

Abstrakt:

Tato diplomová práce se zabývá výpočtem a návrhem fluidního kotle na spalování uhlí a biomasy v podobě dřevní štěpky. Specifikem fluidního kotle je cirkulující fluidní vrstva a cyklónový odlučovač popela ze spalin za spalovací komorou. Pro zadané parametry paliva byla práce rozdělena na několik částí. V jednotlivých částech jsou provedeny výpočty stechiometrie, emise a entalpie spalin, odsíření spalin. Dále byl řešen výpočet ztrát kotle a jeho účinnosti vzhledem k výpočtu a návržení jednotlivých teplosměnných ploch, aby výsledná velikost a jejich počet odpovídal požadovaným parametrům kotle. Výkresovou sestavu navrženého kotle na základě výpočtů obsahuje příloha této práce.

Klíčová slova: fluidní ohniště
kotle
teplosměnné plochy
emise
oxidy síry

Abstract

This thesis is focused in calculation and designing of fluid bed boiler for burning coal and wood biomass in the form of wood chips. The uniqueness of fluidized bed boiler is circulating fluidized layer and cyclone ash separator from flue gases beyond the combustion chamber. Work was divided into several parts due to different parameters of the fuel.. Stoichiometry calculations, emissions calculations, enthalpy of combustion and flue gas desulphurization calculations are performed in various parts. Further, calculating of the losses of boiler and its efficiency comparing to the calculation and design of each heat transfer surfaces was also solved so that resulting size and quantity meet the required specifications. Drawn set of this designed boiler based on calculations is included in the annex to this paper.

Keywords : fluidized bed chamber
boiler
heat exchangers
sulphur oxid,
emissions

Bibliografická citace práce:

POPELKA, O. *Fluidní kotel na spalování uhlí a biomasy 150t/h*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 142 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma *Fluidní kotel na spalování uhlí a biomasy 150t/h* vypracoval samostatně za pomoci vedoucího práce doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc. a konzultanta Ing. Mirka Hudečka, CSc. Dále jsem čerpal z odborné literatury a z informačních zdrojů, které jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně dne 25.5.2011

.....
Podpis

Poděkování:

Děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňkovi Skálovi, CSc. a konzultantovi Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. za vzorné vedení a cenné informace, které mi pomohly při řešení diplomové práce.

Upřesnění zadání

Výpočet bude stanoven pro následující parametry:

hmotnostní průtok přehřáté páry z kotle (parní výkon): 150 [t/hod].
tlak přehřáté páry na výstupu z kotle : $9,3 \pm 0,2$ [MPa].
teplota přehřáté páry na výstupu z kotle: 530 ± 6 [°C].
teplota napájecí vody na vstupu do kotle: 210 ± 10 [°C].

vlastnosti a složení severočeské hnědé uhlí v surovém stavu:

výhřevnost vypočtená ze složení: 14 MJ/kg
obsah vody: 38 % (hm.)
zrnitost: 0 – 10 mm
obsah popeloviny: 10,37 % (hm.)
obsah síry: 0,70 % (hm.)
obsah uhlíku: 37,21 % (hm.)
obsah vodíku : 3,14 % (hm.)
obsah dusíku: 0,49 % (hm.)
obsah kyslíku : 10,09 % (hm.)

vlastnosti a složení dřevní štěpky, kůra v surovém stavu:

výhřevnost vypočtená ze složení: 9,5 MJ/kg
obsah vody: 40 % (hm.)
zrnitost: 0 – 100 mm. max 200 mm
obsah popeloviny: 2,50 % (hm.)
obsah síry: 0,01 % (hm.)
obsah uhlíku: 28,65 % (hm.)
obsah vodíku : 3,4 % (hm.)
obsah dusíku: 0,38 % (hm.)
obsah kyslíku : 25,07 % (hm.)

emise:

tuhé emise: 30 [mg/Nm³]
SO₂ : 200 [mg/Nm³]
NO_x : 200 [mg/Nm³]
CO : 100 [mg/Nm³]

Doplňující informace:

relativní vlhkost vzduchu: 60 [%].
vztažná teplota okolí: 25 [°C].
odchozí teplota spalin: 140 [°C].
teplota fluidní vrstvy: 850 [°C].

nedopal:	lože	úlet
podíl popela:	30%	70%
nedopal: uhlí	0,6%	biomasa 0,6%

Obsah

1. Kapitola	9
1.1 Úvod	9
2. Kapitola	9
2.1 Teoretické pojednání	9
2.2 Proces získání energie	10
3. Kapitola	11
3.1 Minimální množství kyslíku	11
3.2 Minimální množství suchého vzduchu	12
3.3 Minimální množství vlhkého vzduchu	13
3.4 Minimální množství suchých spalin	15
3.5 Minimální množství vlhkých spalin	22
4. Kapitola	25
4.1 Emise spalin	25
4.2 Emise SO_2 a odsíření	29
4.3 Emise HCl a Cl	32
5. Kapitola	33
5.1 Ztráta mechanickým nedopalem	33
5.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	34
5.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách	35
5.4 Ztráta fyzickým teplem spalin	36
5.5 Ztráta sdílením do okolí	39
5.6 Ztráta nepočitatelná	39
5.7 Tepelná účinnost	39
6. Kapitola	40
6.1 Výkon kotle	40
6.2 Množství spotřebovaného paliva	42
6.3 Průtokové množství spalin	42
6.4 Návrh spalovací komory	43
6.4.1 Teplo přivedené spalovacím vzduchem	43
6.4.2 Výpočet rozměrů spalovací komory	45
6.4.2 Plošné zatížení spalovací komory	45
6.4.3 Objemové zatížení spalovací komory:	46

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

6.4.4 Průřezové zatížení spalovací komory:.....	47
6.5 Vlastnosti spalin a popele	48
6.5.1 Vznik popele.....	49
6.5.2 Celkové množství popele	49
6.6 Adiabatická teplota plamene	50
6.7 Výpočet konstrukčních rozměrů.....	52
6.7.1 Účinná sálavá plocha stěn ohniště	52
6.7.2 Tepelný výpočet ohniště.....	52
7. Kapitola	61
7.1 Návrh teplosměnných ploch při spalování uhlí	61
7.1.1 Tlakové ztráty na straně média	61
7.1.2 Množství vstříku	61
7.1.3 Tepelná bilance výparníku VYP	63
7.1.4 Šotový přehřívák PI	64
7.1.5 Stěnový přehřívák PII.....	74
7.1.6 Výstupní přehřívák PIV	80
7.1.7 Konvenční přehřívák PIII	86
7.1.8 Ekonomizér EKO	91
7.1.9 Ohřívák vzduchu OVZ	95
7.2.1 Tepelná bilance výparníku VYP	100
7.2.2 Šotový přehřívák PI	101
7.2.2 Stěnový přehřívák PII.....	110
7.2.4 Výstupní přehřívák PIV	116
7.2.5 Konvenční přehřívák PIII	120
7.2.6 Ekonomizér EKO	125
7.2.7 Ohřívák vzduchu OVZ	129
7.3 Porovnání dosažených výsledků:	132
8. Kapitola	133
8.1 Závěr.....	134
Použitá literatura.....	136
[1] AE&E.....	136

