75}{100} - 60269,17 = -269,169 \text{ kW}$$

$$\Delta b = \frac{\Delta Q}{M_{PV} \cdot Q_P^P \cdot \frac{\eta_k}{100}} \cdot 100 = \frac{269,169}{1,6965 \cdot 36935,28 \cdot \frac{95,75}{100}} \cdot 100 = 0,449 \% \quad (6.123)$$

Odchylka  $\Delta b$  vyhovuje předepsané odchylce  $\pm 0,5\%$  dle [1]

## 7 Pilový diagram



Obrázek 14 Diagram průběhu teplot pracovního média a spalin

## 8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout horkovodní kotel na spalování zemního plynu o daných parametrech. Kotel je konstruován jako přetlakový se společnou spalovací komorou. O cirkulaci média se stará napájecí čerpadlo, které dělá z kotle kotel průtočný. Celá spalovací komora a část spalínovodu až k mříži jsou chlazené. Chlazení zajišťují membránové stěny, které slouží taky jako ohříváky vody. Dále stěny zabraňují nasávání falešného vzduchu. Poslední část spalínovodu je tvořena plechovým kanálem, který je rovněž dokonale utěsněn. Proto v celém kotli nedochází k nasávání falešného vzduchu nebo úniku spalín do kotelny.

Spaliny ze dvou hořáků umístěných v podlaze proudí do první výhřevné plochy ekonomizéru I při teplotě 1200,6 °C. Ekonomizér I má největší výkon, přibližně 24,3 MW. Dále již ochlazené spaliny proudí kolem membránových stěn na mříž, kde se dále ochladí a vstoupí do plechového kanálu, kde se nachází ekonomizér II. Po ekonomizéru II spaliny již vychlazený na 108 °C odchází do komína.

Z důvodu konstrukce kotle jako horkovodního, dochází k velkému předání tepelného výkonu v membránách kotle. Ty předají ze spalín do vody téměř 21,9 MW, což představuje třetinu celkového výkonu.

Kotel je navržen na základě tepelných výpočtů a odborných konzultací tak, aby dodával požadované parametry vody při požadovaném výkonu a byl konstrukčně realizovatelný. Celý návrh je zakončen kontrolním výpočtem celkové tepelné bilance, kde výsledná odchylka 0,449 % vyhovuje dovolené toleranci  $\pm 0,5 \%$ .

Základní konstrukční parametry kotle jsou uvedeny v Tab. 8. Celkový vzhled kotle je na výkresu v příloze diplomové práce.

Tab. 8 Konstrukční parametry kotle

Název výhřevné plochy	Průměr trubek [mm]	Tloušťka trubky [mm]	Počet trubek	Uložení a řešení trubek	Výkon [MW]
Ekonomizér I	38	3,2	560	Hladké trubky za sebou	24,4
Membránové stěny spalovací komory	70	3,6	200	Svažené opraporkované trubky	21,7
Ekonomizér II	51	3,2	312	Žebrované vystřídání trubky	13,3
Mříž	70	3,6	44	Rozvolněné trubky membránové stěny	0,68
Membránové stěny nad ekonomizérem I	70	3,6	200	Svažené opraporkované trubky	0,13

## 9 Seznam použité literatury

- [1] Budaj, Florián; Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet. 4. vydání Brno: VUT, 1992. 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] Dlouhý, Tomáš; Výpočty kotlů a spalinových výměníků. 2. vydání Praha: ČVUT, 2002. 212 s. ISBN 80-01-02591-8
- [3] Materiály firmy Babcock Billfinger
- [4] X-steam Tables for Microsoft Excel IAPWS - IF97 version 2.6



## 10 Seznam tabulek, obrázků a příloh

### 10.1 Seznam tabulek

Tab. 1 Složení zemního plynu.....	8
Tab. 2 I-t tabulka vzduchu a produktů spalování.....	12
Tab. 3 Ekonomizér II.....	22
Tab. 4 Mříž.....	22
Tab. 5 Membránové stěny nad ekonomizérem I.....	22
Tab. 6 Ekonomizér I.....	23
Tab. 7 Membránové stěny spalovací komory.....	23
Tab. 8 Konstrukční parametry kotle.....	47

### 10.2 Seznam obrázků

Obrázek 1 I-t diagram spalin.....	13
Obrázek 2 Průřez spalovací komory.....	16
Obrázek 3 Schéma proudění kotelní vody.....	21
Obrázek 4 Návrh trubek ekonomizéru I.....	24
Obrázek 5 Teplotní spád eko I-I.....	24
Obrázek 6 Teplotní spád eko I-II.....	25
Obrázek 7 Teplotní spád mem. s. I nad eko I.....	30
Obrázek 8 Teplotní spád mem. s. II nad eko I.....	30
Obrázek 9 Návrh trubek mříže.....	35
Obrázek 10 Teplotní spád mříž I.....	35
Obrázek 11 Teplotní spád mříž I.....	36
Obrázek 12 Návrh trubek ekonomizéru II.....	41
Obrázek 13 Teplotní spád ekonomizéru II.....	41
Obrázek 14 Diagram průběhu teplot pracovního média a spalin.....	46

