



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## PLYNOVÝ KOTEL NA ZEMNÍ PLYN 170T/H

STEAM BOILER BURNIG NATURAL GAS 170T/H

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN ŽALOUDEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Martin Žaloudek

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

**Plynový kotel na zemní plyn 170t/h**

v anglickém jazyce:

**Steam boiler burnig natural gas 170t/h**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh parního kotle na spalování plynu s vysokou účinností. Parametry páry : tlak 6,6 MPa, teplota přehřáté páry 485 C.

Cíle diplomové práce:

Návrh kotle včetně řátení a dimenzování teplosměnných ploch kotle, stanovení teploty rosného bodu spalin .

Seznam odborné literatury:

Černý, Janeba, Teysler: Parní kotle, SNTL Praha

Budaj, F.: Parní kotle, podklady pro tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 1.11.2010

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

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

## Zadání pro diplomovou práci

V rámci využití průmyslových zdrojů pro výrobu elektrické energie navrhnete:

### „Plynový kotel na spalování místního zemního plynu Groningen“ Parametry kotle 170 t/h, 6,7 MPa, 485 °C

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování zemního plynu, který bude respektovat požadavek na vysokou účinnost kotle. Kotel je moderní konstrukce, která umožní provoz s vysokým tepelným zatížením. Stanovte teplotu stěny trubky na výstupu páry z prvního svazku přehříváku za obrátovou komorou v proudu spalin.

Kotel řešte jako přetlakový s dodatkovým tahem se společnou stěnou se spalovací komorou, konvekčním výparníkem a výhřevnými plochami ohříváku vody (EKO) a přehříváky páry s regulací teploty páry dvěma vstříky napájecí vodou.

Vyčíslete dosaženou účinnost kotle.

Práci doplňte o diagram průběhu teploty pracovního média a spalin.

Teplota napájecí vody je 120 °C.

Palivem jsou:

Zemní plyn:

výhřevnost	$Q_i^r$	33 480	$\text{kJ/m}_N^3$
obsah vodíku	$\text{H}_2$	0,0	%
obsah dusíku	$\text{N}_2$	10,8	%
obsah oxidu uhlíku	$\text{CO}_2$	1,1	%
obsah sirovodíku	$\text{H}_2\text{S}$	0,0	%
obsah uhlovodíků:			
	$\text{CH}_4$	83,5	%
	$\text{C}_2\text{H}_6$	3,6	%
	$\text{C}_3\text{H}_8$	0,7	%
	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,2	%
	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	0,1	%

Teplota vzduchu okolí

25 °C

Teplota vzduchu před hořáky

90 °C

Teplota odchozích spalin za kotlem

cca 87 °C

Zadal: Ing. Mirko Hudeček, CSc.

Konzultant: Ing. Milan Ryšavý

Recenzent: Ing. Mirko Hudeček, CSc.; Ing. Zdeněk Najdek

V Brně 10. 1. 2011

**ABSTRAKT**

Práce popisuje výpočet parního kotle spalujícího zemní plyn. Pro zadané parametry páry je rozměrově navržen a tepelně vypočítán návrh na podobu kotle.

**Klíčová slova:**

parní kotel  
zemní plyn  
návrh výpočtu  
diplomová práce

**Abstract**

The thesis contains calculations of a boiler burning natural gas. For designated values of steam pressure, temperature and steam power is made a proportion design and heat calculations.

**Key words:**

steam boiler  
natural gas  
design calculation  
thesis

***Bibliografická citace***

ŽALOUDEK, M. *Plynový kotel na zemní plyn 170t/h*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

**Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracovával sám s použitím citovaných zdrojů literatury a odborných konzultací.

V Brně dne 21.5.2012

.....  
podpis

***Poděkování***

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Mirku Hudečkovi CSc., doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. za jejich cenné rady, připomínky a trpělivost. Také bych rád poděkoval rodině za její podporu v mém studiu a samozřejmě mojí milované Moňulce, která to se mnou po dobu psaní této práce neměla vůbec jednoduché.



## Obsah

ABSTRAKT.....	4
<b>BIBLIOGRAFICKÁ CITACE .....</b>	<b>5</b>
Prohlášení .....	6
Poděkování.....	7
<b>OBSAH.....</b>	<b>8</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>11</b>
<b>2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY.....</b>	<b>12</b>
2.1 Dílčí objemy složek suchých spalin vzniklých při spalování plynu s přebytkem $\alpha=1$ .....	13
2.2 Objemy složek spalin při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha=1,05$ .....	16
2.3 Dílčí objemy složek spalin vzniklých při spalování plynu s přebytkem vzduchu $\alpha=1,05$ a užití recirkulace spalin .....	16
<b>3 VÝPOČET ROSNÉHO BODU SPALIN.....</b>	<b>18</b>
<b>4 ZTRÁTY KOTLE .....</b>	<b>19</b>
<b>5 VÝKON KOTLE .....</b>	<b>19</b>
<b>6 NÁVRH VÝHŘEVNÝCH PLOCH .....</b>	<b>21</b>
6.1 Přehřívák PIII.....	21
6.1.1 Vstřík před PIII .....	21
6.2 Přehřívák PII .....	22
6.2.1 Vstřík před PII .....	22
6.3 Přehřívák PI.....	23
<b>7 VÝPOČET TEPLoty NA KONCI OHNIŠTĚ .....</b>	<b>25</b>
<b>8 MŘÍŽ.....</b>	<b>28</b>
8.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí .....	28
8.2 Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním .....	30
8.3 Celkový součinitel přestupu tepla .....	31

<b>9</b>	<b>OBRATOVÁ KOMORA.....</b>	<b>32</b>
<b>9.1</b>	<b>Membránová stěna .....</b>	<b>33</b>
9.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekci .....	33
9.1.2	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	33
<b>9.2</b>	<b>Závěsné trubky .....</b>	<b>35</b>
9.2.1	Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí-ze strany páry pro podélné proudění .....	35
9.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	36
<b>10</b>	<b>PŘEHŘÍVÁK PII .....</b>	<b>38</b>
10.1.1	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	40
<b>10.2</b>	<b>Součinitel přestupu tepla na straně pracovního media-páry .....</b>	<b>41</b>
<b>10.3</b>	<b>Membránová stěna .....</b>	<b>42</b>
10.3.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	42
<b>10.4</b>	<b>Závěsné trubky.....</b>	<b>44</b>
10.4.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalínové strany .....	44
10.4.2	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	44
10.4.3	Součinitel přestupu tepla ze strany páry .....	45
<b>10.5</b>	<b>Výpočet teploty stěny trubky .....</b>	<b>47</b>
<b>11</b>	<b>PŘEHŘÍVÁK PIII .....</b>	<b>48</b>
11.1.1	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	49
11.1.2	Součinitel přestupu tepla na straně pracovního media-páry .....	50
<b>11.2</b>	<b>Membránová stěna .....</b>	<b>52</b>
<b>11.3</b>	<b>Závěsné trubky.....</b>	<b>54</b>
11.3.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalínové strany .....	54
11.3.2	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	54
11.3.3	Součinitel přestupu tepla ze strany páry .....	55
<b>12</b>	<b>PŘEHŘÍVÁK PI .....</b>	<b>57</b>
12.1.1	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	58
12.1.2	Součinitel přestupu tepla na straně pracovního media-páry .....	59
<b>12.2</b>	<b>Membránová stěna .....</b>	<b>61</b>
<b>12.3</b>	<b>Závěsné trubky.....</b>	<b>62</b>
12.3.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalínové strany .....	62
12.3.2	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	63
12.3.3	Součinitel přestupu tepla ze strany páry .....	64
<b>13</b>	<b>PROSTOR POD PI .....</b>	<b>66</b>
<b>13.1</b>	<b>Výparník.....</b>	<b>66</b>
13.1.1	Součinitel přestupu tepla sáláním.....	67
<b>13.2</b>	<b>Závěsné trubky.....</b>	<b>68</b>
<b>14</b>	<b>KONVEKČNÍ ČÁST VÝPARNÍKU.....</b>	<b>71</b>
<b>14.1</b>	<b>Výpočet redukováného součinitele přestupu tepla.....</b>	<b>71</b>

---

<b>15</b>	<b>EKONOMIZÉR .....</b>	<b>74</b>
15.1	Součinitel přestupu tepla pro vystřídání uspořádání .....	74
<b>16</b>	<b>OHŘÍVÁK VZDUCHU .....</b>	<b>77</b>
16.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	77
16.2	Podélné proudění vzduchu v trubkách .....	78
<b>17</b>	<b>BILANCE .....</b>	<b>81</b>
<b>18</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>82</b>
<b>19</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>84</b>
<b>20</b>	<b>SEZNAM TABULEK A PŘÍLOH.....</b>	<b>85</b>
20.1	Seznam tabulek .....	85
20.2	Seznam příloh.....	85
<b>21</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>	<b>86</b>

## 1 ÚVOD

Parní kotel je pro zadané parametry páry 485 C, 6,7 MPa(abs). řešen jako vysokotlaký, bubnový. Jedná se o moderní tří tahovou koncepci, zajišťující vysokou účinnost a provoz s vysokým tepelným zatížením. Kotel je přetlakový s dodatkovým tahem se společnou stěnou se spalovací komorou. Palivem parního kotle je zemní plyn, spalování se děje pomocí dvou hořáků umístěných nad sebou. Membránový výparník tvořící prostor ohniště a druhého tahu doplňuje jeho konvekční část, situovaná v druhém tahu. Přehříváky v druhém tahu jsou členěny do tří svazků. Vstřikování vody k regulaci výstupní teploty páry na požadovanou hodnotu je uskutečněno kondenzací části syté páry a jejího vedení do dvou vstřiků mezi přehříváky. Ve výpočtech je uvažováno s částečnou recirkulací spalin pro zajištění optimální tepelné bilance. Teplota spalin je počítána nad teplotu rosného bodu a jelikož je komínová ztráta významnou ztrátou kotle, byla snaha o její efektivní minimalizaci. Jedná se o samonosnou konstrukci kotle, spočívající na základech ocelové konstrukce.

Výhody energetického využívání zemního plynu:

- vysoká účinnost spalovacího procesu
- vysoká výhřevnost
- umožňuje velké objemové zatížení ohniště, menší rozměry spalovacího zařízení
- jednodušší konstrukce parního kotle
- ekologičtější než spalování jiných fosilních paliv
  - žádné emise prachu
  - nižší emise CO<sub>2</sub> než při spalování jiných fosilních paliv
  - nižší emise NO<sub>x</sub>

Druhy těžných zemních plynů <sup>1</sup>

1. chudý zemní plyn- s vysokým obsahem metanu a malým obsahem vyšších uhlovodíků
2. bohatý zemní plyn- obsahuje větší podíl vyšších uhlovodíků
3. zemní plyn kyselý- s vysokým obsahem sulfanu
4. zemní plyn s vyšším obsahem inertů-zejména dusíku a oxidu uhličitého

Palivem pro parní kotel bude Groningenský zemní plyn. Jedná se o plyn s vyšším obsahem dusíku a oxidu uhličitého, jež pochází z nizozemského naleziště v provincii Groningen.

---

<sup>1</sup> Zdroj [3]

## 2 Stechiometrické výpočty

Pro stechiometrické výpočty byl použit Groningenský (Holandský) zemní plyn, jehož složení je uvedeno v tabulce 2.1. Dále byly při výpočtu zohledněny fyzikální vlastnosti vzduchu v místních podmínkách.

Tab.2.1 Složení zemního plynu

Prvek:	%obj.
N <sub>2</sub>	10,80
CO <sub>2</sub>	1,10
CH <sub>4</sub>	83,50
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3,60
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,70
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,20
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,10
Σ	100

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> plynu.

$$O_{O_2} = 0,5 \cdot o_{H_2} + 0,5 \cdot o_{CO} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot o_{CmHn} - o_{O_2}$$

$$O_{O_2} = 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot \frac{83,50}{100} + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot \frac{3,60}{100} + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot \frac{0,70}{100} + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot \frac{0,20}{100} + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot \frac{0,10}{100} \quad (2.0)$$

$$O_{O_2} = 1,67 + 0,126 + 0,035 + 0,013 + 0,008$$

$$O_{O_2} = 1,852 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> plynu

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2}}{0,21} = \frac{1,852}{0,21} = 8,819 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.1)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> plynu

$$O_{VV \min} = \chi \cdot O_{VS \min} = 1,02 \cdot 8,819 = 8,995 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.2)$$

při podílu vodní páry připadající na 1m<sup>3</sup> suchého vzduchu

$$\chi = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{60}{100} \cdot \frac{3167,95}{97400 - \frac{60}{100} \cdot 3167,95} = 1,02 \quad (2.3)$$

Tab.2.2 Fyzikální vlastnosti vzduchu pro tlak 981 mbar a teplotu 25 °C

	Hodnota	Jednotka
Tlak syté páry p	3167,95 Pa	Pa
Hustota vzduchu	1,13	kg·m <sup>-3</sup>

Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = (\chi_v - 1) \cdot O_{VS \min} = (1,020 - 1) \cdot 8,819 = 0,176 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.4)$$

## 2.1 Dílčí objemy složek suchých spalín vzniklých při spalování plynu s přebytkem $\alpha=1$

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 \cdot (o_{co} + \sum m \cdot o_{CmHn}) + 0,0003 \cdot O_{VS \min}$$

$$O_{CO_2} = \frac{1,10}{100} + 0,994 \cdot (0 + 1 \cdot \frac{83,50}{100} + 2 \cdot \frac{3,60}{100} + 3 \cdot \frac{0,70}{100} + 4 \cdot \frac{0,20}{100} + 5 \cdot \frac{0,10}{100}) + 0,0003 \cdot 8,819$$

$$O_{CO_2} = 0,946354 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.5)$$

objem dusíku

$$O_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{VS \min} = \frac{10,80}{100} + 0,7805 \cdot 8,819 = 6,9912 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.6)$$

objem argonu

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0 + 0,0092 \cdot 8,819 = 0,08113 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.7)$$

Výsledný objem suchých spalín

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,9490 + 6,9912 + 0,0811 = 8,019 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.8)$$

Objem vodní páry ve spalínách po stechiometrickém spálení

$$O_{H_2O}^S = o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot o_{CmHn} + O_{H_2O}^V$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{4}{2} \cdot \frac{83,50}{100} + \frac{6}{2} \cdot \frac{3,60}{100} + \frac{8}{2} \cdot \frac{0,70}{100} + \frac{10}{2} \cdot \frac{0,20}{100} + \frac{12}{2} \cdot \frac{0,10}{100} + 0,176 = 1,998 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.9)$$

Stechiometrické množství vlhkosti z paliva

$$O_{H_2O}^{sp} = O_{H_2O}^S - O_{H_2O}^V = 1,998 - 0,176 = 1,822 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.10)$$

Minimální objem vlhkých spalín

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 8,019 + 1,998 = 10,017 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.11)$$

Hustota stechiometrických spalín

$$\rho_{SV \min} = \frac{\sum O_i \cdot \rho_i}{O_{SV \min}} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + O_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{SV \min}}$$

$$\rho_{SV \min} = \frac{0,9464 \cdot 1,9768 + 6,9912 \cdot 1,2505 + 0,0811 \cdot 1,7839 + 1,9980 \cdot 0,8058}{10,017} = 1,235 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Hustota spalin s přebytkem vzduchu  $\alpha=1,05$

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SV \min} \cdot \rho_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{10,019 \cdot 1,235 + (1,05 - 1) \cdot 9,995 \cdot 1,147}{10,019 + (1,05 - 1) \cdot 9,995} = 1,231 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

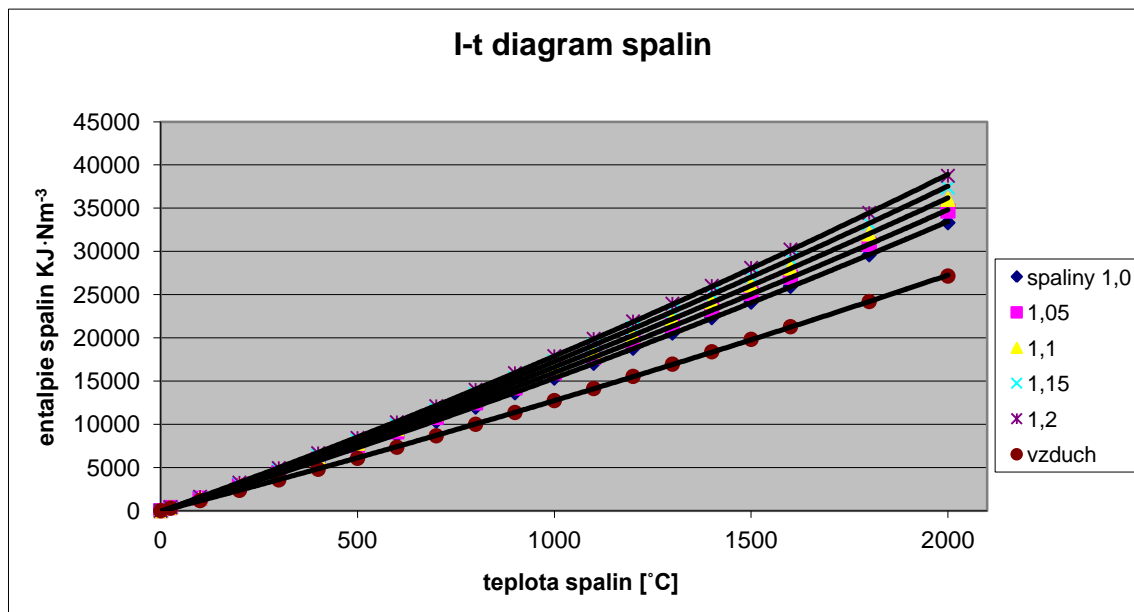
Tab.2.3 Měrné entalpie složek spalin [ $\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$ ]

t [°C]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	such. vz.
0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	32,53	23,32	39,1	32,78	32,5005
100	170	129,5	93,07	150,6	131,7	129,639
200	357,5	259,9	186	304,5	267	260,7404
300	558,8	392,1	278,8	462,8	406,8	394,1947
400	771,9	526,7	371,7	625,9	550,9	530,4296
500	994,4	664	464,7	794,5	698,7	669,5526
600	1225	804,3	557,3	968,8	849,9	811,7298
700	1462	947,3	650,2	1149	1003	956,4181
800	1705	1093	743,1	1335	1159	1103,825
900	1952	1241	835,7	1526	1318	1253,655
1000	2203	1392	928,2	1723	1477	1405,826
1100	2458	1544	1020	1925	1638	1559,193
1200	2716	1698	1114	2132	1802	1714,773
1300	2976	1853	1207	2344	1965	1870,914
1400	3239	2009	1300	2559	2129	2028,046
1500	3503	2166	1393	2779	2293	2185,96
1600	3769	2325	1577	3002	2465	2347,952
1800	4305	2643	1742	3458	2804	2669,019
2000	4844	2965	1857	3925	3138	2991,7

tab.2.4 I-t tabulka spalín [kJ·Nm<sup>-3</sup>]

t [°C]	I <sub>smin</sub>	I <sub>vmin</sub>	I <sub>s</sub> =I <sub>smin</sub> +(α -1)*I <sub>vmin</sub> [kJ·Nm <sup>-3</sup> ]				
			1	1,05	1,1	1,15	1,2
0	0	0	0	0	0	0	0
25	346,9342	293,5035	346,9342	361,5871	376,24	390,8929	405,5458
100	1375,137	1169,792	1375,137	1433,786	1492,435	1551,084	1609,732
200	2779,756	2353,062	2779,756	2897,7	3015,644	3133,588	3251,532
300	4218,836	3557,856	4218,836	4397,128	4575,42	4753,712	4932,004
400	5695,491	4788,017	5695,491	5935,408	6175,325	6415,242	6655,159
500	7210,941	6044,616	7210,941	7514,03	7817,12	8120,209	8423,299
600	8766,407	7329,154	8766,407	9133,689	9500,971	9868,254	10235,54
700	10358,63	8636,875	10358,63	10791,93	11225,22	11658,51	12091,8
800	11987,02	9969,593	11987,02	12486,99	12986,96	13486,93	13986,89
900	13645,25	11324,56	13645,25	14213,48	14781,71	15349,95	15918,18
1000	15340,23	12701,23	15340,23	15977,13	16614,03	17250,93	17887,84
1100	17055,93	14089,32	17055,93	17762,6	18469,27	19175,95	19882,62
1200	18798,62	15497,82	18798,62	19575,64	20352,66	21129,68	21906,7
1300	20560,12	16912,13	20560,12	21407,92	22255,73	23103,53	23951,34
1400	22337,44	18335,72	22337,44	23256,94	24176,44	25095,94	26015,44
1500	24132,7	19767,09	24132,7	25124,16	26115,62	27107,08	28098,53
1600	25957,21	21234,94	25957,21	27021,45	28085,69	29149,92	30214,16
1800	29613,55	24146,69	29613,55	30823,43	32033,31	33243,2	34453,08
2000	33318,62	27074,6	33318,62	34676,01	36033,4	37390,79	38748,18