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

1. Kapitola

1.1 Úvod

Účel této diplomové práce je provést výpočet a navrhnout jednotlivé teplosměnné plochy fluidního kotle s cirkulující fluidní vrstvou ke spalování severočeského uhlí a biomasy v podobě dřevní štěpky. Požadavkem je množství páry o parametrech: hmotnostní průtok z kotle 150 t/hod při tlaku 9,3 MPa. Paliva s garanční výhřevností uvedenou v zadání slouží k získání tepla a ohřátí napájecí vody vstupující do kotle o teplotě 210 °C. Kapitola 3. pojednává o stechiometrických výpočtech stanovených na základě palivových rozborů. Ve 4. kapitole je určena účinnost odsíření a stanovení emisních limitů kyselých složek. Ztráty kotle, které snižují celkový výkon, jsou znázorněny pro příslušné palivo v kapitole 5. Na doposud získaných hodnotách jsou v další kapitole stanoveny: výkon kotle, množství paliva a průtokové množství spalin. V druhé části této kapitoly je návrh spalovací komory. Hlavní částí diplomové práce je v kapitole 6. kde je proveden plnohodnotný výpočet teplosměnných ploch. Ukončení výpočtu je zhodnocení jednotlivých ploch v bilanci kotel. V závěru je z dosažených výsledků uvedeno porovnání pro spalování uhlí a dřevní štěpky.

2. Kapitola

2.1 Teoretické pojednání

Fluidní kotel je zařízení, které za pomoci spalování tuhého paliva získává teplo potřebné k vytápění, nebo k výrobě páry a následně elektřiny. Použití kotlů je v dnešní době zejména využíván jako střední a malé zdroje energie.

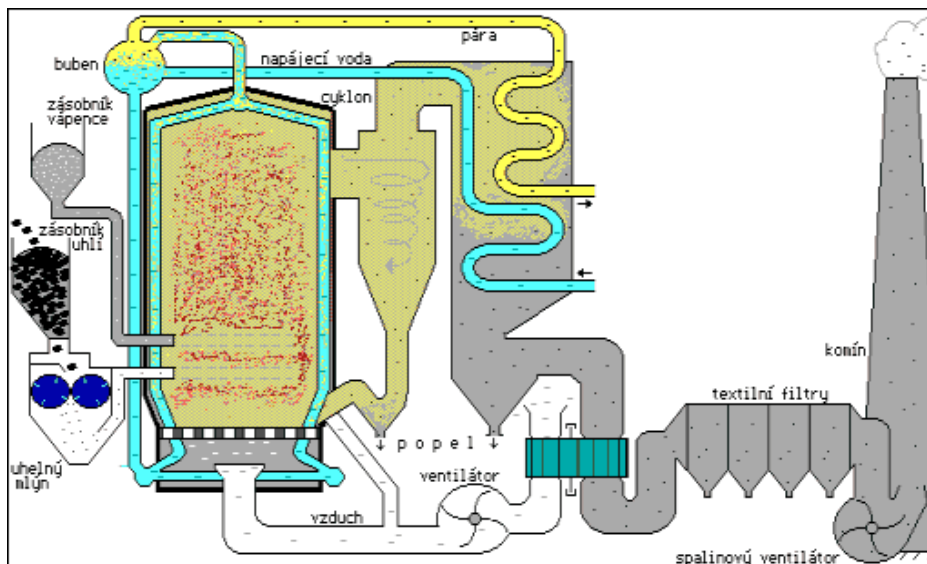
Ke spalování paliva dochází ve fluidní vrstvě při teplotách v rozmezí 800 °C – 1000 °C. Fluidní vrstva je asi 2 m vysoký vznos hořícího paliva chovající se jako tekutina. Tento vznos je vytvořený za pomoci tlaku a přívodu primárního a sekundárního vzduchu. Tlak má největší podíl na vytvoření fluidní vrstvy. Rozložení tlaku ve spalovací komoře je následovný. Dalšími faktory, které ovlivňují fluidní vrstvu je hustota a velikost částic spalovaného média. Na začátku vrstvy je nulový tlak vůči okolí, pod fluidní vrstvou je přetlak okolo 13 MPa a nad fluidní vrstvou je přetlak okolo 200 Pa, čili jedná se o podtlakový kotel [1]. Na obrázku 2.1 je znázorněno schéma modelu fluidního kotle s cirkulující fluidní vrstvou

Mezi hlavní výhody fluidních kotlů patří

- spalování levnějších tuhých paliv,
- lepší přenos tepla z důvodu pomalejšího spalování
- minimální ztráty mechanickým nedopalem, protože část popílku se z cyklónu vrací zpět do kotle
- nižší náklady na čištění spalin
- ekonomický provoz

Nevýhodou těchto kotlů je:

- vysoká pořizovací cena (2x dražší než klasické kotle)
- velká spotřeba vápence pro odsíření spalin [7].



Obr.:2.1 Schéma fluidního kotle [7]

2.2 Proces získání energie

Palivo je přiváděno do zásobníku a odtud samospádem nebo podávacím zařízením dopraveno do mlyna paliva. Z uhlého mlyna je nadrcené palivo pomocí ventilátorů, nebo šnekového a pneumatického podavače přiváděno do fluidního ohniště umístěného ve spalovací komoře. Ohniště tvoří dno, kterým procházejí trysky pro přívod primárního vzduchu. Stěny ohniště jsou pak tvořeny trubky, v nichž proudí voda. Kotel bývá vybaven i pomocným hořákem na kapalná paliva (většinou zemní plyn), který se využívá zejména při najíždění a zapálení paliva. Zapálené palivo vyhoří ve vznosu fluidní vrstvy, kde se chová jako tekutina. Následně odchází horké spaliny směrem k výhřevným plochám. Jelikož spaliny obsahují větší obsah popílku a tedy i energii, ke spalovací komoře je připevněn cyklón. Ten odloučí spaliny a popílek. Spaliny dále pokračují do komína přes výhřevné plochy. Část popílku je znovu využita a dopravena spolu se sekundárním vzduchem opět do fluidní vrstvy a do procesu spalování. Popel je odváděn za jednotlivými tahy kotle a z filtrů. Spaliny jsou po využití tepla odevzdaného v přehříváku resp. přehříváku, ekonomizéru a ohříváku vzduchu přes filtry odvedeny komínem do prostředí. Tok spalin zaručuje ventilátor umístěný mezi filtry komínem.