### 10.3 Seznam příloh

Příloha: Výkresová dokumentace - Schéma kotle

## 11 Seznam použitých zkratek

Značka	Jednotka	Význam
$a$	[m]	šířka spalovací komory
$a$	[-]	stupeň černosti zaprášeného i nezapráš. proudu spalin
$a_0$	[-]	stupeň černosti ohniště
$a_{pl}$	[-]	stupeň černosti plamene
$a_{sv}$	[-]	stupeň černosti svítivé části plamene
$a_{ns}$	[-]	stupeň černosti nesvítivé části plamene
$\alpha$	[-]	přebytek vzduchu
$\alpha_{lr}$	[W/m <sup>2</sup> K]	redukovaný součinitel přestupu tepla
$\alpha_k$	[W/m <sup>2</sup> K]	součinitel přestupu tepla konvekcí
$\alpha_s$	[W/m <sup>2</sup> K]	součinitel přestupu tepla sáláním
$\alpha_1$	[W/m <sup>2</sup> K]	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny
$b$	[m]	hloubka spalovací komory
$\beta$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
$B_0$	[-]	Boltzmannovo číslo
$c$	[m]	výška spalovací komory
$c$	[kJ/m <sup>3</sup> K]	měrné teplo vody
$C_{SP}$	[kJ/m <sup>3</sup> K]	měrné teplo spalin
$c_d$	[-]	opravný koeficient na vnitřní průměr trubky
$c_s$	[-]	opravný součinitel na uspořádání svazku
$c_s$	[kJ/m <sup>3</sup> K]	měrné teplo suchého vzduchu
$c_{H_2O}$	[kJ/m <sup>3</sup> K]	měrné teplo vodní páry
$c_v$	[kJ/m <sup>3</sup> K]	měrné teplo vlhkého vzduchu
$c_z$	[-]	opravný součinitel na počet řad svazku
$C^r/H^r$	[-]	podíl obsahu uhlíku a vodíku v původním vzorku
$d$	[m]	vnitřní průměr trubky
$d$	[g/kg]	obsah vody na 1 kg vlhkého vzduchu
$d_e$	[m]	ekvivalentní průměr
$D$	[m]	vnější průměr trubky
$D_z$	[m]	vnější průměr trubky s žebry
$D_h$	[m]	průměr hořáků
$E$	[-]	součinitel efektivnosti žebra
$\varepsilon$	[-]	součinitel znečištění výhřevné plochy
$F_{sp}$	[m <sup>2</sup> ]	světlý průřez spalin
$F_{st}$	[m <sup>2</sup> ]	výhřevná plocha ohniště
$F_{ús}$	[m <sup>2</sup> ]	účinná sálavá plocha ohniště
$\varphi$	[%]	relativní vlhkost vzduchu
$\varphi$	[-]	součinitel uchování tepla
$\varphi_\sigma$	[-]	parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$h_h$	[m]	výška os hořáků
$h_c$	[m]	výška spalovací komory
$h_z$	[m]	výška žebra
$i$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie složek spalín
$i_{IN}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie vstupujících spalín
$i_{OUT}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie vystupujících spalín
$i_{OUTc}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie odchozích spalín - vypočítaná
$i''$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie vystupující vody
$i'$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie vstupující vody
$\Delta$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	rozdíl entalpií
$I_u$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie nechlazeného plamene
$I_{0oh}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie teploty spalín na výstupu z ohniště
$I_{SP}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie spalín
$I_{VZ}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie vzduchu
$I_{SPmin}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie spalín minimální
$I_{VZmin}$	[kJ/m <sup>3</sup> ]	entalpie vzduchu minimální
$k$	[W/m <sup>2</sup> K]	součinitel prostupu tepla
$k_s$	[m <sup>-1</sup> ·MPa <sup>-1</sup> ]	součinitel zeslabení sálání
$k_{sv}$	[m <sup>-1</sup> ·MPa <sup>-1</sup> ]	součinitel zeslabení sálání svítivé části plamene
$k_{sp}$	[m <sup>-1</sup> ·MPa <sup>-1</sup> ]	součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:
$k_{ns}$	[m <sup>-1</sup> ·MPa <sup>-1</sup> ]	součinitel zeslabení sálání nesvítivými plyny
$k_c$	[m <sup>-1</sup> ·MPa <sup>-1</sup> ]	součinitel zeslabení sálání částicemi sazí
$M_{vody}$	[m <sup>3</sup> /s]	průtočné množství vody
$M_{spalin}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok spalín
$M_p$	[m <sup>3</sup> /s]	množství paliva přivedeného do kotle
$M_{pV}$	[m <sup>3</sup> /s]	množství paliva skutečně spáleného
$n$	[-]	počet trubek
$n_z$	[ks/m]	počet žebířů
$\eta_k$	[%]	tepelná účinnost kotle
$O$	[m]	obvod světelného průřezu kanálu
$O_{O2min}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	minimální množství kyslíku při spalování plynu
$O_{VZ}^{S_{min}}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	minimální množství suchého vzduchu
$O_{VZ}^{V_{min}}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	minimální množství vlhkého vzduchu
$O_{CO2}^S$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	objem CO <sub>2</sub> ve spalínách
$O_{SO2}^S$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	objem SO <sub>2</sub> ve spalínách
$O_{N2}^S$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	objem N <sub>2</sub> ve spalínách
$O_{Ar}^S$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	objem Ar ve spalínách
$O_{H2Omin}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	objem H <sub>2</sub> O <sub>min</sub> ve spalínách
$O_{SPmin}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	množství vlhkých spalín
$O_{VZ}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	skutečné množství vzduchu
$O_{SP}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	skutečné množství spalín