Obr. 2-1 I-t diagram spalín





## 2.2 Objemy složek spalin při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha=1,05$

Objem vodní páry

$$O_{H_2O}^{\alpha} = O_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O} = 1,998 + (1,05 - 1) \cdot 0,176 = 2,0068 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.13)$$

Objem kyslíku

$$O_{O_2} = 0 + (\alpha - 1) \cdot O_{V_{s \min}} \cdot 0,21 = (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,21 = 0,0926 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.14)$$

Objem dusíku

$$O_{N_2}^{\alpha} = O_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{V_{s \min}} \cdot 0,7805 = 6,9912 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,7805 = 7,3354 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.15)$$

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2}^{\alpha} = O_{CO_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{V_{s \min}} \cdot 0,0003 = 0,946354 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,0003 = 0,94649 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.16)$$

Objem argonu

$$O_{Ar}^{\alpha} = O_{Ar} + (\alpha - 1) \cdot O_{V_{s \min}} \cdot 0,0092 = 0,081 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,0092 = 0,08506 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.17)$$

Celkový objem suchých spalin

$$\sum O_x^{\alpha} = 8,460 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.18)$$

Celkový objem vlhkých spalin

$$O_{sp}^{\alpha} = 8,459 + 2,0068 = 10,467 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (2.19)$$

## 2.3 Dílčí objemy složek spalin vzniklých při spalování plynu s přebytkem vzduchu $\alpha=1,05$ a užití recirkulace spalin

Recirkulace spalin je užito ke zvýšení teploty odchozích spalin nad rosný bod a optimalizace tepelného návrhu kotle. Kritériem užití recirkulace spalin spolu s přívodem spalovacího vzduchu, bylo dodržet součinitel přebytku kyslíku jdoucí do kotle na úrovni odpovídající součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště. Tedy o množství kyslíku obsaženém v recirkulovaných spalinách jsem zmenšil odpovídající množství přiváděného vzduchu do kotle k zachování stejného množství celkového přiváděného kyslíku.

Součinitel recirkulace

$$r = \frac{V_{rs}}{V_s} = \frac{0,654}{11,092} = 0,059 \quad (2.20)$$

kde:

$V_{rs}$ ..Objem recirkulovaných spalin,  $V_{rs}=0,654 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$

$V_s$ ...Celkový objem spalin,  $V_s=11,092 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$

Tab 2.5 Objemové složení spalin s užitím recirkulace, vztažené na 1 Nm<sup>3</sup> paliva

Složka spalin	Hodnota	Jednotka	%obj
O <sub>2</sub>	0,0926	Nm <sup>3</sup>	0,83
N <sub>2</sub>	7,894	Nm <sup>3</sup>	70,08
CO <sub>2</sub>	1,025	Nm <sup>3</sup>	9,09
Ar	0,085	Nm <sup>3</sup>	0,765
H <sub>2</sub> O	2,006	Nm <sup>3</sup>	19,2

Tab 2.6 z toho recirkulovaná složka

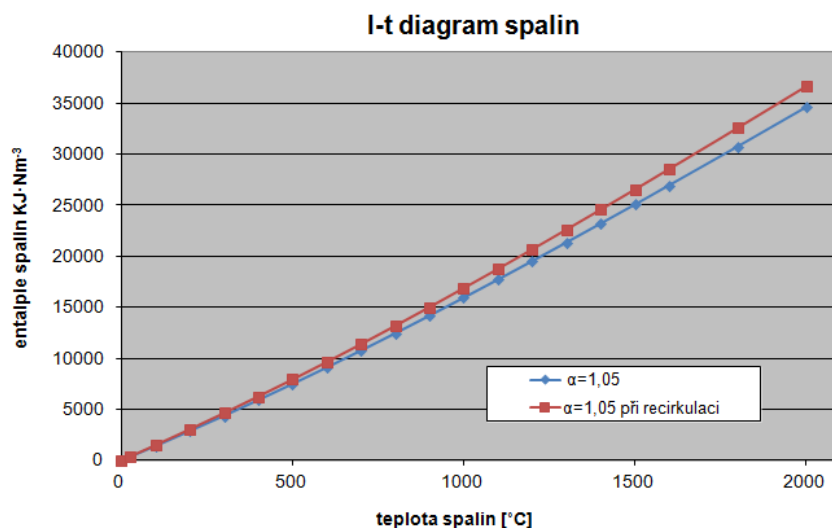
Složka spalin	Hodnota	Jednotka
O <sub>2</sub>	0,054	Nm <sup>3</sup>
N <sub>2</sub>	0,458	Nm <sup>3</sup>
CO <sub>2</sub>	0,059	Nm <sup>3</sup>
Ar	0,005	Nm <sup>3</sup>
H <sub>2</sub> O	0,125	Nm <sup>3</sup>

Entalpie spalin s recirkulací pro součinitel přebytku vzduchu  $\alpha=1,05$ 

Tab 2.7 Entalpie spalin s recirkulací

T [°C]	I <sub>sp</sub> [kJ·Nm <sup>-3</sup> ]
0	0
25	383,253
100	1519,41
200	3070,826
300	4659,942
400	6290,259
500	7963,126
600	9679,92
700	11436,94
800	13233,64
900	15063,17
1000	16932,84
1100	18825,1
1200	20747,07
1300	22689,31
1400	24648,84
1500	26627,81
1600	28639,22
1800	32669,69
2000	36753,03
2500	47138,45

Obr.2-2 I-t diagram spalin s recirkulací



### 3 Výpočet rosného bodu spalin

Rosný bod spalin

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{x_i \cdot A_r}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.1)$$

Palivo neobsahuje síru, teplotu rosného bodu tedy ovlivňuje jen teplota sytosti vodní páry-tj. parciální tlak vodní páry ve spalinách.

Střední zdánlivá molová hmotnost suchých spalin (3.2)

$$M = \sum_i M_i \cdot x_i = 2 \cdot 14 \cdot 0,7008 + (12 + 2 \cdot 16) \cdot 0,0909 + 2 \cdot 16 \cdot 0,083 + 39,9 \cdot 0,0143 \cong 30 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Měrná plynová konstanta suchých spalin

$$r = \frac{R_m}{M} = \frac{8314}{30} = 277,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.3)$$

$R_m$ ...molární plynová konstanta,  $R_m=8314 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$   
 $r$ ...měrná plynová konstanta vodní páry,  $r=462 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Měrná vlhkost

$$x = \frac{m_p}{m_{sv}} = \frac{M_i \cdot x_i}{M} = \frac{18 \cdot 0,23}{30} = 0,138 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{ss}^{-1} \quad (3.4)$$

kde:

$x_i$ ... objemové zastoupení vodní páry ve spalinách,  $x_i=0,23$

Parciální tlak vodní páry

$$pp = \frac{x \cdot p}{\frac{r_v}{r_p} + x} = \frac{0,138 \cdot 98100}{\frac{277,1}{462} + 0,138} = 18349 \text{ Pa} \quad (3.5)$$

Tomuto parciálnímu tlaku odpovídá teplota syté páry přibližně: 58,2 °C

## 4 Ztráty kotle

Ztráta citelným teplem spalin

$$Z_k = \frac{I_{sp} - I_{spk}}{Q_{red}} = \frac{1325,1 - 1,05 \cdot 361,4}{34731} = 0,0262 \quad (4.1)$$

$I_{sp}$ ...entalpie spalin pro teplotu 87,2 °C

$I_{vzd}$ ...entalpie okolního vzduchu o teplotě 25 °C

Ztráta chemickým nedopalem

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SSmin}}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_{ired}} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 8,019}{(21 - 3) \cdot 34731} = 0,00027 \quad (4.2)$$

mgCO...Emisní limit oxidu uhelnatého

$O_2$ ...obsah kyslíku pro referenční stav

mgCO,  $O_2$  dle [1]: Tab.: specifické emisní limity pro spalovací zařízení. Str. 65

Ztráta sáláním

$$z_s = 0,0031 \quad (4.3)$$

dle [1]: graf ztrát sdílením tepla do okolí. Str.66

Nepočitatelné ztráty

$$z_n = 0,0003 \quad (4.4)$$

Celková účinnost kotle

$$\eta_k = (1 - z_k - z_{co} - z_s - z_n) \cdot 100 = (1 - 0,0262 - 0,00027 - 0,0003 - 0,0031) \cdot 100 = 97,0 \quad (4.5)$$

## 5 Výkon kotle

Entalpie přehřáté páry (6,7 MPa, 485 °C): 3378,5 kJ·kg<sup>-1</sup>

Entalpie napájecí vody pro jejich tlak 7,6 MPa a 120 °C: 509 kJ·kg<sup>-1</sup>

$$\text{Tok páry } 170 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 47,222 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.1)$$

$$\text{Tepelný výkon } Q_v = m \cdot (i_p - i_{nv}) = 47,222 \cdot (3378,5 - 509) \cdot 10^{-3} = 135,504 \text{ MW} \quad (5.2)$$

$$\text{Tepelný příkon paliva} = P = \frac{P}{\eta} = \frac{135,504}{0,97} = 139,685 \text{ MW} \quad (5.3)$$

Výhřevnost paliva:

Zadána:  $33.480 \text{ MJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$

Množství paliva přivedeného do kotle

$$m_p = \frac{Q_v}{\eta \cdot Q_{ired}} = \frac{135,504}{0,97 \cdot 33,541} = 4,165 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.4)$$

kde  $Q_{ired}$  je redukována výhřevnost bez uvažování recirkulace spalin. Nízký přebytek vzduchu na konci ohniště, je stanoven výrobcem plynových hořáků. Pro jeho zachování bylo využito recirkulace spalin, která byla stanovena tak, aby přebytek vzduchu nevzrostla. Tato recirkulace spalin ovlivní množství spalin v kotli, teplotu spalin a entalpii spalin, rychlosti, součinitele přestupu tepla a další.

Objemové zatížení ohniště

$$q_v = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{V_0} = \frac{4,165 \cdot 33480}{474} = 294,2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.5)$$

Objem spalovací komory

$$V = 11,6 \cdot 9,520 \cdot 4,40 - 2,2 \cdot 0,58 \cdot 9,520 = 474 \text{ m}^3 \quad (5.6)$$

Z celkového užitečného tepla uvolněného v ohništi (5.7)

$$Q_u = Q_{ired} \cdot (1 - Z_{co} - Z_c - Z_f) + Q_v - Q_c + Q_s^r = 34731 \cdot (1 - 0,00033 - 0) - 61 + 1129,6 = 35789,2$$

Redukovaná výhřevnost

$$Q_{ired} = Q_i^r + Q_{cz} + Q_{r3} + i_{pv} = 33480 + 61 + 867 = 34731 \quad (5.8)$$

$Q_i^r$ ...výhřevnost paliva

$Q_{cz}$ ...teplo přivedené cizím zdrojem (ohřátí vzduchu na 30 C)

$Q_{r3}$ ...teplo ve spalinách 3. recirkulace

$i_{pv}$ ...fyzické teplo paliva, neuvažují

Teplo přivedené vzduchem

$$Q_v = \alpha \cdot I_{vz90} = 1,05 \cdot 1075,813 = 1129,6 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.9)$$

$\alpha$ ...součinitel přebytku vzduchu

$I_{vz90}$ ...entalpie přiváděného spalovacího vzduchu

Entalpie nechlazeného plamene:

$$I_{np} = \frac{Q_u}{(1+r_1) \cdot (1+r_3)} = \frac{35789}{(1+0) \cdot (1+0,06)} = 34084 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (5.10)$$

$r_1$ ...1. recirkulace spalin-není v návrhu uvažována

$r_3$ ...3.recirkulace spalin

Této entalpii odpovídá teplota nechlazeného plamene:

$$t_{np} = 1855,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

## 6 Návrh výhřevných ploch

Tab. 6.1 Návrh výhřevných ploch

Výhřevná plocha teplota		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Entalpický spád [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný výkon [MW]
PIII	vstupní	420,1	6,9	3215,5	160,4	7,697
	výstupní	485	6,7	3378,5		
PII	vstupní	318,4	7,1	2912,0	368,0	16,856
	výstupní	446,1	6,9	3280,0		
PI	vstupní	300,8	7,25	2828,2	163,0	7,045
	výstupní	341,9	7,1	2988,6		
Závěsné trubky	vstupní	289,2	7,35	2767,9	60,3	2,648
	výstupní	300,8	7,25	2828,2		
Výparník	vstupní	289,2	7,35	2767,9	1024,0	76,922
	výstupní	289,2	7,35	1024,0		
Eko	vstupní	237,2	7,6	509,0	515,0	24,036
	výstupní	120	7,5	1024,0		

### 6.1 Přeřívák PIII

Jedná se o souproudý výměník tepla tvořený 58. dvouhady o průměru trubek 60,3 mm.

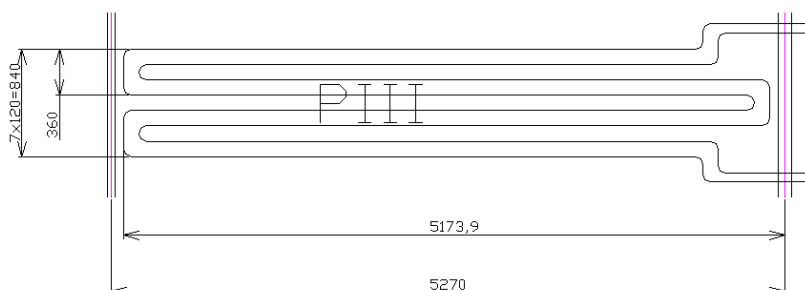
Obr.6-1 Schematické znázornění přeříváku

Entalpický spád

$$\Delta i = 160,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tlaková ztráta

$$\Delta p = 0,2 \text{ MPa}$$



Entalpie vstupní páry

$$i_{p3} = 3378,5 - 160,4 = 3215,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.1.1)$$

#### 6.1.1 Vstřík před PIII

Pro zlepšení kvality páry, zejména ukazatele znečistění-vodivosti, se vstřík realizuje odběrem části syté páry ze sběrné komory bubnu a její kondenzací přes výměník. Ve výměníku se ochlazuje a kondenzuje proudící vodou z ekonomizéru. Množství vstříku stanovují na 4 % a 3 %  $M_p$ .

Entalpie páry na výstupu z PII vychází úpravou z rovnice:

$$M_{pp} \cdot i_p = m_{ws} \cdot i_{ws} + m_{p2} \cdot i_{p2}$$

$$i_{p2o} = \frac{M_p \cdot i_{p3} - m_{ws} \cdot i_{ws}}{m_{p2}} = \frac{47,222 \cdot 3215,5 - 1,416 \cdot 1130,2}{45,806} = 3280,0 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.1.2)$$

kde:

$i_{p2}$ ...entalpie páry na výstupu z přehříváku PII

$m_p$ .. celkové množství páry proudící přes přehřívák PIII-shodný s jmenovitým množstvím ( $170 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ )

$m_{p2}$ ...množství páry proudící přes přehřívák PII

Množství páry jdoucí přes PII je pak rovno:

$$m_{pII} = m_p - m_{w2} = 47,222 - 1,417 = 45,806 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.1.3)$$

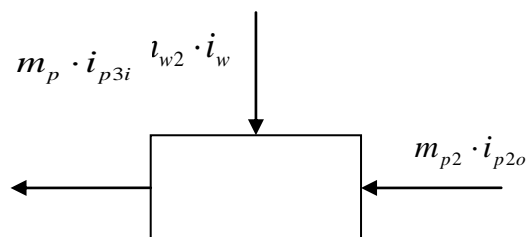
množství vstřikované vody

$$m_{vst} = 1,416 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Entalpie vstřikované vody

$$i_{vst} = 1130,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

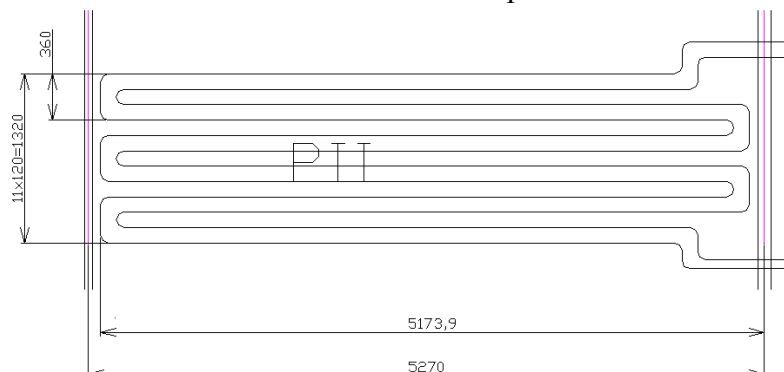
Obr.6-2 Schéma vstřiku



## 6.2 Přehřívák PII

Protiproudý výměník tvořený 58 dvouhady s průměrem trubky 60,3 mm. V jedné řadě se nachází 29 trubek s roztečí 150 mm. Přehřívák je umístěn v horní části druhého tahu.