Jednotlivé teplosměnné plochy jsou popsány v dalších kapitolách kde, je proveden také jejich výpočet a návrh.

3. Kapitola

Stechiometrické výpočty

Cílem stochiometrie je výpočet potřebného objemu vzduchu a vzniklého objemu spalin při spalování jednotkového množství daného paliva. Vychází se z tzv. stochiometrických spalovacích rovnic, které jsou odvozené na základě chemických reakčních rovnic a bilanci látkového množství jednotlivých prvků v palivu. Výpočet je proveden podle literatury [2],[3].

3.1 Minimální množství kyslíku

Uvažuji model dokonalého spalování, při kterém je předpoklad úplného spálení veškeré hořlaviny, které palivo obsahuje. Jedná se tedy pouze o teoretický případ. K výpočtu použijeme procentuální obsazení jednotlivých prvků v palivu.

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{30,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (3.1-1)$$

Dosazení obsahů jednotlivých prvků

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{37,21}{12,01} + \frac{3,14}{4,032} + \frac{0,70}{30,06} - \frac{10,09}{32} \right)$$

$$O_{O_2 \min} = 0,8027 \frac{Nm^3}{kg}$$

Obdobným způsobem vypočítáme minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg biomasy v podobě dřevní štěpky.

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{30,06} - \frac{O_2^r}{32} \right)$$
$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{28,65}{12,01} + \frac{3,40}{4,032} + \frac{0,01}{30,06} - \frac{25,07}{32} \right)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$O_{O_2 \min} = 0,5476 \frac{Nm^3}{kg}$$

3.2 Minimální množství suchého vzduchu

Pokud chceme vyčíslit minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spalování 1kg paliva musíme zohlednit objemový podíl kyslíku v atmosféře dané v tabulce 3-1 [3].

Tab. 3-1 Objemové složení vzduchu v atmosféře [2].

Složka	Objemový podíl x [-]
Kyslík O ₂	0,2100
Dusík N ₂	0,7805
Argon Ar (i vzácné plyny)	0,0092
Oxid uhličitý CO ₂	0,0003

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{SV \min} = \frac{1}{x_{O_2}} O_{O_2 \min} \quad (3.2-1)$$

$$O_{SV \min} = \frac{1}{0,21} 0,8027$$

$$O_{SV \min} = 3,822 \frac{m^3}{kg}$$

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{SV \min} = \frac{1}{x_{O_2}} O_{O_2 \min}$$

$$O_{SV \min} = \frac{1}{0,21} 0,5476$$

$$O_{SV \min} = 2,6076 \frac{m^3}{kg}$$

Množství suchého vzduchu s přepočtem na přebytek vzduchu α

Uvažovaný přebytek vzduchu $\alpha=1,25$

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{SV}^{\alpha} = O_{SV \min} \cdot \alpha \quad (3.2-2)$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 3,822 \cdot 1,25$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 4,778 \frac{m^3}{kg}$$

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{SV}^{\alpha} = O_{SV \min} \cdot \alpha$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 2,6076 \cdot 1,25$$

$$O_{SV}^{\alpha} = 3,2595 \frac{m^3}{kg}$$

3.3 Minimální množství vlhkého vzduchu

Při procesu spalování se v přiváděném vzduchu objevuje voda v podobě vodní páry na 1 m³ suchého vzduchu.

$$V_{H_2O} = \varphi \frac{p''}{p_C - p''} \quad (3.3-1)$$

φ - relativní vlhkost vzduchu

p'' - absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě okolí

p_C - celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

hodnota $\frac{p''}{p_C - p''}$ je dána tabulkou (tab.3-2)a je závislá na teplotě okolí čili na teplotě přisávaného vzduchu.

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Tab. 3-2 velikost výrazu $\frac{p''}{p_c - p''}$ pro různé teploty [2].

t [°C]	0	10	20	30	40	50
$\frac{p''}{p_c - p''}$	0,006	0,012	0,024	0,044	0,080	0,141

Aproximací získáme pro teplotu okolí $t=25^\circ\text{C}$ hodnotu 0,0339. Potom tuto hodnotu dosadíme do rovnice (3.3-2).

$$V_{H_2O} = 0,65 \cdot 0,0339 \quad (3.3-2)$$

$$V_{H_2O} = 0,022$$

Součinitel f vyjadřuje poměrné zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry a je dána vztahem [2] :

$$f = 1 + \varphi \frac{p''}{p_c - p''} \quad (3.3-3)$$

$$f = 1 + V_{H_2O}$$

$$f = 1,022$$

Potom minimální množství vlhkého vzduchu **pro spálení 1kg uhlí** je:

$$O_{VV \min} = f \cdot O_{SV \min} \quad (3.3-4)$$

$$O_{VV \min} = 1,022 \cdot 3,822$$

$$O_{VV \min} = 3,906 \frac{m^3}{kg}$$

Zase obdobným postupem dosadíme vypočtené hodnoty **pro spalování 1kg dřevní štěpky** a dostáváme:

$$O_{VV \min} = f \cdot O_{SV \min}$$

$$O_{VV \min} = 1,022 \cdot 2,6076$$

$$O_{VV \min} = 2,665 \frac{m^3}{kg}$$

Množství suchého vzduchu s přepočtem na přebytek vzduchu α

Uvažovaný přebytek vzduchu $\alpha=1,25$

Výpočet pro 1kg uhlí:

$$O_{VV}^{\alpha} = O_{VV \min} \cdot \alpha \quad (3.3-5)$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 3,906 \cdot 1,25$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 4,883 \frac{m^3}{kg}$$

Výpočet pro 1kg dřevní štěpky:

$$O_{VV}^{\alpha} = O_{VV \min} \cdot \alpha$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 2,665 \cdot 1,25$$

$$O_{VV}^{\alpha} = 3,331 \frac{m^3}{kg}$$

3.4 Minimální množství suchých spalin

Minimální množství suchých spalin dostávám při dokonalém spalování paliva tj. při ideálním přebytku vzduchu čili při hodnotě $\alpha=1$. Pro tento výpočet použijeme následující rovnice [2]:

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (3.4-1)$$

určení jednotlivých objemů při **spalování 1kg uhlí:**

- CO₂:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{SV \min} \quad (3.4-2)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{37,21}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,822$$

$$O_{CO_2} = 0,691 \frac{m^3}{kg}$$

- SO₂

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{prch}^r}{32,06} \quad (3.4-3)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,70}{32,06}$$

$$O_{SO_2} = 4,779 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

- N₂

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{SV \min} \quad (3.4-4)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,49}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,822$$

$$O_{N_2} = 2,987 \frac{m^3}{kg}$$

- Ar

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{SV \min} \quad (3.4-5)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 3,822$$

$$O_{Ar} = 0,035 \frac{m^3}{kg}$$

Po dosazení do rovnice (3.4-6) a sumaci hodnot dostáváme celkový objem spalin s ideálním přebytkem vzduchu **pro spalování 1kg uhlí.**

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (3.4-6)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$O_{SP\min}^S = 0,691 + 4,779 \times 10^{-3} + 2,987 + 0,035$$

$$O_{SP\min}^S = 3,718 \frac{m^3}{kg}$$

Stejným postupem provedeme výpočet **pro spalování 1kg dřevní štěpky**.

- CO₂:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{SV\min}$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{28,65}{12,01} + 0,0003 \cdot 2,6076$$

$$O_{CO_2} = 0,532 \frac{m^3}{kg}$$

- SO₂

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r_{prch}}{32,06}$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,01}{32,06}$$

$$O_{SO_2} = 6,8278 \times 10^{-5} \frac{m^3}{kg}$$

- N₂

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{SV\min}$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,38}{28,016} + 0,7805 \cdot 2,6076$$

$$O_{N_2} = 2,038 \frac{m^3}{kg}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

- Ar

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{SV \min}$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 2,6076$$

$$O_{Ar} = 0,0239 \frac{m^3}{kg}$$

Po dosazení do rovnice (3.4-6) a sumaci hodnot dostáváme celkový objem spalin s ideálním přebytkem vzduchu **pro spalování 1kg dřevní štěpky**.

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar}$$

$$O_{SP \min}^S = 0,532 + 6,8278 \times 10^{-5} + 2,038 + 0,0239$$

$$O_{SP \min}^S = 2,594 \frac{m^3}{kg}$$

Množství suchých spalin s přepočtem na přebytek vzduchu α

Uvažovaný přebytek vzduchu $\alpha=1,25$

Uvažovaný přebytek vzduchu má za následek zvětšení objemu spalin. Při ideální přebytku vzduchu $\alpha=1$ dochází k dostatečné oxidaci paliva při hoření. S přebytkem vzduchu $\alpha=0,25$ dochází k dokonalému spalování, ale také k nárůstu objemu spalin. V následujících výpočtech provedeme přepočet objemu spalin jednotlivých prvků (viz. výše spočtených pro $\alpha=1$) na námi uvažovaný přebytek vzduchu $\alpha=1,25$. Výsledkem je přírůstek objemu spalin.

$$O_{SP,dV}^S = (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad (3.4-7)$$

$$O_{SP,dV}^S = (1,25 - 1) \cdot 3,906$$

$$O_{SP,dV}^S = 1,1718 \frac{m^3}{kg}$$

Tento výsledný přebytek vzduchu se rozdělí v následujícím množství, a to podle procentuálního obsahu prvků ve vzduchu. Tyto podíly jsou uvedeny v tabulce 3-1.

Přírůstek objemu spalin jednotlivých prvků zastoupených v atmosféře s uvažovaným přebytkem vzduchu pro 1kg uhlí:

Oxid uhličitý – CO₂:

$$O_{CO_2,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{CO_2} \quad (3.4-8)$$

$$O_{CO_2,dV} = 1,1718 \cdot 0,0003$$

$$O_{CO_2,dV} = 3,5154 \times 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Argon a vzácné plyny – Ar:

$$O_{Ar,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{Ar} \quad (3.4-9)$$

$$O_{Ar,dV} = 1,1718 \cdot 0,0092$$

$$O_{Ar,dV} = 0,01078 \frac{m^3}{kg}$$

Kyslík – O₂:

$$O_{O_2,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{O_2} \quad (3.4-10)$$

$$O_{O_2,dV} = 1,1718 \cdot 0,21$$

$$O_{O_2,dV} = 0,246 \frac{m^3}{kg}$$

Dusík – N₂:

$$O_{N_2,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{N_2} \quad (3.4-11)$$

$$O_{N_2,dV} = 1,1718 \cdot 0,7805$$

$$O_{N_2,dV} = 0,915 \frac{m^3}{kg}$$

Složení vzduchu udává také výskyt prvků, jakož jsou např. helium, methan, vodík. Jelikož objemový podíl je velmi malý pro tento výpočet jej zanedbáváme. Po uvážení přebytku vzduchu budou konečné objemy spalin pro spalování uhlí následné:

$$\text{Objem CO}_2: O_{CO_2}^a = O_{CO_2} + O_{CO_2,dV} = 0,691 + 3,5154 \times 10^{-4} = 0,6913 \frac{m^3}{kg} \quad (3.4-12)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\text{Objem SO}_2: O_{SO_2}^\alpha = O_{SO_2} = 4,779 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg} \quad (3.4-13)$$

$$\text{Objem Ar: } O_{Ar}^\alpha = O_{Ar} + O_{Ar,dV} = 0,035 + 0,01078 = 0,0457 \frac{m^3}{kg} \quad (3.4-14)$$

$$\text{Objem N}_2: O_{N_2}^\alpha = O_{N_2} + O_{N_2,dV} = 2,987 + 0,915 = 3,902 \frac{m^3}{kg} \quad (3.4-15)$$

$$\text{Objem O}_2: O_{O_2}^\alpha = O_{O_2,dV} = 0,246 \frac{m^3}{kg} \quad (3.4-16)$$

Po sumaci jednotlivých složek dostaneme konečný objem suchých spalin po spálení 1kg uhlí s přebytkem vzduchu $\alpha=1,25$.