$O_{H_2O}$	$[m^3/m^3]$	objem $H_2O$ ve spalínách
$O_{SP \cdot C}$	$[kJ/kg \cdot K]$	střední celkové měrné teplo spalin
$p$	$[MPa]$	tlak
$Pr$	$[-]$	Prandtlovo číslo
$p''$	$[MPa]$	absolutní tlak vodní páry při dané teplotě vzduchu
$p_c$	$[MPa]$	celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu
$p_{ps}$	$[MPa]$	celkový parciální tlak
$Q_i$	$[MW]$	tepelný výkon jednotlivých ploch
$Q_i^f$	$[MJ/m^3]$	výhřevnost paliva
$Q_p^p$	$[MJ/m^3]$	teplo přivedené do kotle
$Q_{vzd}$	$[MJ/m^3]$	teplo přivedené do kotle se vzduchem
$Q_s$	$[MW]$	množství tepla do stěn ohniště
$Q_m$	$[MW]$	tepelný výkon přenesený vodou
$Q_c$	$[MW]$	celkový tepelný výkon
$q_s$	$[kW/m^2]$	střední tepelné zatížení stěn ohniště
$q_v$	$[kW/m^3]$	střední objemové zatížení ohniště
$\Delta Q$	$[MW]$	rozdíl tepelného výkonu
$r_{sp}$	$[-]$	součet objemových částí
$r_i$	$[-]$	objemové části tříatomových plynů
$s$	$[m]$	efektivní tloušťka sálavé vrstvy
$s_1$	$[m]$	příčná rozteč
$s_2$	$[m]$	podélná rozteč
$S_h$	$[m^2]$	plocha hořáků
$S_{trubek}$	$[m^2]$	plocha trubek
$S_z$	$[m]$	rozteč žeber
$t$	$[^\circ C]$	teplota
$T$	$[K]$	teplota
$t_i$	$[^\circ C]$	vstupní teplota média
$t_o$	$[^\circ C]$	výstupní teplota média
$t_z$	$[m]$	tloušťka trubky
$t_{tr}$	$[m]$	tloušťka žebra
$t_{IN}$	$[^\circ C]$	vstupní teplota spalin
$t_{OUT}$	$[^\circ C]$	výstupní teplota spalin
$T_a$	$[K]$	teplota nechlazeného plamene
$T_{0oh}$	$[K]$	teplota spalin na konci ohniště
$T_0$	$[K]$	odhadovaná teplota spalin na konci ohniště
$V_0$	$[m^3]$	aktivní objem ohniště
$V_{H_2O}$	$[\%]$	objem vodní páry na $1 m^3$ suchého vzduchu
$x_0$	$[-]$	poměrná výška maximální hodnoty plamene
$W_{avody}$	$[m/s]$	rychlost vody ve trubkách na kratší straně SK
$W_{bvody}$	$[m/s]$	rychlost vody ve trubkách na delší straně SK

---

$W_{sp}$	[m/s]	rychlost spalin
$z_1$	[-]	počet trubek v jedné řadě
$z_2$	[-]	počet řad
$\xi_i$	[%]	jednotlivé ztráty
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	součinitel kinematické viskozity
$\Psi$	[-]	součinitel tepelné efektivnosti
$\lambda$	[W/m·K]	součinitel tepelné vodivosti
$\sigma_1$	[-]	poměrná příčná rozteč
$\sigma_2$	[-]	poměrná podélná rozteč