Obr.6-3. Schematické znázornění přehříváku



Entalpický spád

$$\Delta i = 368,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tlaková ztráta

$$\Delta p = 0,2 \text{ MPa}$$

Průtočné množství páry

$$m_p = 43,917 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 6.2.1 Vtřik před PII

Entalpie páry na výstupu z přehříváku PI

$$i_{p2} = \frac{m_{p2} \cdot i_p - m_{ws} \cdot i_{ws}}{m_{p2}} = \frac{45,806 \cdot 3218,5 - 1,889 \cdot 1130,2}{45,806} = 2988,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (6.2.1)$$

Množství páry přes PI

$$m_{pI} = m_{pII} - m_{ws} = 45,806 - 1,889 = 45,805 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.2.2)$$

množství vstříkované vody

$$m_{vst} = 1,889 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 6.3 Přejířvák PI

Entalpický spád:

$$\Delta i = 163,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

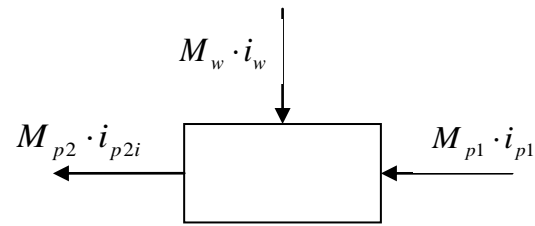
Tlaková ztráta

$$\Delta p = 0,2 \text{ MPa}$$

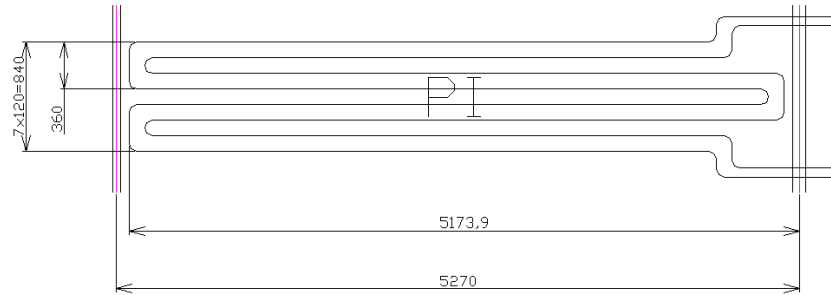
Průtočné množství páry

$$m_{pI} = m_p - m_{ws1} - m_{ws2} = 45,806 - 1,889 = 43,917 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.3)$$

Obr.6-4 Schéma vstřiku

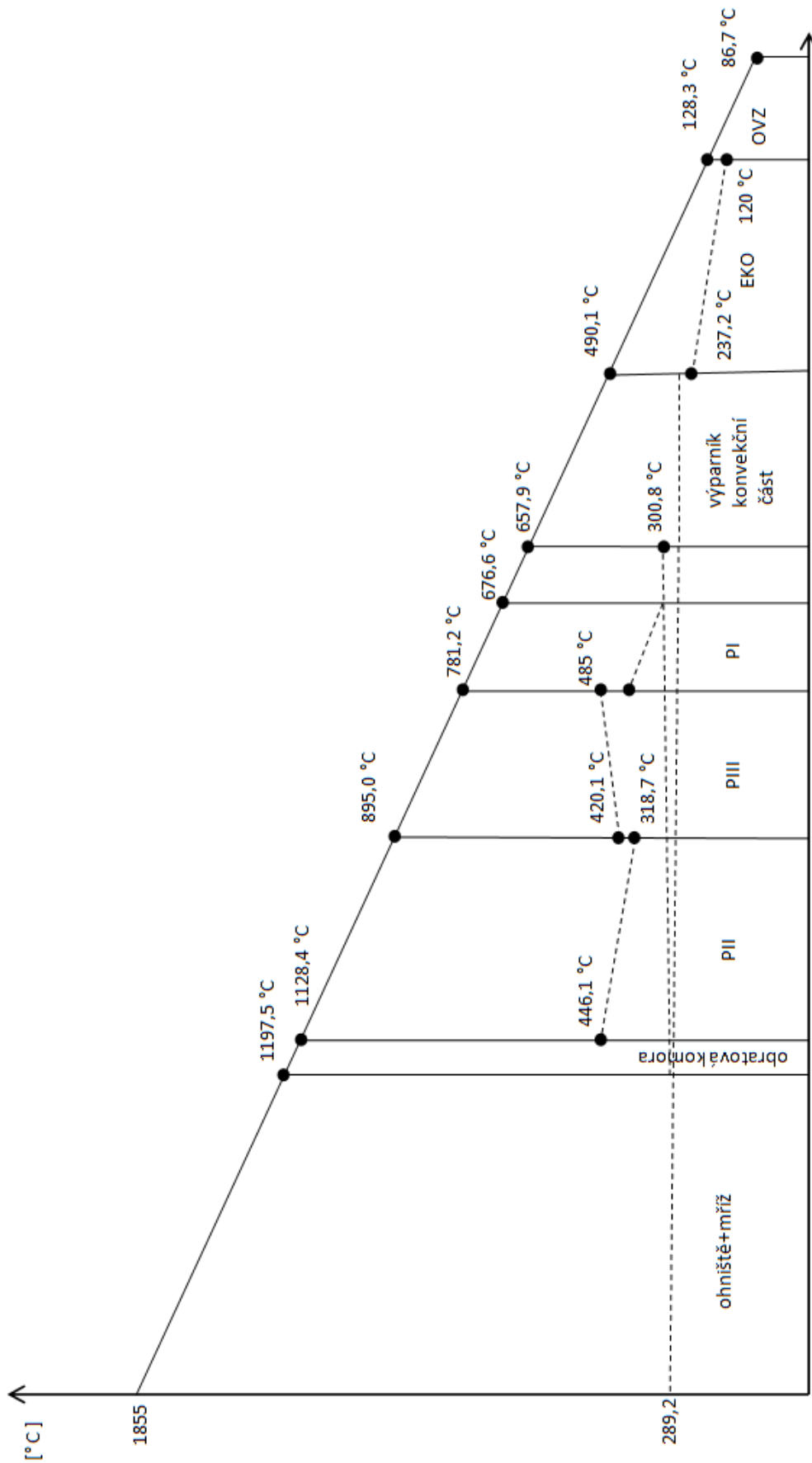


Obr.6-5 Znázornění přejířváků





obr. 8 Pilový diagram



## 7 Výpočet teploty na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (7.1)$$

Návrh teploty na konci ohniště:

$$t_{ok} = 1253,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel M pro spalování plynu a mazutu:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{pl} = 0,54 - 0,2 \cdot 0,4 = 0,46 \quad (7.2)$$

Střední hodnota výšky

$$x_h = \frac{h_h}{h_0} = \frac{3800}{9400} = 0,40 \quad (7.3)$$

Korekci plamene  $\Delta x$  neuvažují

$$x_{pl} = x_h + \Delta x = 0,40 + 0 = 0,40 \quad (7.4)$$

$\Delta x$ ...korekce plamene, ve výpočtech neuvažují  
 $x_h$ ... střední hodnota výšky plamene

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{474}{394,6} = 4,324 \quad (7.5)$$

$V_0$ ...objem ohniště,  $V_0=474 \text{ m}^3$   
 $S_{st}$ ...povrch stěn ohniště,  $S_{st}=394,6 \text{ m}^2$

Povrch stěn-dle přiloženého výkresu:

$$S_{st} = 2 \cdot (11,600 - 0,58) \cdot 4,40 + 2 \cdot (11,600 - 0,58) \cdot 9,520 + 4,400 \cdot 9,520 + 2 \cdot 2,275 \cdot 9,520 + \frac{4 \cdot 0,58 \cdot 2,2}{2} = 394,6 \text{ m}^2 \quad (7.6)$$

Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = \frac{O_{H_2O} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{2,132 + 1,008}{11,092} = 0,282 \quad (7.7)$$

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách

$$p_s = r_s \cdot p = 0,282 \cdot 0,1 = 0,0282 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Poměr obsahu uhlíku a vodíku pro zadané palivo (7.9)

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum_i \left( \frac{m}{n} \right)_i \cdot (C_m H_n)_i = 0,12 \cdot \left( \frac{1}{4} \cdot 83,50 + \frac{2}{6} \cdot 3,60 + \frac{3}{8} \cdot 0,70 + \frac{4}{10} \cdot 0,20 + \frac{5}{12} \cdot 0,10 \right) = 2,695$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - \alpha_{ok}) \cdot \left( 1,6 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H^r} =$$

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left( 1,6 \cdot \frac{1253,3 + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,695 = 1,452 \quad (7.10)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomový plynů

$$k_s = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_s = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,191}{\sqrt{0,028 \cdot 4,324}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1253,3 + 273,15}{1000} \right) = 3,881 \quad (7.11)$$

Objemový podíl tříatomových plynů

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = \frac{O_{H_2O} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{2,007 + 0,946}{10,467} = 0,282 \quad (7.12)$$

Stupeň černosti svítivé části plamene

$$a_{sv} = 1 - e^{-(k_s r_s + k_{sz}) p \cdot s} = 1 - e^{-(3,881 \cdot 0,282 + 1,452) \cdot 0,14324} = 0,667 \quad (7.13)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_s r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3,944 \cdot 0,282 \cdot 0,14324} = 0,377 \quad (7.14)$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,667 + (1 - 0,1) \cdot 0,377 = 0,406 \quad (7.15)$$

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = x \cdot \zeta = 1 \cdot 0,6 = 0,6 \quad (7.16)$$

pro membránové stěny  $x=1$

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \psi} = \frac{0,406}{0,406 + (1 - 0,410) \cdot 0,6} = 0,542 \quad (7.17)$$

Střední tepelná jímavost spalín v ohništi (7.18)

$$(O_s \bar{c}_s)_o = \frac{Q_u - (1+r_1) \cdot (1+r_3) \cdot I_s^{tok, aok}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{34789 - (1+0) \cdot (1+0,06) \cdot 21782}{1991,7 - 1233,15} = 21,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$$

Poměrná ztráta sáláním z ohniště

$$Z_{sv}^0 = 0,04 \quad (7.19)$$

Vypočítané množství spáleného paliva

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) \Rightarrow M_{pv} = M_{pal} = 4,165 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.20)$$

Boltzmannovo číslo

(7.21)

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^0) \cdot M_{pv} \cdot (O_s \bar{c}_s)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} = \frac{(1 - 0,045) \cdot 4,165 \cdot 23,27}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 394,6 \cdot (273,15 + 1855,2)^3} = 0,663$$

Kontrola teploty  $t_{ok}$

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1855,15 + 273,15}{1 + 0,46 \cdot \left(\frac{0,513}{0,445}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1253,3 \text{ °C}$$

Teplo uvolněné ve ohništi

$$t_{ok} = m_{pv} \cdot (Q_u - I_s^{aok}) = 4,165 \cdot (35789 - 21782) = 58339 \text{ kW}$$

## 8 Mříž

Jedná se o rozvolněnou membránovou stěnu, přes kterou prochází spaliny do druhého tahu kotle.

Teplota na konci ohniště:

$$1253,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota za mříží:

$$1197,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota

$$t_{st} = \frac{t + t_{ok}}{2} = \frac{1253,3 + 1197,4}{2} = 1225,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.1)$$

Kontrola rychlosti spalin

$$w_{spo} = \frac{O_{SV} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273 + t_{ST}}{273}$$

$$w_{spo} = \frac{11,092 \cdot 4,165}{12,074} \cdot \frac{273 + 1206,1}{273} = 21,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.2)$$

Průtočná plocha spalin

$$S = n \cdot S \cdot l - n \cdot D \cdot l + s_k \cdot l = 18 \cdot 0,24 \cdot 3,6 - 18 \cdot 0,0603 \cdot 3,6 + 120 \cdot 10^3 \cdot 3,6 = 12,074 \text{ m}^2 \quad (8.3)$$

kde:

n...počet mezer, n=18

S...rozteč mezer, S=0,24 m

D...průměr trubky, D=60,3 mm

S<sub>k</sub>..neprostupná délka na koncích mříže, S<sub>k</sub>=0,0120 m

l... délka mříže, l=3,6 m

### 8.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot P_r^{0,33} = 0,2 \cdot 0,923 \cdot 0,952 \cdot \frac{0,134}{0,0603} \cdot \left( \frac{20,0 \cdot 0,0603}{2,18 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,577 \quad (8.1.1)$$

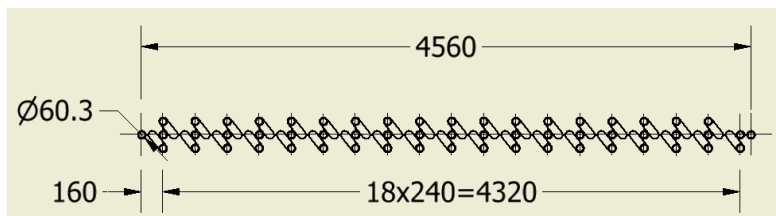
$$\alpha_k = 91,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku

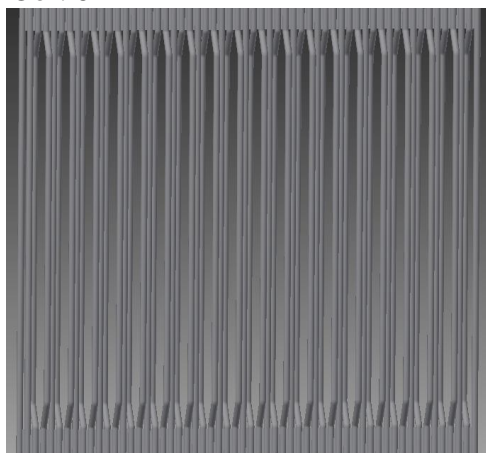
$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,025 \cdot (3 - 2) = 0,923 \quad (8.1.2)$$

z<sub>2</sub>...počet řad mříže, z<sub>2</sub>=3

Obr.8-1 náčrt mříže



Obr. 8-2 mříž



Korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na příčné rozteči trubek

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3,980 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,658}{2}\right)^3\right]^2} = 0,952 \quad (8.1.3)$$

Pro

Poměrnou příčnou rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{240}{60,3} = 3,980 \quad (8.1.4)$$

$s_1$ ...podélná rozteč,  $s_1=240$  mm

$D$ ... vnější průměr trubky,  $D=60,3$  mm

Poměrnou podélnou rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{100}{60,3} = 1,658 \quad (8.1.5)$$

$s_2$ ...příčná rozteč,  $s_2=100$  mm

$D$ ...vnější průměr trubky,  $D=60,3$ mm

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_{str} = 1,06 \cdot 0,127 = 0,128 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.1.6)$$

Kinematická viskozita

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{str} = 1,03 \cdot 2,12 \cdot 10^{-4} = 2,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.1.7)$$

Prandtlovo číslo

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{2,17 \cdot 10^{-4} \cdot 1,567 \cdot 0,224 \cdot 10^3}{0,128} = 0,577 \quad (8.1.8)$$

kde měrná tepelná kapacita  $c_p$  je

$$c_p = 1,567 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

**8.2 Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \quad (8.2.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1479,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{314,2 + 273,15}{1212,4 + 273,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{314,2 + 273,15}{1212,4 + 273,15}} = 40,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,240 \cdot 0,100}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,402 \text{ m} \quad (8.1.2)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{st} + 273,15}{1000} \right) \quad (8.1.3)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,0282 \cdot 0,402}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1225,4 + 273,15}{1000} \right) = 13,941$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (13,941 \cdot 0,282 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,402 = 0,157 \quad (8.2.4)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,161} = 0,148 \quad (8.2.5)$$

Korekce součinitele sálání s uvažováním sálání volných prostorů

$$\alpha'_{sal} = k_0 \cdot \alpha_{sal} = 1,439 \cdot 40,1 = 57,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$k_0 = 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left( \frac{1554,2 + 273,15}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{9,52}{0,2} \right)^{0,07} = 1,439$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t + \Delta t = 289,2 + 25 = 314,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 8.3 Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha'_{sal} = 1 \cdot 91,0 + 57,6 = 148,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} = \frac{148,6}{1 + 0,0043 \cdot 148,6} = 126,3 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{964,1 - 908,2}{\ln \frac{964,2}{908,2}} = 935,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_v = 1253,3 - 289,2 = 964,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 1197,4 - 289,2 = 908,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon přenesený výměníkem

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 38,191 \cdot 126,3 \cdot 935,9 \cdot 10^{-3} = 4515,6 \text{ kW}$$

kde plocha mříže S je:

$$S = \pi \cdot D \cdot n \cdot l = \pi \cdot 60,3 \cdot 10^{-3} \cdot 56 \cdot 3,6 = 38,191 \text{ m}^2$$

n...počet trubek tvořící mříž, n=56

l..výška mříže, l=3,6m

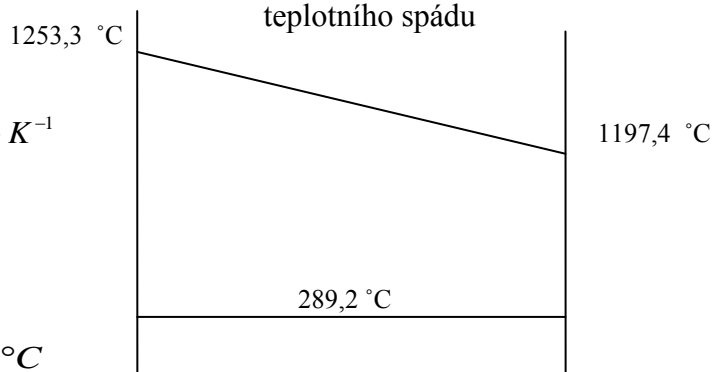
D...průměr trubek mříže, D=60,3 mm

Entalpie odchozích spalin

$$i_m = \frac{m_{pv} \cdot i_v - Q}{m_{pv}} = \frac{4,165 \cdot 21782,3 - 4515,6}{4,165} = 20698,1 \Rightarrow 1197,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tato entalpie odpovídá teplotě 1197,4 °C

Obr.8-3. Znázornění teplotního spádu





## 9 Obratová komora

Tab. 9-1 Parametry závěsných trubek a membránové stěny

Závěsné trubky		
Vnější průměr trubek	42,4	mm
Tloušťka trubky	5	mm
Počet řad	3	-
Celkem trubek	59	-
Membránová stěna		
Vnější průměr trubek	60,3	mm
Tloušťka trubky	5	mm
Rozteč trubek	85	mm
Celková plocha	63,874	m <sup>2</sup>

Teploty spalin:

Teplota spalin na výstupu z mříže:

$$t_i = 1197,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota za mříží:

$$t_o = 1128,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{1197,4 + 1128,4}{2} = 1162,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.1)$$

Průtočná plocha:

$$S = A \cdot B - i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 5,270 \cdot 4,560 - 59 \cdot \frac{\pi \cdot 44,5^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 23,947 \text{ } m^2 \quad (9.2)$$

A,B...rozměry spalinového kanálu

$$A=5,270 \text{ m}$$

$$B=4,560 \text{ m}$$

i...počet závěsných trubek, i=59

D...vnější průměr závěsných trubek=44,5 mm

Rychlost ve spalinovém kanále

$$w_{spo} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273 + t_{st}}{273} = \frac{11,092 \cdot 4,165}{24,947} \cdot \frac{273,15 + 1162,9}{273,15} = 10,142 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (9.3)$$

## 9.1 Membránová stěna

### 9.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,126}{4,889} \cdot \left( \frac{10,142 \cdot 4,889}{1,981 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,579^{0,4} = 9,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo kritérium:

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,371 \cdot 10^{-3} \cdot 1,547 \cdot 10^3}{0,129} = 0,579 \quad (9.1.2)$$

kde:

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_{stř} = 1,05 \cdot 0,123 = 0,129 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.1.3)$$