$$O_{SP,\alpha}^S = O_{CO_2}^\alpha + O_{SO_2}^\alpha + O_{N_2}^\alpha + O_{Ar}^\alpha + O_{O_2}^\alpha \quad (3.4-17)$$

$$O_{SP,\alpha}^S = 0,6913 + 4,779 \times 10^{-3} + 0,0457 + 3,902 + 0,246$$

$$O_{SP,\alpha}^S = 4,889 \frac{m^3}{kg}$$

Stejným postupem provedeme výpočet **pro spalování 1kg dřevní štěpky**

Přírůstek objemu:

$$O_{SP,dV}^S = (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad (3.4-18)$$

$$O_{SP,dV}^S = (1,25 - 1) \cdot 2,665$$

$$O_{SP,dV}^S = 0,7995 \frac{m^3}{kg}$$

Přírůstek objemu spalin jednotlivých prvků zastoupených v atmosféře s uvažovaným přebytkem vzduchu pro 1kg dřevní štěpky:

Oxid uhličitý – CO₂:

$$O_{CO_2,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{CO_2} \quad (3.4-19)$$

$$O_{CO_2,dV} = 0,7995 \cdot 0,0003$$

$$O_{CO_2,dV} = 2,398 \times 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Argon a vzácné plyny – Ar:

$$O_{Ar,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{Ar} \quad (3.4-20)$$

$$O_{Ar,dV} = 0,7995 \cdot 0,0092$$

$$O_{Ar,dV} = 7,355 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

Kyslík – O₂:

$$O_{O_2,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{O_2} \quad (3.4-21)$$

$$O_{O_2,dV} = 0,7995 \cdot 0,21$$

$$O_{O_2,dV} = 0,167 \frac{m^3}{kg}$$

Dusík – N₂:

$$O_{N_2,dV} = O_{SP,dV}^S \cdot x_{N_2} \quad (3.4-21)$$

$$O_{N_2,dV} = 0,7995 \cdot 0,7805$$

$$O_{N_2,dV} = 0,624 \frac{m^3}{kg}$$

Objemy jednotlivých složek obsažených v objemu suchých spalin:

Objem CO₂: $O_{CO_2}^\alpha = O_{CO_2} + O_{CO_2,dV} = 0,532 + 2,398 \times 10^{-4} = 0,5322 \frac{m^3}{kg}$

Objem SO₂: $O_{SO_2}^\alpha = O_{SO_2} = 6,8278 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$

Objem Ar: $O_{Ar}^\alpha = O_{Ar} + O_{Ar,dV} = 0,0239 + 7,355 \times 10^{-3} = 0,0312 \frac{m^3}{kg}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\text{Objem } N_2: O_{N_2}^\alpha = O_{N_2} + O_{N_2,dV} = 2,038 + 0,624 = 2,662 \frac{m^3}{kg}$$

$$\text{Objem } O_2: O_{O_2}^\alpha = O_{O_2,dV} = 0,167 \frac{m^3}{kg}$$

Po sumaci jednotlivých složek dostaneme konečný objem suchých spalin po spálení 1kg dřevní štěpky s přebytkem vzduchu $\alpha=1,3$.

$$\begin{aligned} O_{SP,\alpha}^S &= O_{CO_2}^\alpha + O_{SO_2}^\alpha + O_{N_2}^\alpha + O_{Ar}^\alpha + O_{O_2}^\alpha \\ O_{SP,\alpha}^S &= 0,5322 + 6,827 \times 10^{-3} + 0,0312 + 2,662 + 0,167 \\ O_{SP,\alpha}^S &= 3,399 \frac{m^3}{kg} \end{aligned}$$

3.5 Minimální množství vlhkých spalin.

Základní rovnice pro objem spalin kde vystupují také objem vodních par vznikajících chemickými reakcemi při hoření vodík [2].

$$O_{SP,\min}^V = O_{SP,\min}^S + O_{H_2O,\min} \quad (3.5-1)$$

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV,\min} \cdot (f - 1) \quad (3.5-2)$$

Výpočet při spalování 1kg uhlí:

$$\begin{aligned} O_{H_2O,\min} &= \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV,\min} \cdot (f - 1) \\ O_{H_2O,\min} &= \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0314 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,38 + 3,822 \cdot (1,022 - 1) \\ O_{H_2O,\min} &= 0,905 \frac{m^3}{kg} \end{aligned}$$

Po dosazení do rovnice (3.5-1) dostáváme.

$$O_{SP,\min}^V = O_{SP,\min}^S + O_{H_2O,\min}$$

$$O_{SP,\min}^V = 3,718 + 0,905$$

$$O_{SP,\min}^V = 4,623 \frac{m^3}{kg}$$

Výpočet při spalování 1kg dřevní štěpky

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

$$O_{H_2O,\min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,034 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4 + 2,6076 \cdot (1,022 - 1)$$

$$O_{H_2O,\min} = 0,932 \frac{m^3}{kg}$$

Po dosazení do rovnice (3.5-1) dostáváme.

$$O_{SP,\min}^V = O_{SP,\min}^S + O_{H_2O,\min}$$

$$O_{SP,\min}^V = 2,594 + 0,932$$

$$O_{SP,\min}^V = 3,526 \frac{m^3}{kg}$$

Přepočtení množství vlhkých spalin s přepočtem na přebytek vzduchu $\alpha=1,25$

Pro uhlí:

$$O_{H_2O}^\alpha = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV}^\alpha \cdot (1,022 - 1) \quad (3.5-3)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0314 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,38 + 4,778 \cdot (1,022 - 1)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = 0,926 \frac{m^3}{kg}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$O_{SP,\alpha}^V = O_{SP,\alpha}^S + O_{H_2O}^\alpha$$

$$O_{SP,\alpha}^V = 4,889 + 0,926$$

$$O_{SP,\alpha}^V = 5,815 \frac{m^3}{kg}$$

Pro dřevní štěpku:

$$O_{H_2O}^\alpha = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{SV}^\alpha \cdot (1,022 - 1)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,034 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4 + 3,2595 \cdot (1,022 - 1)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = 0,946 \frac{m^3}{kg}$$

$$O_{SP,\alpha}^V = O_{SP,\alpha}^S + O_{H_2O}^\alpha$$

$$O_{SP,\alpha}^V = 3,399 + 0,946$$

$$O_{SP,\alpha}^V = 4,345 \frac{m^3}{kg}$$

Pro uhlí:

$$N_2: x_{SP,N_2}^V = \frac{O_{N_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{3,902}{5,815} = 0,671 = 67,10\% \quad (3.5-11)$$

$$Ar: x_{SP,Ar}^V = \frac{O_{Ar}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,0457}{5,815} = 7,858 \times 10^{-3} = 0,785\% \quad (3.5-12)$$

$$O_2: x_{SP,O_2}^V = \frac{O_{O_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,246}{5,815} = 0,0423 = 4,23\% \quad (3.5-13)$$

$$CO_2: x_{SP,CO_2}^V = \frac{O_{CO_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,6913}{5,815} = 0,1188 = 11,88\% \quad (3.5-14)$$

$$SO_2: x_{SP,SO_2}^V = \frac{O_{SO_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{4,779 \times 10^{-3}}{5,815} = 8,218 \times 10^{-4} = 0,082\% \quad (3.5-15)$$

$$H_2O: x_{SP,H_2O}^V = \frac{O_{H_2O}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,926}{5,815} = 0,1592 = 15,92\% \quad (3.5-16)$$