Korekční součinitel

$$M_\lambda = 0,120$$

Střední tepelná vodivost spalin

$$\Lambda_{stř} = 0,5202 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1,02 \cdot 0,0134429 = 0,001371112 \text{ m}^2 \cdot \text{s} \quad (9.1.4)$$

Korekční součinitel

$$M_\nu = 1,02$$

Střední kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 0,00134429 \text{ m}^2 \cdot \text{s}$$

### 9.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,322 \cdot 1436,1^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{587,3}{1436,1} \right)^{3,6}}{1 - \frac{587,3}{1436,1}}$$

$$\alpha_{sal} = 77,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.1.5)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \quad (9.1.6)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,1 \cdot 2,4}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1162,9 + 273,15}{1000} \right) = 5,685$$

$$r_s = 0,282 \quad (9.1.7)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,389} = 0,322 \quad (9.1.8)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_{pk}) \cdot p \cdot s = (5,685 \cdot 0,282 + 0) \cdot 0,1 \cdot 2,426 = 0,389 \quad (9.1.9)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$\alpha_{st} = 0,8 \quad (9.1.10)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu stěny

$$T_z = 289,15 + \Delta t + 273,15 = 587,3 \text{ K} \quad (9.1.11)$$

pro spalování plynu je:

$$\Delta t = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Absolutní teplota proudu spalin

$$T_s = 1162,9 + 273,15 = 1436,1 \text{ K} \quad (9.1.12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 9,8 + 77,7 = 87,5 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla

$$\alpha_s = \psi \cdot \alpha_s = 0,85 \cdot 87,5 = 74,4 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{908,2 - 839,2}{\ln \frac{908,2}{839,2}} = 873,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

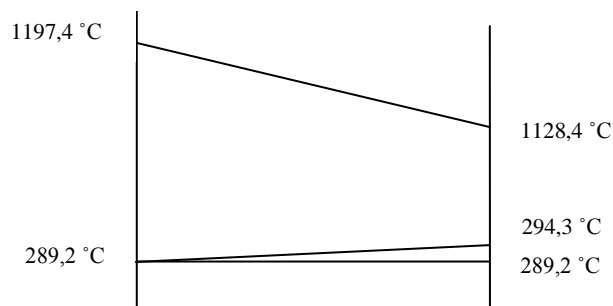
$$\Delta t_v = 1197,4 - 289,2 = 908,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 1128,4 - 289,2 = 839,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplo jdoucí do výparníku

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 63,874 \cdot 74,4 \cdot 871,0 = 4150,5 \text{ kW}$$

Obr.9-1 určení teplotního spádu



## 9.2 Závěsné trubky

Teplota páry na vstupu:

$$t_i = 289,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na výstupu:

$$t_o = 294,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota

$$t_s = \frac{t_o - t_i}{2} = \frac{294,3 - 289,2}{2} = 291,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.2.1)$$

Průtočné množství páry:

$$M_p = 43,917 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtočný průřez trubek

$$S = i \cdot \frac{\pi \cdot (D - 2 \cdot t)^2}{4} = 59 \cdot \frac{\pi \cdot (42,4 - 2 \cdot 5)^2}{4} \cdot 10^{-6} = 0,048 \text{ m}^2 \quad (9.2.2)$$

(9.2.2)

kde:

i... počet závěsných trubek, i=59

D...vnější průměr trubek, D=42,4 mm

t...tloušťka trubek, t=5 mm

Rychlost páry v závěsných trubkách:

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,0266}{0,048} = 24,015 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.2.3)$$

měrný objem páry

$$v = 0,0266 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

měrný objem je určen z parních tabulek pro střední teplotu 291,7 °C a tlak 7,3 MPa

### 9.2.1 Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí-ze strany páry pro podélné proudění

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0653}{37,5} \cdot \left( \frac{24,015 \cdot 37,5}{1,9158 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 1,286^{0,4} = 4261,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.2.4)$$

Součinitel tepelné vodivosti vody

$$\lambda = 0,0653 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita

$$\eta = 1,9158 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

kinematická viskozita

$$\nu = \eta \cdot \rho = 1,9158 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 5,349 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,9158 \cdot 10^{-5} \cdot 5,349 \cdot 10^3}{0,0653} = 1,286 \quad (9.2.5)$$

## 9.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3224 \cdot 1155,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{589,6}{1436,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{589,6}{1436,1}}$$

$$\alpha_{sal} = 79,7 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.2.6)$$

kde:

$$T_z = T_{sp} + 25 = (291,4 + 273,15) + 25 = 589,6 \text{ K} \quad (9.2.7)$$

$$T_s = t_s + 273,15 = 1162,9 + 273,15 = 1436,1 \text{ K} \quad (9.2.8)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí-stejný jako u výparníku

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,126}{4,889} \cdot \left(\frac{9,5 \cdot 4,889}{1,981 \cdot 10^{-4}}\right) \cdot 1,286^{0,4} = 9,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.2.9)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 9,8 + 79,7 = 89,5 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2.10)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 89,5}{1 + \frac{89,5}{4261,8}} = 74,5 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2.11)$$

Plocha závěsných trubek

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l_c = \frac{\pi \cdot 0,0445^2}{4} \cdot 165,6 = 21,271 \text{ m}^2 \quad (9.2.12)$$

$l_c$ ...délka závěsných trubek v uvažovaném úseku,  $l_c=165,6$  m

Střední logaritmičtý teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{908,2 - 834,1}{\ln \frac{908,3}{834,1}} = 871,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.2.13)$$

Rozdíl teplot na vstupu

$$\Delta t_v = 1197,4 - 289,2 = 908,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rozdíl teplot na výstupu

$$\Delta t_m = 1128,4 - 294,3 = 834,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Celkové přenesené teplo

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 21,271 \cdot 74,5 \cdot 871,0 = 1380,6 \text{ kW} \quad (9.2.14)$$

Entalpie spalin na konci obrátové komory

$$Q = m_{pv} \cdot \Delta i_{sp} = m_{pv} \cdot (i_v - i_m) \Rightarrow i_o = \frac{m_{pv} \cdot i_i - Q}{m_{pv}} \quad (9.2.15)$$

$$i_o = \frac{m_{pv} \cdot i_i - \Sigma Q}{m_{pv}} = \frac{4,165 \cdot 20698 - (1380,6 + 4150,5)}{4,165} = 19370,1 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Tato entalpie odpovídá teplotě: 1128,4 °C

## 10 Přejhřívák PII

Jedná se o protiproudý výměník tvořený 58. dvouhady. Přejhřívák zpracovává entalpický spád po prvním přehříváku a prvním vstřiku. Je situován v horní části tahu pod obratovou komorou a ze všech tří přehříváků do něj vstupují nejteplejší spaliny. Výstupní teplota páry je regulována druhým vstřikem. Po vstřiku pára vstupuje do souproutého přehříváku PIII.

### Spaliny

Teplota spalin na začátku:

$$t_i = 1128,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

teplota spalin na konci:

$$t_o = 894,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### Pára

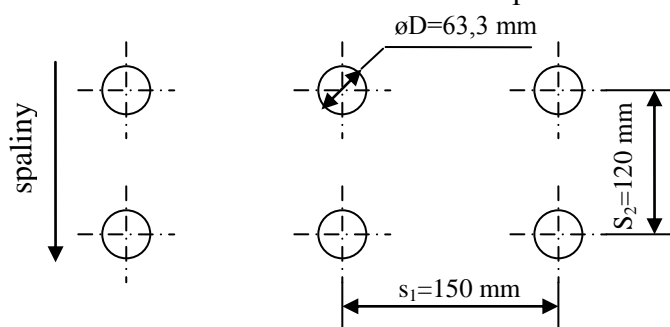
Vstupní teplota páry:

$$t_i = 318,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na konci:

$$t_o = 446,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Obr.10-1 Rozteče trubek přehříváku



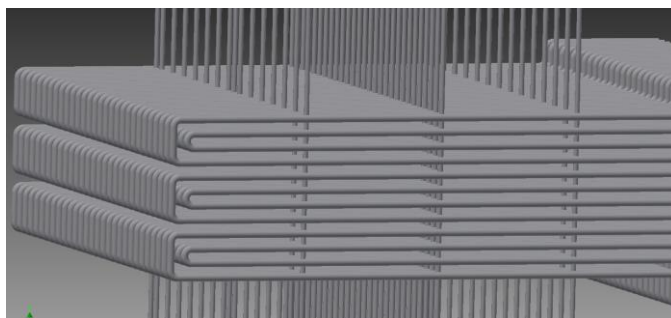
### Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{1128,4 + 894,9}{2} = 1011,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### Střední teplota páry

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{318,4 + 446,4}{2} = 382,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Obr.10-2 Uspořádání trubkového svazku přehříváku



### Průtočná plocha spalin

$$S_p = A \cdot B - n \cdot D \cdot l - n_z \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 5,270 \cdot 4,560 - 29 \cdot 0,0633 \cdot 5,1739 = 13,675 \text{ } m^2$$

(10.3)

kde:

A...rozměr spalinového kanálu

B...rozměr spalinového kanálu

n...počet hadů

$n_z$ ...počet závěsných trubek

$D_z$ ...průměr závěsných trubek

### Rychlost spalin:

$$w_{spo} = \frac{Q_{sp}}{S_p} \cdot \frac{273 + t_{St}}{273} = \frac{46,120}{13,674} \cdot \frac{273,15 + 1011,7}{273,15} = 15,891 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (10.4)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot P_r^{0,33} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,116}{0,0603} \cdot \left( \frac{15,891 \cdot 0,0603}{1,745 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,606^{0,33}$$

$$\alpha_k = 86,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{150}{60,3} = 2,370 \quad (10.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{120}{60,3} = 1,896 \quad (10.7)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot 2,370 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,896}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,9995 \approx 1 \quad (10.8)$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_{stř} = 1,05 \cdot 0,110 = 0,116 \text{ W m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.9)$$

$$\lambda_{stř} = 0,110 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1,03 \cdot 1,694 \cdot 10^{-4} = 1,745 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.10)$$

Hustota spalin

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{273}{t + 273} = 1,20 \cdot \frac{273,15}{1114,7 + 273,15} = 0,236 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (10.11)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 1,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,637 \cdot 10^{-4} \cdot 1,52 \cdot 0,236 \cdot 10^3}{0,111} = 0,606 \quad (10.13)$$



**10.1.1 Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \quad (10.1.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1234,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{680,5}{1284,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{680,5}{1284,8}} = 29,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) = \quad (10.1.2)$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,0282 \cdot 0,269}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1011,7 + 273,15}{1000} \right) = 20,185$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0633 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,150 \cdot 0,120}{0,0633^2} - 1 \right) = 0,269 \quad (10.1.2)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (20,185 \cdot 0,282 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,269 = 0,153 \quad (10.1.3)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,153} = 0,142 \quad (10.1.4)$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t + \Delta t = t + 25^\circ\text{C} = 382,4 + 25 = 407,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.1.5)$$

kde:

$\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  u všech výhřevných ploch- dle [1] str. 12 (7.83)

$$T_z = t_z + 273,2 = 407,3 + 273,15 = 680,5 \text{ K} \quad (10.1.6)$$

Teplota proudu spalin

$$T_s = t_{st} + 273,2 = 1011,7 + 273,2 = 1284,8 \text{ K} \quad (10.1.7)$$

Korekce o sálání volných prostorů

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{T_0}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_s}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1436,1}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,807}{1,320}\right)^{0,07} = 1,346 \quad (10.1.8)$$

$$\alpha'_{sal} = k_0 \cdot \alpha_{sal} = 1,346 \cdot 29,494 = 39,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.1.9)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 86,1 + 39,7 = 125,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.1.10)$$

## 10.2 Součinitel přestupu tepla na straně pracovního media-páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,062}{0,052} \cdot \left(\frac{13,9 \cdot 0,052}{8,934 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,31^{0,4} =$$

$$= 1968,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1} \quad (10.2.1)$$

Součinitel tepelné vodivosti pro páru:

$$\lambda = 0,062 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 8,934 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = 1,31$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{D - 2 \cdot t}{1000} = \frac{63,3 - 2 \cdot 5,6}{1000} = 0,052 \text{ m} \quad (10.2.2)$$

kde:

D...vnější průměr trubek přehříváku, D=63,3 mm

t... tloušťka trubek, t=5,6 mm

Průtočná rychlost páry v trubkách

$$w_p = \frac{m \cdot \nu}{S} = \frac{4 \cdot m_p \cdot \nu}{58 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 43,917 \cdot 0,0377}{58 \cdot \pi \cdot 0,0633^2} = 17,601 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.2.3)$$

Kde:

Průtočná hmotnost je dána celkovým hmotovým množstvím od kterého je odečten vstřík před SH3

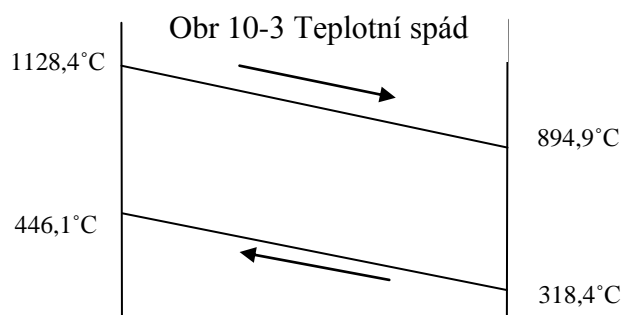
$$m_p = m_{pp} - m_{vs2} = 47,222 - 1,417 = 45,805 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.2.4)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{382,2 - 576,6}{\ln \frac{382,2}{576,6}} = 627,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_v = t_{spv} - t_{pv} = 1128,36 - 446,1 = 382,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{spm} - t_{pm} = 894,9 - 318,4 = 576,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{\psi \cdot 125,7}{1 + \frac{125,7}{1968,2}} = 100,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.2.8)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

tepelný výkon potřebný pro ohřátí páry

$$Q_s = m \cdot (i_e - i_i) = 45,806 \cdot (3280,0 - 2912,0) = 16856,4 \text{ kW}$$

(10.2.9)

$i_e$ ...3280 kJ·kg<sup>-1</sup> Entalpie páry na výstupu z PII pro tlak 7MPa a teplotu 446,4 °C

$i_i$ ...2912,0 kJ·kg<sup>-1</sup> Entalpie páry na vstupu do PII pro tlak 6,9 MPa 321,5 °C

Potřebná plocha přehříváku

$$S_{SH2} = \frac{Q_s}{k \cdot \Delta t} = \frac{16856,4 \cdot 10^3}{100,5 \cdot 627,9} = 267,2 \text{ m}^2 \quad (10.2.10)$$

## 10.3 Membránová stěna

### 10.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,116}{0,286} \cdot \left( \frac{15,891 \cdot 0,286}{1,745 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 0,613^{0,4} = 25,9 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.3.1)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 23,948}{333,119} = 0,286 \text{ m} \quad (10.3.2)$$

Světlý průřez kanálu

$$F = 23,948 \text{ m}^2 \quad (10.3.3)$$

Obvod kanálu

$$O = 333,179 \text{ m} \quad (10.3.4)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.3.5)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1284,8_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,4}{1284,8_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,4}{1284,8}} = 26,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalín

$$T_z = t + 25 \text{ °C} + 273,15 = 289,2 + 25 + 273,15 = 587,4 \text{ K} \quad (10.3.6)$$

Teplota proudu spalín

$$T_s = 1111,7 + 273,15 = 1284,8 \text{ K} \quad (10.3.7)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s = 0,85 \cdot 52,63 = 44,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.3.8)$$

Střední logaritmický teplotní spád

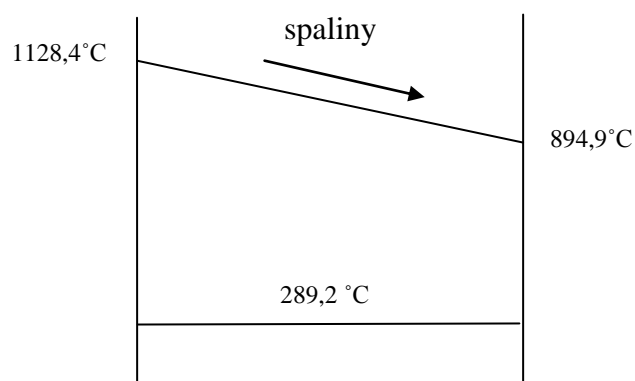
$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{839,2 - 605,8}{\ln \frac{839,2}{605,8}} = 716,2 \text{ °C}$$

pro:

$$\Delta t_v = t_{sv} - t_{vv} = 1128,36 - 289,20 = 839,2 \text{ °C}$$

$$\Delta t_m = t_{sm} - t_{vm} = 894,96 - 289,20 = 605,8 \text{ °C}$$

Obr.10-4 Teplotní spád



Přenesený tepelný výkon

$$P = S \cdot k \cdot \Delta t = 32,832 \cdot 41,1 \cdot 716,2 = 1051,9 \text{ kW} \quad (10.3.12)$$

## 10.4 Závěsné trubky

Tab 10.1 Parametry závěsných trubek

Průměr závěsných trubek	42,4	mm
Tloušťka stěny	5	mm
Počet závěsných trubek	59	-

Teplota páry na vstupu:  $t_i=294,3$  °C

Entalpie páry na vstupu:  $i_i=2799,3$  °C

Teplota páry na výstupu:  $t_o=296,4$  °C

Průtočná plocha pro páru

$$S_{zt} = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 59 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0324^2}{4} = 0,0486 \text{ m}^2 \quad (10.4.1)$$

kde:

$$d = D - 2 \cdot t = 42,4 - 2 \cdot 5 = 32,4 \text{ mm}$$

Průtočná rychlost:

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,0266}{0,0486} = 24,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.4.2)$$

### 10.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalinové strany

-stejný jako u membránové stěny

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,111}{0,288} \cdot \left( \frac{24,1 \cdot 0,288}{1,637 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,613^{0,4} = 25,89 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.4.3)$$

### 10.4.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \quad (10.4.4)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot \frac{1 - \left( \frac{591,2}{1284,8} \right)^{3,6}}{1 - \frac{591,2}{1284,8}} = 26,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplota nánosu

$$T_z = t_z + 273,15 = 591,2 \text{ K} \quad (10.4.5)$$

Teplota proudu spalín

$$T_s = 1284,8 \text{ K} \quad (10.4.6)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 25,9 + 26,9 = 52,8 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.4.7)$$

### 10.4.3 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} =$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0647}{0,0324} \cdot \left( \frac{15,890 \cdot 0,0324}{8,935 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,530^{0,4}$$

$$\alpha_p = 4800,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel tepelné vodivosti páry

$$\lambda = 0,0647 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

dynamická viskozita

$$\mu = 1,92 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 5,313 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 5,142 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,92 \cdot 10^{-6} \cdot 5,142 \cdot 10^3}{0,0647} = 1,530 \quad (10.4.8)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = 0,0324 \text{ m} \quad (10.4.9)$$

Ekvivalentní průměr se rovná vnitřnímu průměru závěsné trubky

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 52,8}{1 + \frac{52,8}{4800,5}} = 44,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel tepelné efektivity

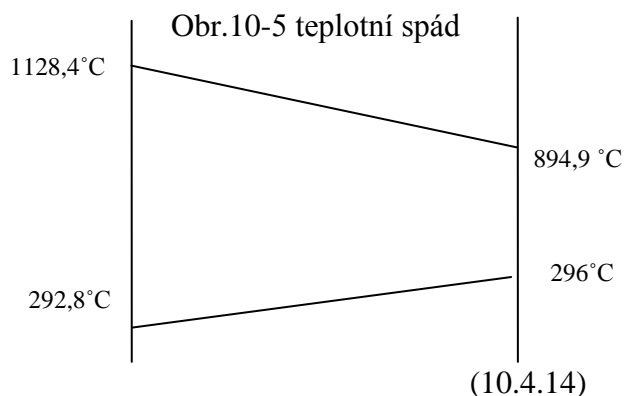
$$\psi = 0,85$$

$$\Delta t_v = t_{sv} - t_{vv} = 1128,4 - 294,3 = 834,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{sm} - t_{vm} = 894,9 - 296,5 = 598,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{834,1 - 598,5}{\ln \frac{834,1}{598,5}} = 709,8 \text{ }^\circ\text{C}$$



Přenesené teplo do závěsných trubek

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 13,125 \cdot 40,783 \cdot 659,5 = 413,6 \text{ kW} \quad (10.4.15)$$

Entalpie výstupní páry:

$$i_o = \frac{Q + i_i \cdot m}{m} = \frac{413,6 + i_i \cdot m}{m} = 2808,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (10.4.16)$$

Této entalpii odpovídá teplota páry na konci závěsných trubek 296,4 °C

Procentuelní odchylka přehříváku

$$S_{skut} = \left(1 - \frac{Sid}{S}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{267,2}{274,4}\right) \cdot 100 = 2,64 \text{ } \% \quad (10.4.17)$$

Vyhovuje požadavkům do 3% odchylky

Teplota spalin na výstupu z přehříváku

$$i_m = \frac{m_{pv} \cdot i_v - \Sigma Q}{m_{pv}} = \frac{4,165 \cdot 19370 - (16856 + 10519 + 413,5)}{4,165} = 14971,1 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Entalpii 14971,1 kJ·Nm<sup>-3</sup> odpovídá teplota 894,9 °C

### 10.5 Výpočet teploty stěny trubky

Jedná se o kontrolní výpočet teploty stěny trubky, aby bylo zjištěno, zda nepřesahuje nároky na materiál trubek tvořících přehřívák. Ve výpočtu neuvažují tloušťky nánosů spalin. Výskyt nánosů na spalinové straně zhoršuje přenos tepla, jelikož představuje další člen s tepelným odporem. Výpočet provádím pro střední hodnoty teploty spalin a páry, jelikož existují z předešlého výpočtu známé součinitele přestupu tepla.

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{R}{r}\right) + \frac{1}{\alpha_p}} = \frac{1401,5 - 719,3}{\frac{1}{125,8} + \frac{1}{42} \cdot \ln\left(\frac{0,03165}{0,02605}\right) + \frac{1}{1968,2}} = 52094 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.5.1)$$

Tepelná vodivost stěny trubky  
trubky

$$\lambda = 42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přesupu tepla na straně spalin

$$\alpha_s = 115,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry

$$\alpha_p = 1514,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Termodynamická teplota spalin

$$T_1 = t_{sv} + 273,2 = 1128,4 + 273,15 = 1401,6 \text{ K}$$

Termodynamická teplota páry

$$T_2 = t_{pv} + 273,2 = 446,1 + 273,2 = 719,3 \text{ K}$$

Teplota na vnějším povrchu stěny trubky

$$q = \frac{T_1 - T_{x1}}{\frac{1}{\alpha_1}} \Rightarrow T_{x1} = T_1 - \frac{q}{\alpha} = 1401,5 - \frac{52094}{115,8} = 987 \text{ K} = 714 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(10.5.4)

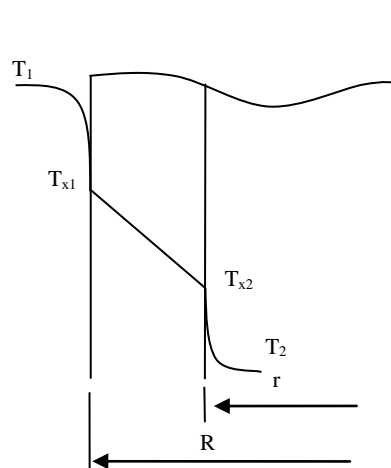
Teplota na vnitřním povrchu stěny trubky

$$T_{x2} = T_2 + \frac{q}{\alpha_2} = 719,3 + \frac{52094}{1968} = 746 \text{ K} = 472 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.5.5)$$

Průběh teploty po tloušťce trubky je znázorněn graficky na obrázku.

Intervalu teplot  $t_{x1}$  a  $t_{x2}$  by odpovídala nutnost užití austenitického materiálu-např. 17 341.

Obr.10-6 Průběh teploty po stěně





## 11 Přehřívák PIII

Jedná se o souproutý výměník tepla. Pára na výstupu z něj má jmenovité parametry 485 °C, 6,7 MPa,  $m_p=170\text{t/h}$ . Přehřívák je situován mezi PII a PI

Obr. 11-1 Rozteče trubek přehříváku

Teplota spalin:

Teplota spalin na začátku:

$$t_i = 895,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na konci:

$$t_o = 781,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

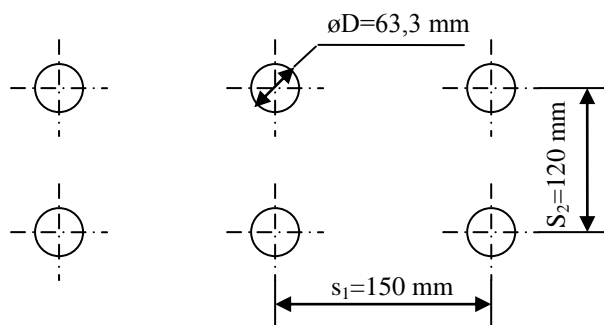
Teplota páry

Vstupní teplota páry:

$$t_{pi} = 420,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na konci:

$$t_{po} = 485 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{895,0 + 781,2}{2} = 838,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

střední teplota páry

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{485 + 420,1}{2} = 452,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průtočná plocha spalin

$$S_p = A \cdot B - n \cdot D \cdot l - n_z \cdot \frac{\pi \cdot D_z^2}{4}$$

$$S_p = 5,270 \cdot 4,560 - 29 \cdot 0,0633 \cdot 5,1739 - 59 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0424^2}{4} = 13,675 \text{ } m^2$$

(11.3)

kde:

A...rozměr spalinového kanálu, A=5,270 m

B...rozměr spalinového kanálu, B=4,560 m

n...počet hadů, n=29

$n_z$ ...počet závěsných trubek,  $n_z=59$

$D_z$ ...průměr závěsných trubek.  $D_z=42,4 \text{ mm}$

Rychlost spalin:

$$w_{spo} = \frac{Q_{sp}}{S} \cdot \frac{273 + t_{st}}{273} = \frac{46,20}{13,675} \cdot \frac{273,15 + 838,1}{273,15} = 13,774 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (11.4)$$

$Q_{sp}$ ...objemové množství spalin,  $Q_{sp}=46,2\text{Nm}^3$

$S_p$ ...průtočná plocha spalin,  $S_p=13,165 \text{ } m^2$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot P_r^{0,33} = 0,2 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot \frac{0,093}{63,3 \cdot 10^{-3}} \cdot \left( \frac{11,502 \cdot 63,3 \cdot 10^{-3}}{1,234 \cdot 10^{-5}} \right) \cdot 0,629$$

$$\alpha_k = 80,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

(11.5)

$$C_s = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot 2,370_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,896}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,0$$

(11.6)

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{120}{63,3} = 1,896$$

(11.7)

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{150}{63,3} = 2,370$$

(11.8)

Součinitel tepelné vodivosti spalín

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_{stř} = 1,05 \cdot 0,089 = 0,099 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

(11.9)

$$\lambda_{stř} = 0,095 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1,03 \cdot 1,120 \cdot 10^{-5} = 1,376 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

(11.10)

Hustota spalín

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{273}{t + 273} = 1,20 \cdot \frac{273,15}{88,1 + 273,15} = 0,30 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

(11.11)

Prandtlovo číslo

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,375 \cdot 10^{-5} \cdot 1,489 \cdot 0,30 \cdot 10^3}{0,093} = 0,629$$

(11.12)

### 11.1.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,158 \cdot 1111,1^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{750,7}{1111,1} \right)^{3,6}}{1 - \frac{750,7}{1111,1}} =$$

$$\alpha_{sal} = 25,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

(11.1.1)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) =$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,0282 \cdot 0,269}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{837,93 + 273,15}{1000} \right) = 22,659 \quad (11.1.2)$$

Tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 63,3 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,150 \cdot 0,120}{63,3 \cdot 10^{-6}} - 1 \right) = 0,269 \text{ m} \quad (11.1.3)$$

$s_1$ ...rozteč trubek,  $s_1=150$  mm

$s_2$ ...rozteč trubek,  $s_2=120$  mm

$D$ ...vnější průměr trubek přehříváku,  $D=63,3$  mm

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_{\mu_{pk}}) \cdot p \cdot s = (22,659 \cdot 0,282 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,269 = 0,179 \quad (11.1.4)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,179} = 0,158 \quad (11.1.5)$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t + \Delta t = t + 25^\circ\text{C} = 452,5 + 25 = 477,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.5.6)$$

$$T_z = t_z + 273,2 = 477,5 + 273,15 = 750,7 \text{ K} \quad (11.1.7)$$

$$T_s = t_s + 273,2 = 768,2 + 273,15 = 1111,1 \text{ K} \quad (11.1.8)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 80,4 + 25,9 = 106,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.1.9)$$

### 11.1.2 Součinitel přestupu tepla na straně pracovního media-páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0691}{0,0521} \cdot \left( \frac{17,831 \cdot 0,0521}{1,237 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,965^{0,4} =$$

$$= 1486,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.1.10)$$

Součinitel tepelné vodivosti pro páru:

$$\lambda = 0,0691 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 1,237 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

měrná tepelná kapacita

$$c_p = 2,470 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

dynamická viskozita

$$\eta = 2,698 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Prandtlovo číslo páry

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{2,698 \cdot 10^{-5} \cdot 2,470 \cdot 10^3}{0,069} = 0,970 \quad (11.1.11)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = D - 2 \cdot t = (63,3 - 2 \cdot 5,6) \cdot 10^{-3} = 0,0521 \text{ m} \quad (11.1.12)$$

D...vnější průměr trubky přehříváku D=63,3 mm,

t...tloušťka stěny trubky t=5,6 mm,

Průtočná rychlost páry v trubkách

$$w_p = \frac{m_p \cdot \nu}{S} = \frac{47,222 \cdot 0,04669}{0,1237} = 17,686 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.1.13)$$

Kde:

S...průtočná plocha, S=0,1237 m<sup>2</sup>v...měrný objem páry, v=0,0467 kg·m<sup>-3</sup>m<sub>p</sub>...průtočné množství páry,m<sub>p</sub>=47,222 kg·s<sup>-1</sup>

Střední logaritmičkový teplotní spád

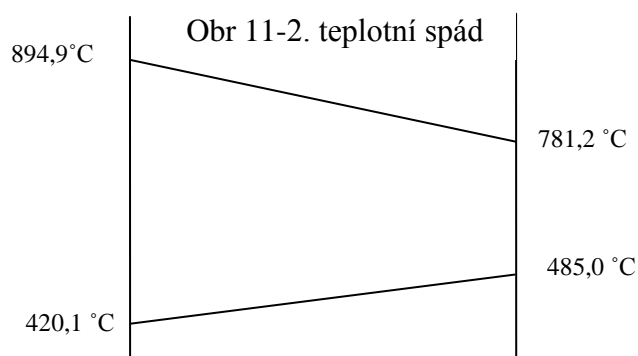
$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{474,9 - 295,9}{\ln \frac{474,9}{295,9}} = 378,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_v = 894,97 - 420,1 = 474,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 781,2 - 485,0 = 295,91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 106,3}{1 + \frac{106,3}{1486,9}} = 84,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.1.17)$$



Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

tepelný výkon potřebný pro ohřátí páry

$$Q_s = m \cdot \Delta i_p = 47,222 \cdot (3378,5 - 3247,5) = 7697,2 \text{ kW} \quad (11.1.18)$$

Potřebná plocha přehříváku

$$S_i = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{7697,21 \cdot 10^3}{84,4 \cdot 378,5} = 241,0 \text{ m}^2 \quad (11.1.19)$$

Plocha přehříváku

$$S = i \cdot n \cdot \pi \cdot D \cdot l = 58 \cdot \pi \cdot 63,3 \cdot 10^{-3} \cdot 5,153 = 238,7 \text{ m}^2 \quad (11.1.20)$$

i...počet záhybů

n...počet trubek jedné dvouřadě

D...průměr trubek přehříváku

l... zjednodušená délka v tahu

S uvažovanými 4 záhyby by byla odchylka od ideální plochy:

$$\Delta x = \frac{1 - S_i}{S_s} \cdot 100 = \frac{1 - 241,0}{238,7} \cdot 100 = -2,43\% \quad (11.1.21)$$

## 11.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí

(11.2.1)

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,09314}{0,17136} \cdot \left( \frac{11,5 \cdot 0,1713}{1,235 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,638^{0,4} = 27,013 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 14,274}{333,179} = 0,17136 \quad (11.2.2)$$

Světlý průřez kanálu

$$F = 14,274 \text{ m}^2 \quad (11.2.3)$$

Obvod kanálu

$$O = 333,1790 \text{ m}^2 \quad (11.2.4)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním (11.2.5)

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1642 \cdot 1111,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,3}{1111,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,3}{1111,1}} = 21,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t + 25 = 289,2 + 25 = 314,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.2.6)$$

$$T_z = 314,2 + 273,2 = 587,3 \text{ K} \quad (11.2.7)$$

Teplota proudu spalin

$$T_s = 1111,1 \text{ K} \quad (11.2.8)$$

Pro stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,1793} = 0,1642$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 27,013 + 21,189 = 48,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s = 0,85 \cdot 48,2 = 40,97 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\psi = 0,85$$

Střední logaritmický teplotní spád

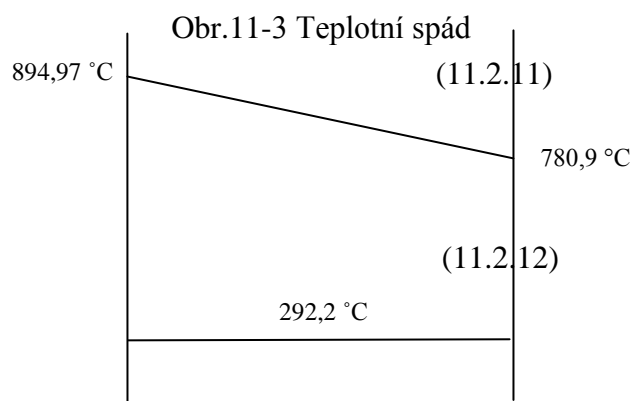
$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{605,8 - 491,8}{\ln \frac{605,8}{491,8}} = 546,8 \quad (11.2.12)$$

$$\Delta t_v = 894,97 - 289,15 = 605,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.2.13)$$

$$\Delta t_m = 780,90 - 289,15 = 491,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.2.14)$$

Přenesený tepelný výkon

$$P = S \cdot k \cdot \Delta t = 30,276 \cdot 40,97 \cdot 546,8 = 678,3 \text{ kW} \quad (11.2.15)$$



### 11.3 Závěsné trubky

Parametry závěsných trubek

Průměr závěsných trubek	42,4	mm
Tloušťka stěny	5	mm
Počet závěsných trubek	59	-

Teplota páry na začátku:  $t_i=296,5$  °C

Entalpie spalin na začátku:  $i_i=2808,7$  kJ·kg<sup>-1</sup>

Teplota páry na konci:  $t_o=297,8$  °C

Střední teplota:

$$w_p = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{296,5 + 297,8}{2} = 297,2 \text{ °C} \quad (11.3.0)$$

Průtočná rychlost:

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,02664}{0,0486} = 24,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.3.1)$$

kde:

$v$ ...měrný objem páry pro střední teplotu,  $v=0,02664$  m<sup>3</sup>·kg<sup>-1</sup>

#### 11.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalinové strany

-stejný jak u mebránové stěny

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 27,015 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.3.2)$$

#### 11.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1643 \cdot 991,6^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{595,3}{1111,1} \right)^{3,6}}{1 - \frac{595,3}{1111,1}} =$$

$$= 21,402 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplota nánosů

$$t_z = t_{ms} + 25 = 297,2 + 25 = 322,15 \text{ °C} \quad (11.3.4)$$

$$T_z = 318,4 + 273,2 = 595,3 \text{ K} \quad (11.3.5)$$

Teplota proudu spalin

$$T_s = 838,1 + 273,2 = 1111,2 \text{ K} \quad (11.3.6)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 24,0 + 21,402 = 48,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.3.7)$$

### 11.3.3 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

$$\begin{aligned} \alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0635}{0,0324} \cdot \left( \frac{24,1 \cdot 0,0324}{5,348 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,454^{0,4} = \\ &= 4565,4 \cdot \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (11.3.8)$$

Součinitel tepelné vodivosti páry

$$\lambda = 0,0635 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

dynamická viskozita

$$\eta = 1,952 \cdot 10^{-5}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 5,348 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 4,729 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,952 \cdot 10^{-5} \cdot 4,729 \cdot 10^3}{0,0647} = 1,454 \quad (11.3.9)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = (D - 2 \cdot t) \cdot 10^{-3} = (42,4 - 2 \cdot 5) \cdot 10^{-3} = 0,0324 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla

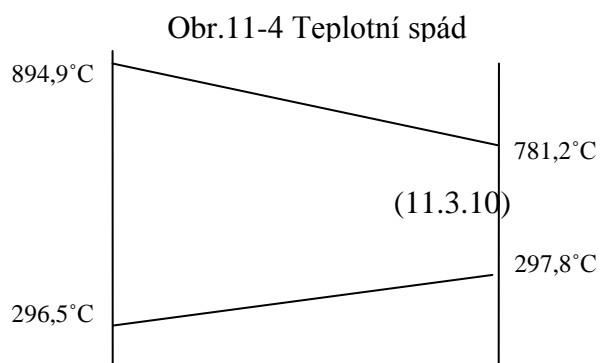
$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 48,4}{1 + \frac{47,7}{4565,4}} = 40,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.3.10)$$

Součinitel tepelné efektivnosti

$$\psi = 0,85$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{598,5 - 483,4}{\ln \frac{598,5}{483,4}} = 538,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.3.11)$$





$$\Delta t_v = 894,97 - 296,5 = 598,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.3.12)$$

$$\Delta t_m = 781,2 - 297,8 = 483,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.3.13)$$

Přenesené teplo do závěsných trubek

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 12,103 \cdot 40,2 \cdot 472,2 = 265594 \text{ W} \quad (11.3.14)$$

Entalpie výstupní páry:

$$i_o = \frac{Q + i_i \cdot m}{m} = \frac{265,594 + 2797,9 \cdot 43,917}{43917} = 2814,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (11.3.15)$$

Procentuelní odchylka

$$S_{skut} = \left(1 - \frac{S_{id}}{S}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{241}{235,2}\right) \cdot 100 = -2,43 \text{ \%} \quad (11.3.16)$$

Vyhovuje požadavkům do  $\pm 3\%$ .