Pro dřevní štěpku:

$$\text{N}_2: x_{SP,N_2}^V = \frac{O_{N_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{2,662}{4,345} = 0,6126 = 61,26\%$$

$$\text{Ar}: x_{SP,Ar}^V = \frac{O_{Ar}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,0457}{4,347} = 0,0105 = 1,05\%$$

$$\text{O}_2: x_{SP,O_2}^V = \frac{O_{O_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,167}{4,345} = 0,0384 = 3,84\%$$

$$\text{CO}_2: x_{SP,CO_2}^V = \frac{O_{CO_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,5322}{4,345} = 0,1224 = 12,24\%$$

$$\text{SO}_2: x_{SP,SO_2}^V = \frac{O_{SO_2}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{6,8278 \times 10^{-3}}{4,345} = 1,5714 \times 10^{-3} = 0,157\%$$

$$\text{H}_2\text{O}: x_{SP,H_2O}^V = \frac{O_{H_2O}^\alpha}{O_{SP,\alpha}^V} = \frac{0,946}{4,345} = 0,2177 = 21,77\%$$

4. Kapitola

4.1 Emise spalin

Oxidy síry

Pokud palivo obsahuje síru, může se jednat o jednu ze čtyř jejích podob. Jedná se o síru organicky vázanou, pyritickou, v podobě sulfanu a v poslední řadě o síru síranovou, která je nespalitelná. Spalování sirnatých látek vzniká oxid siřičitý SO_2 podle chemické reakce uvedené v rovnici (4.1-3)

Oxidy síry jsou součástí spalin a je velkou snahou je odstraňovat. Důvodem je nepříznivé zvyšování teploty rosného bodu spalin a to zapříčiní rychlou korozi trubek výhřevných ploch.

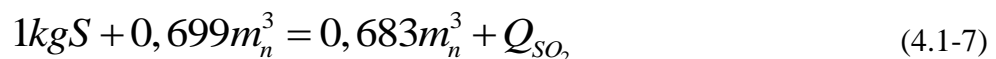
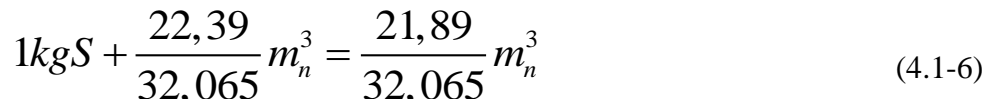
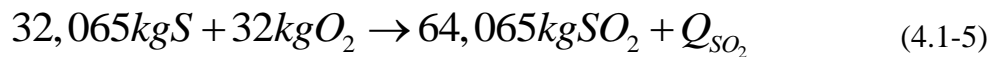
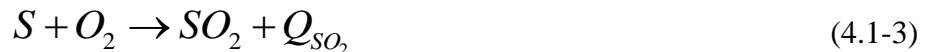
Ze zadání můžeme vyvodit, že na 1kg surového paliva v podobě uhlí připadá 7000 mg síry a v podobě dřevní štěpky 100 mg. Podělením hmotnostního podílu síry (m_s) a relativní atomové hmotnosti síry ($A_s=32,065 \text{ kg/mol}$) dostáváme látkové množství síry (n_s).

$$n_s = \frac{m_s}{A_s} \quad (4.1-1)$$

Výpočet pro uhlí:

$$n_s = \frac{m_s}{A_s} = \frac{7}{32,065} = 0,218306 \text{ mol} / \text{kg}_p \quad (4.1-2)$$

Vznik oxidu siřičitého probíhá podle chemické reakce [3]:



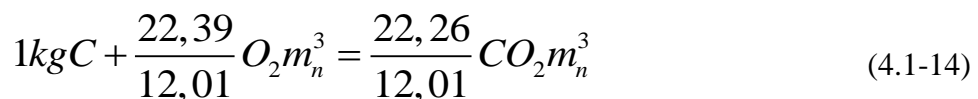
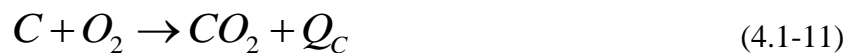
$$100\% \text{ uhlí} : 0,007 \text{ kg} S / \text{kg}_p \cdot \frac{64,065}{32,065} = 0,014 \text{ kg} SO_2 / \text{kg}_p \quad (4.1-8)$$

$$100\% \text{ uhlí} : 0,007 \text{ kg} S / \text{kg}_p \cdot 0,683 m_n^3 = 4,781 \times 10^{-3} m_m^3 SO_2 / \text{kg}_p \quad (4.1-9)$$

Oxidy uhlíku:

Spalování uhlíku na kysličník uhličitý:

$$n_s = \frac{m_s}{A_C} = \frac{372,1}{12,01} = 30,9825 \text{ mol} / \text{kg}_p \quad (4.1-10)$$



$$100\% \text{uhlí} : 0,3721 \text{kgC} / \text{kg}_p \cdot \frac{64,065}{12,01} = 1,984 \text{kgCO}_2 / \text{kg}_p \quad (4.1-16)$$

$$100\% \text{uhlí} : 0,3721 \text{kgC} / \text{kg}_p \cdot 1,865 = 0,6939 \text{m}_n^3 \text{CO}_2 / \text{kg}_p \quad (4.1-17)$$

$$z1 \text{kgC} = 1,865 \frac{\text{m}_n^3}{\text{kgCO}_2} \cdot 1,984 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{kg}_p} = 3,701 \text{m}_n^3 \text{CO}_2 / \text{kg}_p \quad (4.1-18)$$

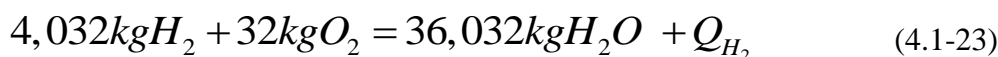
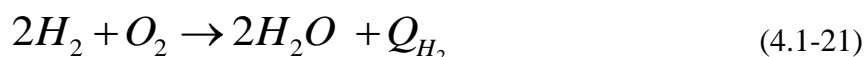
se vzduchem:

$$3,701 + 0,003 \cdot 3,822 = 3,7021 \text{m}_n^3 \text{CO}_2 / \text{kg}_p \quad (4.1-19)$$