Entalpie spalin na výstupu z bloku přehříváku

$$i_m = \frac{m_{pv} \cdot i_v - \Sigma Q}{m_{pv}} = \frac{4,165 \cdot 14971,1 - (7697,2 + 678,6 + 265,6)}{4,165} = 12896,3 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Této entalpii odpovídá teplota:

781,2  $^\circ\text{C}$

## 12 Přejhřívák PI

Jedná se o protiproudý výměník tvořený 58. dvouhady. Do přehříváku vstupuje pára ze společné komory se závěsnými trubkami. Přejhřívák je situován ve spodní část tahu. Přejhřívák je podepřen dvěma řadami závěsných trubek. Třetí řada-prostřední slouží pouze ke snížení rychlosti proudící páry.

Teplota spalin na začátku:

$$t_i = 781,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na konci:

$$t_{pi} = 676,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vstupní teplota páry: 300,8 °C

Teplota páry na konci: 341,9 °C

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{781,2 + 676,6}{2} = 728,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

střední teplota páry

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{300,8 + 341,9}{2} = 321,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průtočná plocha spalin

$$S_p = A \cdot B - n \cdot D \cdot l - \frac{\pi \cdot D_z^2}{4} \cdot n_z = 5,270 \cdot 4,560 - 29 \cdot 0,0633 \cdot 5,173 - \frac{\pi \cdot 0,0633^2}{4} \cdot 59 = 13,674 \text{ } m^2 \quad (12.3)$$

kde:

A...rozměr spalinového kanálu

B...rozměr spalinového kanálu

n...počet trubek přehříváku

D<sub>z</sub>...průměr závěsných trubek

n<sub>z</sub>...počet závěsných trubek

Rychlost spalin:

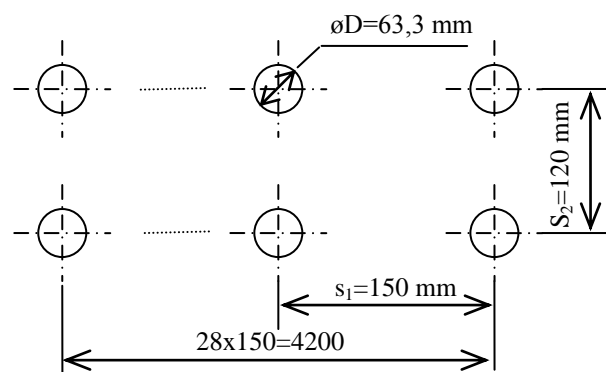
$$w_{spo} = \frac{Q_{sp}}{S} \cdot \frac{273 + t_{ST}}{273} = \frac{46,200}{13,674} \cdot \frac{273,15 + 728,9}{273,15} = 12,394 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (12.4)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot P_r^{0,33} = 0,2 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot \frac{0,0887}{0,0633} \cdot \left( \frac{12,394 \cdot 0,0633}{1,0387 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,644^{0,33} =$$

$$= 76,0 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (12.5)$$

Obr. 12-1 Rozteče trubek přehříváku



Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{150}{63,3} = 2,370 \quad (12.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{120}{63,3} = 1,896 \quad (12.7)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,370_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,896}{2}\right)^3\right]^2} = 1,0 \quad (12.8)$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_{stř} = 1,04 \cdot 0,0802 = 0,0887 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{k}^{-1} \quad (12.9)$$

$$\lambda_{stř} = 0,0852 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$$

$$M_\lambda = 1,04$$

Kinematická viskozita

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1,02 \cdot 1,0488 \cdot 10^{-4} = 1,147 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.10)$$

$$\nu_{stř} = 1,125 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$M_\lambda = 1,02$$

Hustota spalin

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{273}{t + 273} = 1,20 \cdot \frac{273,15}{728,9 + 273,15} = 0,336 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (12.11)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 1,482 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,147 \cdot 1,482 \cdot 0,336 \cdot 10^3}{0,0834} = 0,644 \quad (12.12)$$

### 12.1.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (12.1.1)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,168 \cdot 1002,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{619,5}{1002,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{619,5}{1002,1}} = 18,661 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplota nánosů

$$t_z = t_{ms} + 25 = 321,4 + 25 = 346,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.1.2)$$

$$T_z = 346,4 + 273,15 = 619,5 \text{ } \text{K} \quad (12.1.3)$$

Teplota proudu spalin

$$T_s = 728,9 + 273,2 = 1002,1 \text{ } \text{K} \quad (12.1.4)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \quad (12.1.5)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot 0,269} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{728,9 + 273,15}{1000} \right) = 24,211$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0633 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,150 \cdot 0,120}{0,0633^2} - 1 \right) = 0,269 \text{ } m \quad (12.1.6)$$

Optická hustota plamene

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (24,211 \cdot 0,282 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,269 = 0,184 \quad (12.1.7)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \quad (12.1.8)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 76,0 + 18,7 = 94,7 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (12.1.9)$$

### 12.1.2 Součinitel přestupu tepla na straně pracovního media-páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0601}{0,0521} \cdot \left( \frac{11,120 \cdot 0,0521}{7,497 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,281^{0,4} =$$

$$\alpha_p = 1707,5 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (12.1.10)$$

Součinitel tepelné vodivosti pro páru:

$$\lambda = 0,0601 \text{ } W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 6,443 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 3,713 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{20,058 \cdot 10^{-5} \cdot 3,713 \cdot 10^3}{0,0601} = 1,271 \quad (12.1.11)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = (D - 2 \cdot t) \cdot 10^{-3} = (63,3 - 2 \cdot 5,6) \cdot 10^{-3} = 0,0521 \text{ m} \quad (12.1.12)$$

D...vnější průměr trubky, D=63,3 mm

t...tloušťka stěny trubky, t=5,6 mm

Průtočná rychlost páry v trubkách

$$w_p = \frac{m \cdot \nu}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,031}{0,1236} = 11,120 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.1.13)$$

Kde:

Průtočná hmotnost je dána celkovým hmotovým množstvím od kterého je odečten vstřík před

$$m_p = m_{pp} - m_{vs1} - m_{vs2} = 47,222 - 1,417 - 1,889 = 43,917 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.1.14)$$

Obr. 12.2 Teplotní spád na přehříváku

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{382,6 - 325,4}{\ln \frac{382,6}{325,4}} = 353,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_v = 781,2 - 341,9 = 439,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 676,6 - 300,8 = 375,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla

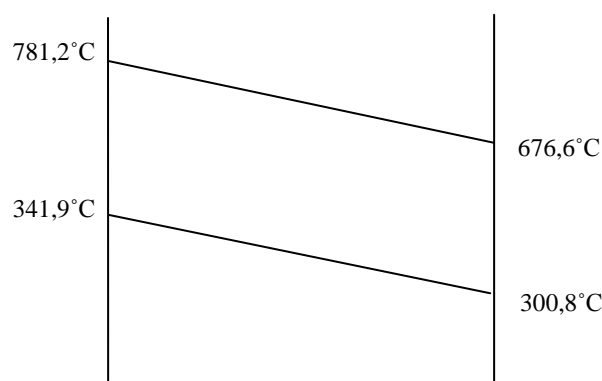
$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 94,7}{1 + \frac{94,7}{1693,1}} = 76,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

tepelný výkon potřebný pro ohřátí páry

$$Q_s = m \cdot \Delta i_p = 43,917 \cdot (2968,8 - 2817,9) = 7044,95 \text{ kW} \quad (12.1.19)$$



Potřebná plocha přehříváku

$$S_{SH2} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{6626,5 \cdot 10^3}{68,8 \cdot 353,4} = 227,2 \text{ m}^2 \quad (12.1.20)$$

Procentuelní odchylka přehříváku

$$x = \left(1 - \frac{S_{id}}{S}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{227,2}{232,9}\right) \cdot 100 = 2,4 \text{ \%} \quad (12.3.28)$$

Vyhovuje požadavkům do  $\pm 3\%$  odchylky

## 12.2 Membránová stěna

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0887}{0,1714} \cdot \left(\frac{12,394 \cdot 0,1714}{1,147 \cdot 10^{-7}}\right) \cdot 0,644 = 25,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 14,274}{333,179} = 0,083 \text{ m} \quad (12.2.2)$$

Světlý průřez kanálu

$$F = 14,274 \text{ m}^2 \quad (12.2.3)$$

Obvod průřez kanálu

$$O = 333,179 \text{ m} \quad (12.2.4)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (12.2.5)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1729 \cdot 943,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,4}{943,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,4}{943,8}} = 17,86 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Obr.12-3 Teplotní spád na membr. stěně

$$T_z = t_z + 273,2 = 314,2 + 273,2 = 587,3 \text{ K}$$

Teplota proudu spalín

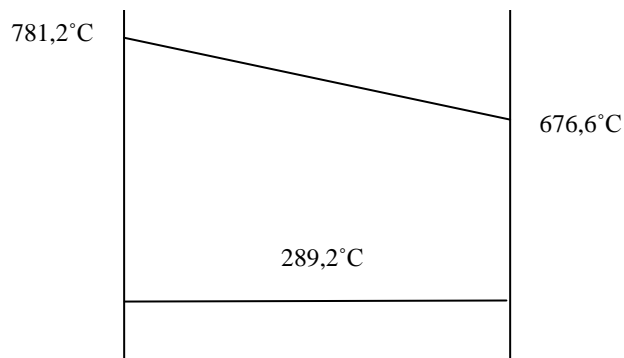
$$T_s = t_{st} + 273,2 = 670,6 + 273,2 = 1002,1 \text{ K}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 25,9 + 17,86 = 43,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s = 0,85 \cdot 43,7 = 37,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.2.9)$$



Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{429,1 - 387,5}{\ln \frac{429,2}{387,5}} = 379,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.2.10)$$

$$\Delta t_v = 781,24 - 289,2 = 492,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.2.11)$$

$$\Delta t_m = 676,6 - 289,2 = 387,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.2.12)$$

Plocha výparníku

$$S_m = 32,832 \text{ } m^2 \quad (12.2.13)$$

Přenesený tepelný výkon

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 543,2 \text{ } kW \quad (12.2.14)$$

### 12.3 Závěsné trubky

Tab.12.1 Parametry závěsných trubek

Průměr závěsných trubek	42,4	mm
Tloušťka stěny	5	mm
Počet závěsných trubek	59	-

Průtočná rychlost páry:

$$w_p = \frac{M_p \cdot v}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,2664}{0,049} = 24,8 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (12.3.1)$$

#### 12.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalínové strany

-stejný jak u mebránové stěny (12.3.2)

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0887}{0,1714} \cdot \left( \frac{12,394 \cdot 0,1714}{1,147 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 0,644 = 25,9 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel tepelné vodivosti spalín

$$\lambda = M_\lambda \cdot \lambda_{sř} = 1,04 \cdot 0,0852 = 0,0889 \text{ } W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \quad (12.3.3)$$

Kinematická viskozita

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1,02 \cdot 1,0488 \cdot 10^{-4} = 1,147 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.3.4)$$

Hustota spalin

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{273}{t + 273} = 1,231 \cdot \frac{273}{670,6 + 273} = 0,356 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (12.3.5)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 1,482 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlův číslo

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,147 \cdot 1,482 \cdot 0,356 \cdot 10^3}{0,0889} = 0,644 \quad (12.3.6)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 14,2736}{333,1790} = 0,17136 \text{ m} \quad (12.3.7)$$

Světlý průřez kanálu

$$F = 14,2736 \text{ m}^2 \quad (12.3.8)$$

Obvod kanálu

$$O = 333,1790 \text{ m} \quad (12.3.9)$$

### 12.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot a \cdot 1002,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{592,6}{1002,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{592,6}{1002,1}}$$

$$\alpha_{sal} = 18,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.3.10)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,184} = 0,168 \quad (12.3.11)$$

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k \cdot \mu_{pk}) \cdot 0,1 \cdot 0,269 = 0,184 \quad (12.3.12)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \quad (12.3.13)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{0,1 \cdot 0,269}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{728,9 + 273,15}{1000} \right) = 24,211$$



Teplota zaneseného povrchu

$$t_z = t_{sm} + 25 = 298,4 + 25 = 319,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.3.14)$$

$$T_z = 319,4 + 273,2 = 592,6 \text{ } \text{K} \quad (12.3.15)$$

Teplota proudu spalin

$$T_s = t_s + 273,2 = 1002,1 \text{ } \text{K} \quad (12.3.16)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 24,9 + 18,1 = 44,0 \text{ } \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.3.17)$$

### 12.3.3 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel tepelné vodivosti páry

$$\lambda = 0,0633 \text{ } \text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

dynamická viskozita

$$\eta = 1,956 \cdot 10^{-5} \text{ } \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 5,383 \cdot 10^{-7} \text{ } \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 4,672 \text{ } \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,962 \cdot 10^{-5} \cdot 4,672 \cdot 10^3}{0,0633} = 1,440 \quad (12.3.18)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = (D - 2 \cdot t) \cdot 10^{-3} = (42,4 - 2 \cdot 5) \cdot 10^{-3} = 0,0324 \text{ } \text{m} \quad (12.3.19)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0633}{0,0324} \cdot \left( \frac{24,1 \cdot 0,0324}{5,383 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,440^{0,4} =$$

$$= 4529,7 \text{ } \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.3.20)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 44,0}{1 + \frac{44,0}{4529,7}} = 37,0 \text{ } \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.3.21)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Střední logaritmický teplotní spád:

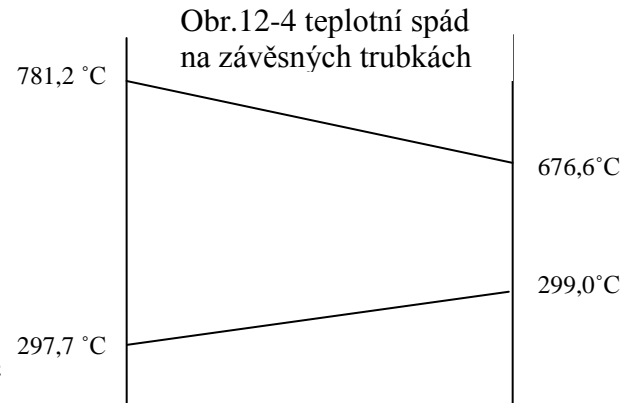
$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{483,4 - 377,6}{\ln \frac{483,4}{377,6}} = 428,3$$

$$\Delta t_v = 871,2 - 297,8 = 483,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 676,6 - 299,0 = 377,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Plocha závěsných trubek

$$S = n \cdot \pi \cdot D \cdot l = 59 \cdot \pi \cdot 0,0424 \cdot 1,670 = 13,125 \text{ } m^2$$



Přenesené teplo do závěsných trubek

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 13,125 \cdot 32,2 \cdot 374,2 \cdot 10^{-3} = 208,0 \text{ } kW \quad (12.3.26)$$

Entalpie výstupní páry:

$$i_o = \frac{Q + i_i \cdot m}{m} = \frac{208,0 + 2814 \cdot 43,917}{43,917} = 2819,5 \text{ } kJ \cdot kg^{-1} \quad (12.3.27)$$

Entalpie spalin na výstupu z bloku

$$i_m = \frac{m_{pv} \cdot i_v - \Sigma Q}{m_{pv}} = \frac{4,165 \cdot 12896,3 - (7044,9 + 504,2 + 208,0)}{4,165} = 11026,7 \text{ } kJ \cdot Nm^{-3}$$

Této entalpii odpovídá teplota 676,4 °C

## 13 Prostor pod PI

Tento prostor tvoří membránová stěna a závěsné trubky. Závěsné trubky zde ocházejí z tahu. Pro jejich nepravidelnost-různé délky, sklony a počty trubek v jednotlivých řadách výpočet zjednoduší. Pravděpodobně by také docházelo ke zkratu spalin a jejich obtékání místy s větším průtočným průřezem, jež se vlivem konstrukce po vodorovné ose mění. Proto uvažují celek jako podélné proudění přejímající vlastnosti hlavní výhřevné plochy-výparníku.

Teplota vstupujících spalin:

$$t_i = 676,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota vystupujících spalin:

$$t_o = 657,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{676,6 + 657,9}{2} = 667,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.1)$$

Střední průtočný průřez:

$$S = A \cdot B - n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 5,270 \cdot 4,50 - 59 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0443^2}{4} = 23,948 \text{ m}^2 \quad (13.2)$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{spo} = \frac{Q_{sp}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{46,20}{23,948} \cdot \frac{273,15 + 667,3}{273,15} = 6,645 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.3)$$

### 13.1 Výparník

Součinitel přestupu tepla konvekcí (13.1.1)

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0799}{3,481} \cdot \left( \frac{6,645 \cdot 3,481}{1,01 \cdot 10^{-5}} \right) = 9,178 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepeľná vodivost spalin

$$\lambda = 0,0799 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

kinematická viskozita spalin

$$\nu = 1,01 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 1,470 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hustota spalin

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{273}{t + 273} = 1,20 \cdot \frac{273,15}{667,3 + 273,15} = 0,40 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (13.1.2)$$

Prandtlovo číslo

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{1,01 \cdot 10^{-5} \cdot 1,470 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{0,080} = 0,738 \quad (13.1.3)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 23,948}{27,519} = 3,481 \text{ m} \quad (13.1.4)$$

$$F = S$$

$$O = 2 \cdot A + 2 \cdot B + n \cdot \pi \cdot D = 2 \cdot 5,27 + 2 \cdot 4,560 + 59 \cdot \pi \cdot 0,0424 = 27,519 \text{ m} \quad (13.1.5)$$

kde:

A...rozměr spalinového kanálu, A=5,270 m

B... rozměr spalinového kanálu, B=4,650 m

n...počet závěsných trubek, n=59

D...průměr závěsných trubek, D=42,4 mm

### 13.1.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,568 \cdot 940,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{587,3}{940,2}\right)^{3,6}}{1 - \frac{587,3}{940,2}}$$

$$\alpha_{sal} = 52,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.1.6)$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = 289,2 + 25 = 314,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.1.7)$$

$$T_z = t_z + 273,2 = 2819,15 + 273,15 = 587,3 \text{ K} \quad (13.1.8)$$

Teplota proudu spalin

$$T_s = t_{st} + 273,2 = 667,3 + 273,15 = 940,2 \text{ K} \quad (13.1.9)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{st} + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0282 \cdot 0,823}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{667,3 + 273,15}{1000} \right) = 58,424 \quad (13.1.10)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{A \cdot B \cdot h - V_{zt}}{(2 \cdot A \cdot h + 2 \cdot B \cdot h + n \cdot \pi \cdot D \cdot l)} \quad (13.1.11)$$

$$s = \frac{5,27 \cdot 4,56 \cdot 1,47 - 0,277}{(2 \cdot 5,27 \cdot 1,47 + 2 \cdot 4,56 \cdot 1,47 + 26,21)} = 0,510 \text{ m}$$

V...objem závěsných trubek

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_{pk} \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = (58,424 \cdot 0,282 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,51 = 0,840 \quad (13.1.12)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,840} = 0,587 \quad (13.1.13)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 9,17 + 52,7 = 61,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.1.14)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{387,5 - 368,8}{\ln \frac{387,5}{368,8}} = 378,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.1.15)$$

$$\Delta t_v = 676,6 - 289,2 = 387,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.1.16)$$

$$\Delta t_m = 657,9 - 289,2 = 368,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.1.17)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s = 0,85 \cdot 61,9 = 52,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.1.18)$$

Přenesené tepelný výkon do plochy:

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 1013,4 \text{ kW} \quad (13.1.19)$$

## 13.2 Závěsné trubky

Vstupní teplota: 299,0 °C

Výstupní teplota: 300,2 °C

Střední teplota páry

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{299,0 + 300,2}{2} = 299,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.2.1)$$

Rychlost páry v závěsných trubkách

$$w_{spo} = \frac{m \cdot v}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,028}{0,048} = 25,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.2.2)$$

Podélné proudění

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0799}{3,481} \cdot \left( \frac{6,645 \cdot 3,481}{1,01 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} = 9,178 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

-proudění stejné jako u membránové stěny (13.2.3)

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{597,8}{940,2} \right)^{3,6}}{1 - \frac{597,8}{940,2}} = 53,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha = \omega \cdot \alpha_s + \alpha_k = 9,2 + 53,5 = 62,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.2.5)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 62,7}{1 + \frac{62,7}{3325,8}} = 52,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.2.6)$$

Přenesené teplo do závěsných trubek pro podélné proudění

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 18,543 \cdot 52,3 \cdot 367 = 355,932 \text{ kW} \quad (13.2.7)$$

Střední délka trubek

$$l = 2,63 \text{ m}$$

Teplo jdoucí do závěsných trubek v případě příčného proudění

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta t = 11,553 \cdot 52,3 \cdot 367 = 222,141 \text{ kW} \quad (13.2.8)$$

Výstupní entalpie páry ze závěsných trubek

$$i_o = \frac{Q + i_i \cdot m_p}{m_p} = \frac{255,932 + 2819 \cdot 43,917}{43,917} = 2827 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (13.2.9)$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,0633}{0,0324} \cdot \left( \frac{25,098 \cdot 0,0324}{1,128 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 2,55^{0,4} = 3326 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.2.10)$$

kde:

tepelná vodivost páry

$$\lambda = 0,066 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

ekvivalentní průměr-shodný s vnitřním průměrem závěsné trubky

$$d_e = 0,0324 \text{ m}$$

kinematická viskozita

$$\nu = 1,128 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{4,0571 \cdot 10^{-7} \cdot 4,173 \cdot 10^3}{0,066} = 2,55 \quad (13.2.11)$$

Průtočná rychlost páry v závěsných trubkách

$$w = \frac{m \cdot \nu}{S} = \frac{43,917 \cdot 0,0278}{0,0486} = 25,098 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.2.12)$$

v...měrný objem páry výpočtovou střední teplotu a tlak,  $\nu=0,0758 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$   
S... průtočný průřez páry,  $S=0,0486 \text{ m}^2$

$$S = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 59 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0324^2}{4} = 0,0486 \text{ m}^2 \quad (13.2.13)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,85 \cdot 68,765}{1 + \frac{68,765}{3325}} = 52,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.2.14)$$

Entalpie spalin na výstupu

$$i_s = \frac{isz \cdot m_{pv} - \Sigma Q}{m_{pv}} = \frac{11026 \cdot 4,165 - (1013,2 + 222,1)}{4,165} = 10695,5 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (13.2.15)$$

Této entalpii odpovídá teplota 657,8 °C

## 14 Konvekční část výparníku

Tab. 14.1 Parametry trubek výparníku

Název	symbol	rozměr	jednotka
Vnější průměr trubky	d	44,5	mm
Tloušťka stěny trubky	t	0,005	mm
Střední rozteč trubek	s	0,085	mm
Počet trubek v řadě	$n_t$	59	-
Vnější průměr žebra	D	70,5	mm
Výška žebra	$h_z$	13	mm
Rozteč žeber	$s_z$	5,025	mm
Tloušťka žebra	$\delta$	1,3	mm
Počet žeber na 1/m	$n_z$	200	-
Tepelná vodivost mat.ž.	$\lambda$	42	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Teplota vstupních spalin:

$$t_i = 657,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota výstupních spalin:

$$t_o = 490,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota:

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{657,9 + 490,1}{2} = 574,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.1)$$

Průřez trubek

$$S_{tr} = (d \cdot 1 + (D - d) \cdot t \cdot n_z) \cdot 60 \cdot l = (44,5 \cdot 1 + (70,5 - 44,5) \cdot 5 \cdot 200) \cdot 60 \cdot 3,754 = 11,639 \text{ } m^2 \quad (14.2)$$

Průtočný průřez

$$S_{pv} = A \cdot B - S_{tr} = 5,270 \cdot 4,560 - 11,546 = 11,858 \text{ } m^2 \quad (14.3)$$

Rychlost proudu spalin

$$w_{spo} = \frac{Q_{sp}}{S} \cdot \frac{273 + t_{ST}}{273} = \frac{11,092}{11,858} \cdot \frac{273,15 + 574,0}{273,15} = 12,088 \text{ } m \cdot s^{-1} \quad (14.4)$$

### 14.1 Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{d} - \frac{\delta_z}{d}\right)} = \frac{\left(\frac{70,5}{44,5}\right)^2 - 1}{\left(\frac{70,5}{44,5}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5,025}{44,5} - \frac{1,3}{44,5}\right)} = 0,900 \quad (14.5)$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9 = 0,01 \quad (14.6)$$



Pro uspořádání trubek za sebou platí vztah:

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,72} = 0,105 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot \frac{0,072}{5,025 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{44,5}{5,025}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{13}{5,025}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{10,970 \cdot 5,025 \cdot 10^{-3}}{1,125 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72} = 52,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (14.7)$$

Korekční součinitel na počet řad

$$C_z = 1,4 \quad (14.8)$$

Volím dle grafu v [1] obr. 7-15 str. 115

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = 1 \quad (14.9)$$

Volím dle grafu v [1] obr. 7-15 str. 115

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = 0,0720 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K} \quad (14.10)$$

kinematická viskozita

$$\nu = 1,125 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.11)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 52,6}{1,3 \cdot 10^{-3} \cdot 42 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 54,3)}} = 37,1 \quad (14.12)$$

Koeficient nerovnoměrného rozložení  $\alpha_k$  po délce žebra:

$$\psi_z = 0,85$$

$$\alpha_{sr} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = [0,9 \cdot 0,99 \cdot 1 + 0,1] \cdot \frac{0,85 \cdot 52,6}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 54,3} = 43,5 \quad (14.13)$$

$$\beta \cdot h_z = 0,48 \quad (14.14)$$

$$D/d = 1,58 \quad (14.15)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sr}} + \frac{1}{\alpha_{vr}} \cdot \frac{S_s}{S_v}} = \alpha_{sr} = 43,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (14.16)$$

Pozn. součinitel přestupu tepla ze strany vody je daleko větší než  $\alpha_{sr}$  a poměr  $S_s/s_v$ . Hodnota druhého zlomku se blíží k nule a tudíž ji neuvažují. Úpravou výrazu dále získám rovnost součinitele přestupu tepla s redukováným součinitelem na straně spalin. Tímto jsem dal přednost tomuto vzorci před obecnějším vzorcem [1] 7.11.

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{368,8 - 200,1}{\ln \frac{368,8}{200,1}} = 276,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_v = 657,9 - 289,2 = 368,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 490,1 - 289,2 = 200,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Plocha ideální plocha pro výparník

$$S_i = \frac{Q_{\text{výp}}}{k \cdot \Delta t} = \frac{12067 \cdot 10^3}{43,5 \cdot 276,4} = 1002,9 \text{ } m^2$$

Kde  $Q_{\text{výp}}$

$$Q_{\text{výp}} = 43,9 \cdot (2767,9 - 1024) - \Sigma Q_{pv} = 82350 - Q_o - Q_m - Q_{obr} - Q_{pII} - Q_{pIII} - Q_{pI} - Q_{pP} \quad \text{Kde}$$

$$Q_{\text{výp}} = 82350 - 58339 - 4515,6 - 4150,5 - 1051,9 - 678,5 - 534,2 - 1013,2 = 12067 \text{ } kW$$

$\Sigma Q_{pv}$  je celkový tepelný výkon, který poberou předchozí části výparníku. Zbytek musí obstarat konvekční část

Tepelný výkon předaný ohništěm:  $Q_o = 58339 \text{ } kW$

předaný mříží:  $Q_m = 4515,6 \text{ } kW$

předaný obratovou komorou:  $Q_o = 4150,5 \text{ } kW$

předaný v části PII:  $Q_{pII} = 1051,9 \text{ } kW$

předaný v části PIII:  $Q_{pIII} = 678,5 \text{ } kW$

předaný v části PI:  $Q_{pI} = 534,2 \text{ } kW$

předaný prázdným prostorem pod:  $Q_{pP} = 1013,2 \text{ } kW$

Teplo přenesené do plochy

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t = 43,5 \cdot 1003 \cdot 276,4 = 12078 \text{ } kW \quad (14.20)$$

Teplota spalin na výstupu

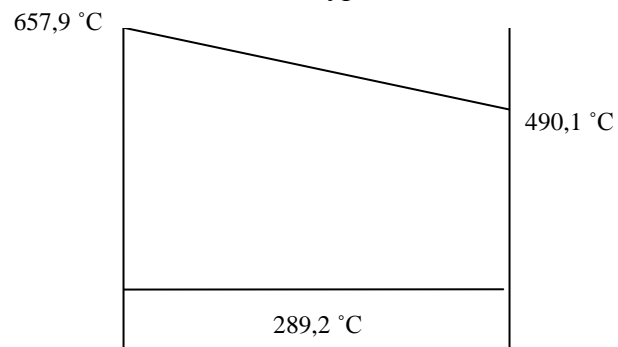
$$i_s = \frac{i_{sz} \cdot m_{pv} - Q}{m_{pv}} = \frac{10695,5 \cdot 4,165 - 12078}{4,165} = 490,1 \text{ } kJ \cdot Nm^{-3} \quad (14.21)$$

Procentuální odchylka na ploše

$$x = \left( 1 - \frac{S_i}{S} \right) = 1 - \frac{1002,9}{998,2} = -0,5 \text{ } \%$$

Skutečná plocha vyhovuje maximálnímu 3 % poměru ploch.

Obr.14-1 Teplotní spád na konv. výparníku



## 15 Ekonomizér

Ekonomizér je tvořen dvěma dvouřadými svazky. Trubky jsou žebrované s vystřídáním uspořádáním. Z hlediska zapojení se jedná o protisměrné proudění. Napájecí voda o teplotě 120 °C a tlaku 7,6 MPa vstupuje přes komoru do prvního svazku ekonomizéru a přes druhou komoru do další části. Ohřátá voda je dále vedena do bubnu. Nedohřev vody na výstupu z eka činí 52°C.

Tab.15.1 Parametry trubek ekonomizéru

Název	symbol	rozměr	jednotka
Vstupní teplota spalin: $t_i = 490,1 \text{ °C}$	Vnější průměr trubky	d	44,5 mm
	Tloušťka stěny trubky	t	0,005 mm
Výstupní teplota spalin: $t_o = 128,3 \text{ °C}$	Střední rozteč trubek	s	0,085 mm
	Počet trubek v řadě	$n_t$	59
Teplota vody vstupující do EKA: 120 °C	Vnější průměr žebra	D	70,5 mm
	Výška žebra	$h_z$	13 mm
	Rozteč žeber	$s_z$	5,025 mm
Teplota vody na výstupu z EKA: 237,2 °C	Tloušťka žebra	$\delta$	1,3 mm
	Počet žeber na 1/m	$n_z$	200
	Tepelná vodivost mat.ž.	$\lambda$	42 WmK

Obr.15-1 Náčrt Eka

Střední teplota

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{490,1 + 128,3}{2} = 309,2 \text{ °C}$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273 + t_{ST}}{273}$$

$$w_{sp} = \frac{O_{SV} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,2 + 309,2}{273,2} = 9,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



### 15.1 Součinitel přestupu tepla pro vystřídané uspořádání

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,65} = \quad (15.3)$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1,1 \cdot 2,113^{0,2} \cdot \frac{4,82 \cdot 10^{-2}}{5,025 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{13}{5,025}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,89 \cdot 5,025 \cdot 10^{-3}}{4,365 \cdot 10^{-5}}\right) = 87,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$C_z = 1,1 \quad (15.4)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{212}{32} = 6,625 \quad (15.5)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{50}{32} = 1,563 \quad (15.6)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 6,625^2 + 1,563^2} = 3,663 \quad (15.7)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{6,625 - 1}{3,663 - 1} = 2,113 \quad (15.8)$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = 0,0492 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (15.9)$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 4,518 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (15.10)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{sr} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = [0,908 \cdot 0,99 \cdot 1 + 0,092] \cdot \frac{0,85 \cdot 87,9}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 87,9} =$$

$$\alpha_{sr} = 54,0 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (15.11)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 87,9}{1,3 \cdot 10^{-3} \cdot 42 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 87,9)}} = 45,5 \quad (15.12)$$

pro poměry:

$$\beta \cdot h_z = 0,58 \quad (15.13)$$

$$\frac{D}{d} = 1,18 \quad (15.14)$$

je součinitel efektivnosti žebra dle [1] str. E=0,95

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,908 = 0,092 \quad (15.15)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{d} - \frac{\delta_z}{d}\right)} = \frac{\left(\frac{58}{32}\right)^2 - 1}{\left(\frac{58}{32}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5,03}{32} - \frac{1,3}{32}\right)} = 0,908 \quad (15.16)$$

Plocha jednoho metru žebrované trubky

$$S_{ztr} = \pi \cdot d \cdot 1 + 2 \cdot \pi \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot n_z + \pi \cdot D \cdot \delta_z \cdot n_z - \pi \cdot d \cdot \delta_z \cdot n_z = 0,856 \text{ m}^2 \quad (15.17)$$

Plocha jedné řady

$$S_r = l \cdot S_{ztr} \cdot n_{tr} = 5,02 \cdot 0,856 \cdot 28 = 124,4 \text{ m}^2$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{sr} = 0,85 \cdot 53,9 = 45,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (15.18)$$

$$\psi = 0,85$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{252,9 - 8,9}{\ln \frac{259,2}{8,3}} = 71,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15.19)$$

$$\Delta t_v = 490,2 - 237,2 = 252,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15.20)$$

$$\Delta t_m = 128,3 - 120 = 8,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15.21)$$

Potřebná plocha Eka

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{24314}{45 \cdot 71,6} = 7379 \text{ m}^2 \quad (15.22)$$

kde:

$$S = m \cdot (i_e - i_{nv}) = 47,222 \cdot (1024 - 509) = 24314 \text{ kW}$$

$i_e$ ...entalpie vody na výstupu z EKA, pro uvažovaný nedohřev  $52 \text{ } ^\circ\text{C}$ , teplotu  $237,2$ , tlak  $7.5 \text{ MPa}$

Skutečná plocha Eka:

$$S = n \cdot 128,4 = 40 \cdot 184,4 = 7377 \text{ m}^2$$

Entalpie výstupních spalin

$$i_s = \frac{isz \cdot m_{pv} - Q}{m_{pv}} = \frac{7797,9 \cdot 1,165 - 24312}{4,165} = 1958,9 \Rightarrow 128,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15.23)$$

Této entalpii odpovídá teplota výstupních spalin  $128,3 \text{ } ^\circ\text{C}$

Procentuelní odchylka

$$x = \left(1 - \frac{S_{id}}{S}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{7379}{7377}\right) \cdot 100 = -0,03\%$$

Skutečná plocha ekonomizéru se od ideální liší o  $0,03\%$ . Vyhovuje tímto  $3\%$  podmínce.

## 16 Ohřívák vzduchu

Teplota vstupujících spalin:

$$t_i = 128,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota vystupujících spalin:

$$t_o = 86,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota

$$t_{st} = \frac{t_i + t_o}{2} = \frac{128,3 + 86,8}{2} = 107,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rychlost spalin

$$w_{spo} = \frac{O_{SV} \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273 + t_{ST}}{273}$$

$$w_{spo} = \frac{11,092 \cdot 4,165}{6,593} \cdot \frac{273 + 107,6}{273} = 9,246 \text{ } m \cdot s^{-1}$$

Průtočná plocha spalínového kanálu

$$S = 6,593 \text{ } m^2$$

(16.3)

Průtočná plocha ohřívajícího vzduchu

$$S = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1575 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0405^2}{4} = 2,029 \text{ } m^2$$

(16.4)

n...celkový počet trubek ohříváku,  $n=35 \cdot 45=1575$

Rychlost vzduchu

$$w_{vzd} = \frac{O_{vz}}{2,029} \cdot \frac{273,2 + t_{stř}}{273,15} = \frac{39,223}{2,029} \cdot \frac{273,15 + 60}{273,2} = 23,582 \text{ } m \cdot s^{-1}$$

(16.5)

kde

střední teplota vzduchu

$$t_{stř} = \frac{t_o + t_i}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

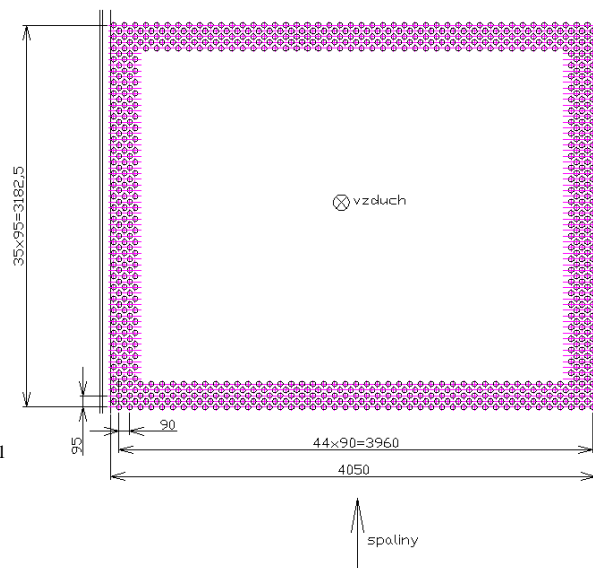
### 16.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Pro příčné obtékání svazku trubek uspořádaných vystřídane

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left( \frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 1,227 \cdot 0,405 \cdot \frac{3,32 \cdot 10^{-2}}{44,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \left( \frac{w \cdot 44,5 \cdot 10^{-3}}{2,105 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,767^{0,33} =$$

$$= 127,8 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Obr. 16-1 Náčrt ohříváku vzduchu



Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{90}{44,5} = 2,022 \quad (16.1.2)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{95}{44,5} = 1,067 \quad (16.1.3)$$

$$\sigma_2^i = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,002^2 + 1,067^2} = 1,470 \quad (16.1.4)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2^i - 1} = \frac{1,067 - 1}{\sigma_2^i - 1} = 2,173 \quad (16.1.5)$$

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,275 \cdot 2,173^{0,1} = 0,405 \quad (16.1.6)$$

$$C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5 = 3,12 \cdot 35^{0,05} - 2,5 = 1,227 \quad (16.1.7)$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda = 0,0334 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (16.1.8)$$

Kinematická viskozita spalin

$$\nu = 2,135 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (16.1.9)$$

Hustota spalin

$$\rho_{t_{st}} = \rho \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{st}} \right) = 1,20 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 107,8} \right) = 0,875 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 \quad (16.1.10)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = 1,375 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^3}{\lambda} = \frac{2,134 \cdot 1,375 \cdot 0,875 \cdot 10^3}{0,0334} = 0,883 \quad (16.1.11)$$