Oxidy vodíku:

Spalování vodíku na vodní páru:

$$n_s = \frac{m_s}{A_C} = \frac{31,4}{4,032} = 7,787 \text{mol} / \text{kg}_p \quad (4.1-20)$$



$$1 \text{kgH}_2 + \frac{22,39}{4,032} \text{O}_2 \text{m}_n^3 = \frac{44,80}{4,032} \text{m}_n^3 \quad (4.1-24)$$

$$1 \text{kgH}_2 + 5,553 \text{m}_n^3 = 11,1 \text{m}_n^3 + Q_{\text{H}_2} \quad (4.1-25)$$

$$100\% \text{uhlí} : 0,0314 \text{kgH}_2 / \text{kg}_p \cdot \frac{64,065}{4,032} = 0,4989 \text{kgH}_2\text{O} / \text{kg}_p$$

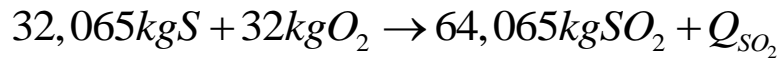
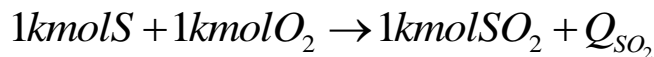
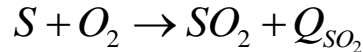
$$100\% \text{uhlí} : 0,0314 \text{kgH}_2 / \text{kg}_p \cdot 11,111 = 0,3488 \text{m}_m^3 \text{H}_2\text{O} / \text{kg}_p \quad (4.1-27)$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$n_S = \frac{m_S}{A_S} = \frac{0,1}{32,065} = 0,003118 \text{ mol} / \text{kg}_p$$

Vznik oxidu siřičitého probíhá podle chemické reakce [3]:



$$1 \text{ kg} S + \frac{22,39}{32,065} m_n^3 = \frac{21,89}{32,065} m_n^3$$

$$1 \text{ kg} S + 0,699 m_n^3 = 0,683 m_n^3 + Q_{SO_2}$$

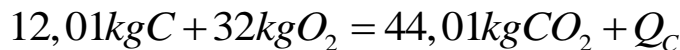
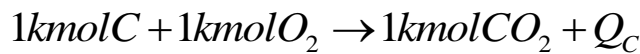
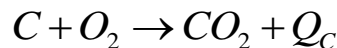
$$100\% \text{ biom} : 0,0001 \text{ kg} S / \text{kg}_p \cdot \frac{64,065}{32,065} = 0,000199 \text{ kg} SO_2 / \text{kg}_p$$

$$100\% \text{ biom} : 0,0001 \text{ kg} S / \text{kg}_p \cdot 0,683 = 0,0000683 m_n^3 SO_2 / \text{kg}_p$$

Oxidy uhlíku:

Spalování uhlíku na kysličník uhličitý:

$$n_C = \frac{m_C}{A_C} = \frac{286,5}{12,01} = 23,85512 \text{ mol} / \text{kg}_p$$



$$1 \text{ kg} C + \frac{22,39}{12,01} O_2 m_n^3 = \frac{22,26}{12,01} CO_2 m_n^3$$

$$1 \text{ kg} C + 1,865 m_n^3 = 1,865 m_n^3 + Q_C$$

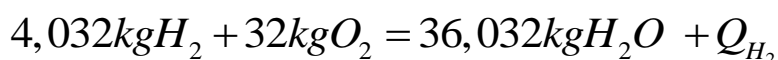
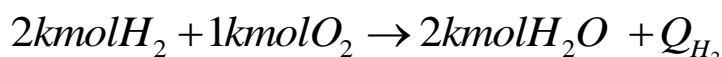
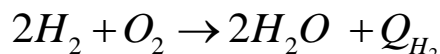
$$100\% \text{ biom.} : 0,2865 \text{ kg} C / \text{kg}_p \cdot \frac{64,065}{12,01} = 1,5282 \text{ kg} CO_2 / \text{kg}_p$$

$$100\% \text{ biom.} : 0,2865 \text{ kg} C / \text{kg}_p \cdot 1,865 m_n^3 = 0,534 m_n^3 CO_2 / \text{kg}_p$$

Oxidy vodíku:

Spalování vodíku na vodní páru:

$$n_s = \frac{m_s}{A_c} = \frac{34,0}{4,032} = 8,4325 \text{ mol} / \text{kg}_p$$



$$1 \text{ kg} H_2 + \frac{22,39}{4,032} O_2 m_n^3 = \frac{44,80}{4,032} m_n^3$$

$$1 \text{ kg} H_2 + 5,553 m_n^3 = 11,1 m_n^3 + Q_{H_2}$$

$$100\% \text{ biom.} : 0,0340 \text{ kg} H_2 / \text{kg}_p \cdot \frac{64,065}{4,032} = 0,5402 \text{ kg} H_2O / \text{kg}_p$$

$$100\% \text{ biom.} : 0,0340 \text{ kg} H_2 / \text{kg}_p \cdot 11,111 m_n^3 = 0,3777 m_n^3 H_2O / \text{kg}_p$$

4.2 Emise SO₂ a odsíření

Po výpočtu odsíření se upřesní obsah CO₂, který přibude z rozloženého CaCO₃ na CO₂ a CaO a ubude obsah SO₂ podle účinnosti odsířovací reakce.

Výpočet pro uhlí:

$$100\% \text{ uhlí} : O_{SO_2} = \frac{0,014 \frac{\text{kg} SO_2}{\text{kg}}}{3,718 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = \frac{1400 \frac{\text{mg} SO_2}{\text{kg}}}{3,718 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 3765,46 \frac{\text{mg} SO_2}{\text{m}_{sp}^3}$$

(4.2-1)

Porovnání výsledku a dovolené množství emisí ze zadání ($200 \text{ mg} SO_2 / \text{m}_{sp}^3$) plyne, že při spalování uhlí vznikají velké emise SO₂ na metr kubických spalin. Zprvu budeme uvažovat účinnost odsíření 92,5% a molární přebytek vápence 2,2.

Zadané hodnoty emisních limitů jsou vztaženy na suché spaliny o tlaku 101,32 kPa při teplotě 0 °C a obsahu kyslíku 6 %. Provedeme výpočet pro obsah kyslíku při $\omega_{O_2} = 0\%$ a poté přepočtem na zadaných $\omega_{O_2} = 6\%$.