## 16.2 Podélné proudění vzduchu v trubkách

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (16.2.1)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0277}{40,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \left( \frac{8,744 \cdot 40,5 \cdot 10^{-3}}{1,862 \cdot 10^{-5}} \right) = 78,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = 40,5 \text{ mm}$$

Součinitel tepelné vodivosti vzduchu

$$\lambda = 0,0277 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 1,862 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = 0,659$$

Součinitel využití

$$\zeta = 0,85$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_s \cdot \alpha_v}{\alpha_s + \alpha_v} = 0,85 \cdot \frac{123,4 \cdot 78,2}{123,4 + 78,2} = 40,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (16.2.2)$$

Teplotní spád pro křížové proudění

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{pr} = 0,85 \cdot 57,1 = 49,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{pr} = 57,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel tepelné efektivity je

$\psi = 0,85$ , pro zadané parametry dle [1] obr. 7-25, str.129

$$P = \frac{\tau_m}{t_s' - t} = \frac{60}{128,3 - 30} \approx 0,6$$

$$R = \frac{60}{41,2} \approx 1,5$$

$$\tau_v = t_v'' - t_v' = 90 - 30 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16.2.6)$$

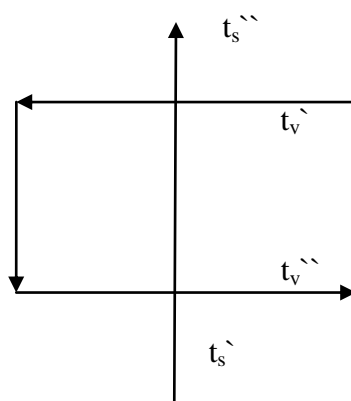
$$\tau_m = t_s' - t_s'' = 128,3 - 87,1 = 41,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16.2.7)$$

$$\psi = 0,85$$

Plocha ohříváku vzduchu

$$S = 660,559 \text{ m}^2$$

Obr. 16-2 Náčrt zapojení



$t_v'$  ...teplota vstupujícího vzduchu  
 $t_v''$  ... teplota vystupujícího vzduchu  
 $t_s'$  ... teplota vstupujících spalin  
 $t_s''$  ...teplota vystupujících spalin



Teplo odebrané spalinám

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t = 41,2 \cdot 660,559 \cdot 2 \cdot 48,5 = 2641 \text{ kW} \quad (16.2.8)$$

Entalpie spalin na výstupu z ohříváku vzduchu

$$i_s = \frac{i_{sz} \cdot m_{pv} - Q}{m_{pv}} = \frac{1959 \cdot 4,165 - 2641}{4,165} = 1318,3 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (16.2.9)$$

Této entalpii odpovídá teplota 86,7 °C

## 17 Bilance

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{sv}}{\eta_k + Z_{sv}} = 1 - \frac{0,0026}{0,97 + 0,0026} = 0,997 \quad (17.1)$$

Teplo odevzdané výhřevným plochám

$$\Sigma Q = \varphi \cdot (Q_u - I_{sp}) = 0,997 \cdot (35789 - 1959) = 33799 \text{ kJ} \cdot \text{Nm}^{-3} \quad (17.2)$$

Tepelná bilance:

$$\Delta Q = Q_{red} \cdot \eta_k - \sum Q \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 34731 \cdot 0,97 - 33799 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = -109,5 \quad (17.3)$$

$Q_{red}$ ...teplo přivedené v palivu  
 $z_c$ ...ztráta mechanickým nedopalem,  $z_c=0$

Výpočet odchylky

$$x = \frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100 = \frac{-109,5}{34731} \cdot 100 = -0,31 \% \quad (17.4)$$

Tato odchylka splňuje toleranci  $\pm 0,5\%$

## 18 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout parní kotel spalující zemní plyn, stanovit teplotu rosného bodu spalin, vypočítat bilanci a vypracovat výkres se znázorněním řazení ploch. Dle přání konzultanta pana ing. Hudečka, CSc. jsem k výpočtům přidal příklad výpočtu teploty stěny trubky přehříváku PII..

Výpočty byly prováděny v tabulkovém editoru MS Excel a přepsány do závěrečné zprávy. Výpočty, které se v mé práci nalézají byly s velkou měrou čerpány z [1]. Jedná se o publikaci, která je analogická k doporučené literatuře, jež mi byla v zadání diplomové práce stanovena.

V závěru uvádím pilový diagram plynoucí z výpočtů.

Výsledná teplota spalin 86,7 se s prvotním odhadem 87,2 liší o 0,5 °C.

Tab. 18.1 Parametry páry

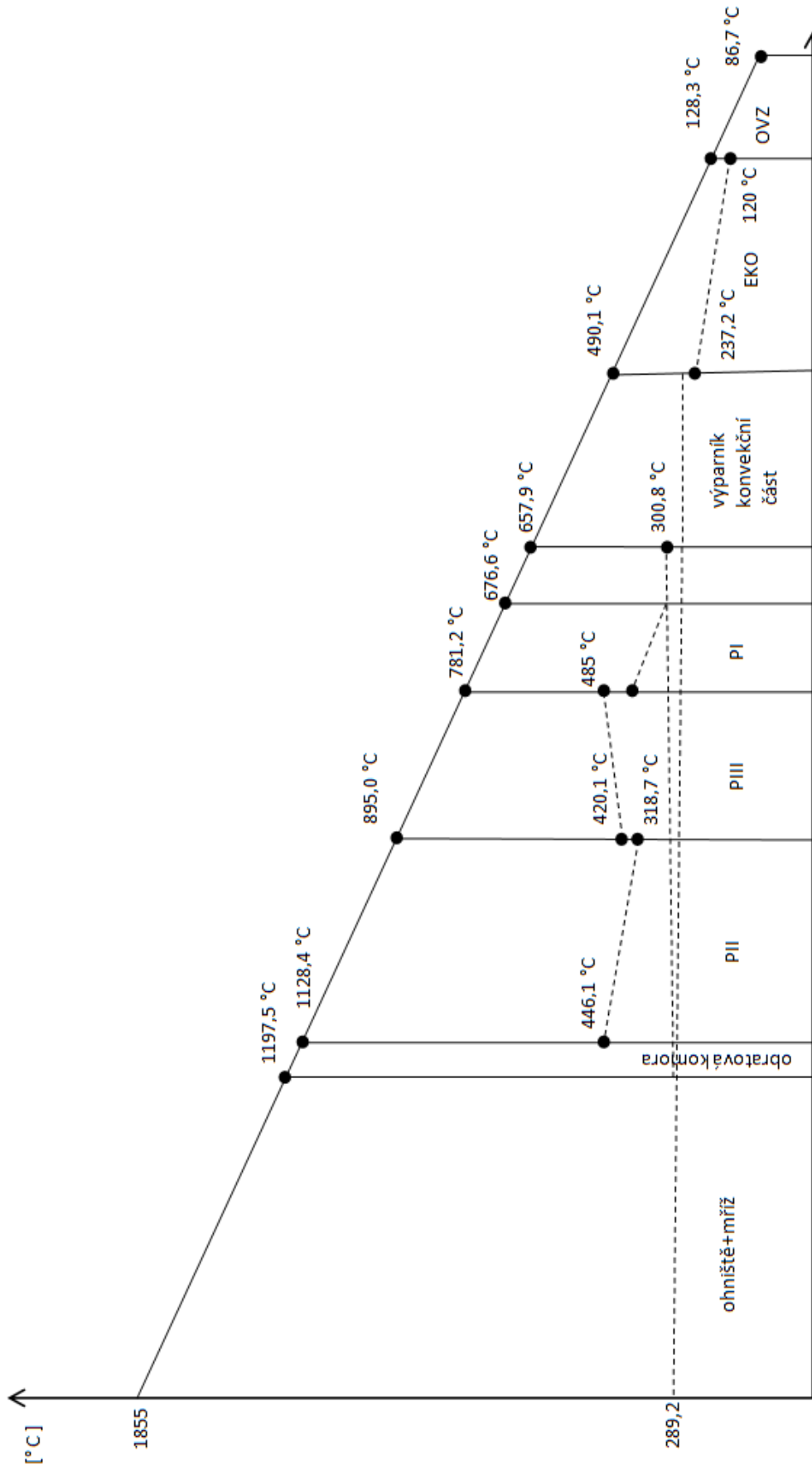
Výhřevná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Entalpický spád [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Tepelný výkon [MW]
PIII	vstupní	420,1	6,9	3215,5	160,4	7,697
	výstupní	485	6,7	3378,5		
PII	vstupní	318,4	7,1	2912,0	368,0	16,856
	výstupní	446,1	6,9	3280,0		
PI	vstupní	300,8	7,25	2828,2	163,0	7,045
	výstupní	341,9	7,1	2988,6		
Závěsné trubky	vstupní	289,2	7,35	2767,9	60,3	2,648
	výstupní	300,8	7,25	2828,2		
Výparník	vstupní	289,2	7,35	2767,9	1024,0	76,922
	výstupní	289,2	7,35	1024,0		
Eko	vstupní	237,2	7,6	509,0	515,0	24,036
	výstupní	120	7,5	1024,0		
					Σ	135,2

Tab 18.2 Parametry spalin přes jednotlivé výpočtové plochy

Část	Teplota spalin do [°C]	Teplota spalin z [°C]	Entalpie vstupních spalin [kJ·Nm <sup>-3</sup> ]	Entalpie výstupních spalin [kJ·Nm <sup>-3</sup> ]
PIII	895,0	781,2	14971	12896
PII	1128,4	895,0	19370	14971
PI	781,2	676,6	11027	12896
Mříž	1253,3	1197,4	21782	20698
Ohniště	1855,2*	1253,3	35789	21782
Eko	490,1	128,3	7796	1959
Obratová komora	1197,4	1128,4	20698	19370
Konv. výp.	657,7	490,1	10695	7796
Záv. tr. ven	676,6	657,8	11027	10695

\*teplota nechlazeného plamene

## Pilový diagram



## 19 Seznam použité literatury

- [1] Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Skriptum ČVUT, Praha 2007
- [2] Program pro přímé výpočty stavů páry, dostupné z:  
[http://www.euromati.cz/download\\_cz.htm](http://www.euromati.cz/download_cz.htm)
- [3] Druhy těžného zemního plynu. Dostupné z: <http://www.zemniplyn.cz/plyn/#druhy>

## 20 Seznam tabulek a příloh

### 20.1 Seznam tabulek

2.1

Číslo tabulky	Název	Strana
2.1	Složení zemního plynu	12
2.2	Fyzikální vlastnosti vzduchu	12
2.3	Měrné entalpie složek spalin	14
2.4	I-t tabulka spalin	15
2.5	Objemové složení spalin	17
2.6	Recirkulovaná složka	17
6.1	Návrh výhřevných ploch	21
9.1	Parametry závěsných trubek	32
10.1	Parametry závěsných trubek	44
11.3	Parametry závěsných trubek	54
12.1	Parametry závěsných trubek	62
14.1	Parametry trubek výparníku	71
15.1	Parametry trubek eka	74
18.2	Parametry spalin	81

### 20.2 Seznam příloh

1) Výkres parního kotle

## 21 Seznam použitých zkratek a symbolů

Symbol	Jednotka	Název
A	m	Délkový rozměr spalínového kanálu
$a_0$	-	Stupeň černosti ohniště
$a_{ns}$	-	Stupeň černosti nesvítivé části plamene
$a_{pl}$	-	Stupeň černosti plamene
$a_{sv}$	-	Stupeň černosti svítivé části plamene
B	m	Délkový rozměr spalínového kanálu
$B_0$	-	Boltzmanovo číslo
$c_p$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	Měrná tepelná kapacita
$C_s$	-	Opravný součinitel na uspořádání svazku
$C_z$	-	Opravný součinitel na počet řad svazku
D	m, mm	Vnější průměr trubky, žebra
d	m, mm	Vnější průměr trubky
$d_e$	m	Ekvivalentní průměr
E	-	Součinitel efektivity žebra
F	$\text{m}^2$	Světlý průřez spalínového kanálu
$h_h$	m	Výška hořáků
$h_o$	m	Výška ohniště
$h_z$	mm	Výška žebra
$i_m$	$\text{kJ}\cdot\text{Nm}^3$	Entalpie spalín na výstupu z mříže
$i_{nv}$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	Entalpie napájecí vody
$i_p$	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	Entalpie páry
$I_{smin}$	$\text{kJ}\cdot\text{Nm}^{-3}$	Entalpie stechiometrických spalín
$I_{vmin}$	$\text{kJ}\cdot\text{Nm}^{-3}$	Entalpie vlhkého vzduchu odpovídajícímu stech. množství
k	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
$k\cdot p\cdot s$	-	Optická hustota spalín
$k_s$	-	Součinitel zeslabení sálání
$k_{sz}$	-	Součinitel zeslabení sálání sazí
M		Molová hmotnost
$m_f$	$\text{Nm}^3\cdot\text{s}^{-1}$	Množství paliva
$m_{p1}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Hmotnostní tok páry
$m_{p2}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Hmotnostní tok páry
$m_{ws}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	Hmotnostní tok vstříkované vody
$M_\lambda$	-	Opravný koeficient tepelné vodivosti
$M_\nu$	-	Opravný koeficient kinematické viskozity
n	-	Počet trubek
$n_z$	-	Počet žebířků na 1 m
O	m	Obvod světlého průřezu kanálu
$O_{\text{H}_2\text{O}}^s$	$\text{Nm}^3$	Objem vodní páry ve stechiometrických spalínách
$O_{\text{H}_2\text{O}}^{sp}$	$\text{Nm}^3$	Množství vlhkosti z paliva
$O_{\text{H}_2\text{O}}^v$	$\text{Nm}^3$	Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
$O_{ssmin}$	$\text{Nm}^3$	Objem suchých spalín
$O_{svmin}$	$\text{Nm}^3$	Minimální objem vlhkých spalín
$O_{vsmin}$	$\text{Nm}^3$	Objem suchého vzduchu
$O_{vvmin}$	$\text{Nm}^3$	Objem vlhkého vzduchu

## PLYNOVÝ KOTEL NA ZEMNÍ PLYN 170T/H

$O_x$	$Nm^3$	Objem dílčí složky x v daném objemu ( $x=O_2, CO_2, N_2...$ )
$O_x^\alpha$	$Nm^3$	Objem dílčí složky při přebytku vzduchu $\alpha$
P	MW	Tepelný příkon paliva
p	MPa	Tlak
pp	Pa	Parciální tlak vodní páry
Pr	-	Prandtlova číslo
$p_s$	Pa	Parciální tlak tříatomových plynů
Q	kW, MW, W	Tepelný výkon přenesený výměníkem
$Q_i^r$	$MJ \cdot Nm^{-3}$	Výhřevnost paliva
$Q_{ired}$	$kJ \cdot m^{-3}$	Teplo uvolněné v ohništi
$Q_v$	MW	Tepelný výkon
$q_v$	$kW \cdot m^3$	Objemové zatížení ohniště
$Q_v$	$kJ \cdot m^{-3}$	Teplo vzduchu
r	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná plynová konstanta
$R_m$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Univerzální plynová konstanta
$r_p$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná plynová konstanta páry
$r_s$	-	Objemový podíl tříatomových plynů
$r_v$	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná plynová konstanta vzduchu
s	m	Efektivní tloušťka sálové vrstvy
s	mm	Střední rozteč trubek
$s_1$	m	Příčná rozteč
$s_2$	m	Podélná rozteč
$S_r$	$\% \cdot kg \cdot MJ^{-1}$	Měrná sirnatost
$S_{sp}$	$m^2$	Průtočný průřez spalin
$S_{st}$	$m^2$	Povrch stěn ohniště
$S_z$	$m^2$	Plocha závěsných trubek
t	$^\circ C$	Teplota
T	K	Termodynamická teplota
t	m, mm	Tloušťka stěny trubky
$t_i$	$^\circ C$	Teplota vstupních spalin/media
$t_k$	$^\circ C$	Teplota sytosti vodní páry
$t_{np}$	$^\circ C$	Teplota nechlazeného plamene
$t_o$	$^\circ C$	Teplota výstupních spalin/media
$t_{ok}$	$^\circ C$	Teplota na konci ohniště
$t_r$	$^\circ C$	Teplota rosného bodu
$T_s$	K	Střední teplota proudu spalin
$t_s^`$	$^\circ C$	Teplota vstupujících spalin
$t_s^{``}$	$^\circ C$	Teplota vystupujících spalin
$t_{st}$	-	Střední teplota spalin
$t_v^`$	$^\circ C$	Teplota vstupujícího vzduchu
$t_v^{``}$	$^\circ C$	Teplota vystupujícího vzduchu
$t_z$	$^\circ C$	Teplota povrchu nánosu na straně spalin
$T_z$	K	Teplota povrchu nánosu na straně spalin
v	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Měrný objem
$V_k$	$m^3$	Objem spalovací komory
$V_{rs}$	$Nm^3$	Objem recirkulovaných spalin
$V_s$	$Nm^3$	Objem spalin
$w_{sp}$	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost spalin
x	$kg \cdot kg_{ss}^{-1}$	Měrná vlhkost



## PLYNOVÝ KOTEL NA ZEMNÍ PLYN 170T/H

$x_h$	-	Poměrná výška
$x_{pl}$	-	Součinitel korekce plamene
$z$	-	Počet řad
$Z_{CO}$	%	Ztráta chemickým nedopalem
$Z_k$	%	Komínová ztráta
$Z_{SV}$	%	Ztráta sdílením tepla do okolí
$\alpha$	-	Součinitel přebytku vzduchu
$\alpha_k$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla konvekci
$\alpha_p$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla konvekci ze strany páry
$\alpha_s$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Celkový součinitel přestupu tepla
$\alpha_{sal}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla sáláním
$\alpha_{Sr}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze spalinové strany
$\beta$	-	Pomocný součinitel k výpočtu efektivnosti žebra
$\delta$	mm	Tloušťka žebra
$\Delta t$	$^{\circ}C$	Střední logaritmický teplotní spád
$\Delta t_m$	$^{\circ}C$	Menší teplotní rozdíl pracovních medií ve výměníku
$\Delta t_v$	$^{\circ}C$	Větší teplotní rozdíl pracovních medií ve výměníku
$\varepsilon$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	Součinitel zanesení plochy
$\zeta$	-	Součinitel využití
$\eta$	Pa·s	Dynamická viskozita
$\eta_k$	%, -	Tepelná účinnost kotle
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_z$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Tepelná vodivost materiálu žebra
$\mu$	-	Součinitel rozšíření žebra
$\pi$	-	Ludolfovo číslo
$\rho_{SVmin}$	$Kg \cdot Nm^{-3}$	Hustota stechiometrických spalin
$\sigma_1$	-	Poměrná příčná rozteč
$\sigma_2$	-	Poměrná podélná rozteč
$\varphi$	%	Relativní vlhkost
$\chi$	-	Podíl vodní páry v suchém vzduchu
$\psi$	-	Součinitel tepelné efektivnosti
$\Psi_z$	-	Koeficient nerovnoměrného rozložení $\alpha_k$ po povrchu žebra
$\omega$	-	Součinitel omývání plochy