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\omega_{O_2}^{0\%} = (1 - 0,925) \cdot 3765,46 = 282,4095 \text{ mgSO}_2 / \text{m}_{sp}^3 \quad (4.2-2)$$

Přepočet na $\omega_{O_2} = 6\%$.

$$\frac{0,21 - \omega_{O_2}^{6\%}}{0,21 - \omega_{O_2}^{0\%}} = \frac{0,21 - 0,06}{0,21} = 0,7143 \quad (4.2-3)$$

$$\omega_{O_2}^{6\%} = 0,7143 \cdot \omega_{O_2}^{0\%} = 0,7143 \cdot 282,4095 = 201,725 \text{ mgSO}_2 / \text{m}_{n,sp}^3 \quad (4.2-4)$$

Předpokládaná účinnost odsíření $\eta_{\text{odsi.}} = 92,5\%$ nedosáhla dokonalého snížení obsahu SO_2 na požadované emisní limity. I když tato hodnota při rozkladu $CaCO_3$ poklesne. Iterační metodou jsme přepočítali množství $\text{mgSO}_2 / \text{m}_{n,sp}^3$ při vyšší účinnosti odsíření až po vyhovující limity.

$$\omega_{O_2}^{0\%} = (1 - 0,926) \cdot 3765,46 = 278,644 \text{ mgSO}_2 / \text{m}_{sp}^3 \quad (4.2-5)$$

$$\omega_{O_2}^{6\%} = 0,7143 \cdot \omega_{O_2}^{0\%} = 0,7143 \cdot 278,644 = 199,035 \text{ mgSO}_2 / \text{m}_{n,sp}^3 \quad (4.2-6)$$

Limit vyhovuje při účinnosti odsíření $\eta_{\text{odsi.}} = 92,6\%$.

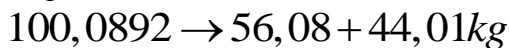
Výpočet obsahu CO_2 a SO_2 :

$$0,926 \cdot 0,004781 = 0,004427 \text{ m}_n^3 \text{SO}_2 / \text{kg}_p \text{ odsířené} \quad (4.2-7)$$

$$0,926 \cdot 0,007 = 0,00648 \text{ kgSO}_2 / \text{kg}_p$$



Přepis v molárních hmotnostech:



Přepis v molárních hmotnostech:

$$56,08 + 64,065 + 8 = 136,1436 \text{ kg}$$

$$1\text{kgS} \cdot \frac{64,065}{32,065} = 2\text{kgSO}_2 \Rightarrow 0,00648\text{kgS} / \text{kg}_p \cdot 2 = 0,012964\text{kgSO}_2 / \text{kg}_p \quad (4.2-10)$$

Převod SO_2 na uvolněné CO_2 :

$$\frac{Ca_2}{SO_2} = \frac{44,01}{64,065} \cdot 0,012964 = 0,008903 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{kg}_p} \text{odsířené} \quad (4.2-11)$$

Konečné objemy SO_2 a CO_2 :

$$O_{SO_2} - O_{SO_2\text{odsířené}} = 0,004781 - 0,004427 = 0,000354 \frac{\text{m}^3\text{SO}_2}{\text{kg}_p} \quad (4.2-12)$$

$$O_{CO_2} + O_{CO_2\text{odsířené}} = 0,6939 + 0,008903 = 0,7028 \frac{\text{m}^3\text{SO}_2}{\text{kg}_p} \quad (4.2-13)$$

Při výpočtu minimálního množství spalin dostáváme nové množství při odsíření.

$$O_{SP\text{min}}^{\text{odsíř.}} = O_{SO_2} + O_{CO_2} + O_{H_2O} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (4.2-14)$$

$$O_{SP\text{min}}^{\text{odsíř.}} = 0,000354 + 0,7028 + 0,3448 + 2,987 + 0,035 = 4,0739 \frac{\text{m}_n^3}{\text{kg}_p} \quad (4.2-19)$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$100\% \text{biom.} : O_{SO_2} = \frac{0,000119 \frac{\text{kgSO}_2}{\text{kg}}}{2,594 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = \frac{119 \frac{\text{mgSO}_2}{\text{kg}}}{2,594 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 45,875 \frac{\text{mgSO}_2}{\text{m}_{sp}^3}$$

Pro biomasu se odsířování počítat nebude, protože emise síry se splní z důvodu malého obsahu síry v biomase.

$$O_{SP\text{min}}^{\text{odsíř.}} = O_{SO_2} + O_{CO_2} + O_{H_2O} + O_{N_2} + O_{Ar}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$O_{SP\min}^{odsír.} = 0,0000683 + 0,5343 + 0,3777 + 2,038 + 0,0239 = 2,97397 \frac{m_n^3}{kg_p}$$

4.3 Emise HCl a Cl

Výpočet pro spalování uhlí:

V zadaném uhlí je obsaženo 0,005 hm.%Cl.

Molární hmotnosti: $M_{Cl} = 35,453 \text{ kg/mol}$
 $M_H = 1,008 \text{ kg/mol}$
 $M_{HCl} = 36,461 \text{ kg/mol}$

Hustota $\rho_{HCl} = 1,503 \text{ kg/m}^3$
Avogadrovo číslo:

$$A = \frac{HCl}{\rho_{HCl}} = \frac{36,461}{1,503} = 24,258 \quad (4.3-1)$$

Objem HCl vznikající při spalování 1kg uhlí:

$$V_{HCl} = A \cdot \frac{M_{HCl}}{M_{Cl}} \cdot Cl = 24,258 \cdot \frac{36,461}{35,457} \cdot \frac{0,005}{100} = 1,247 \times 10^{-3} \text{ Nm}^3 / s \quad (4.3-2)$$

Pozn.: Jelikož je hmotnostní obsah Cl v uhlí 0,005 hm. % a z výpočtu vyplývá, že objem HCl je zanedbatelný, při dalším výpočtu tento objem ve spalinách zanedbáváme.

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

Objem HCl vznikající při spalování 1kg dřevní štěpky:

$$V_{HCl} = A \cdot \frac{M_{HCl}}{M_{Cl}} \cdot Cl = 24,258 \cdot \frac{36,461}{35,457} \cdot \frac{0,058}{100} = 0,0144 \text{ Nm}^3 / s$$

Pozn.: I když při spalování dřevní štěpky je objem v podstatě větší, než při spalování uhlí opět toto spočítané množství je zanedbáváme a proto není uvažováno v entalpii spalin. A objem proudí dál se spalinami.

5. Kapitola

Výpočet ztrát kotle a tepelná účinnost

Cílem této kapitoly je podat informace a vyjádřit jednotlivé ztráty, které vznikají při procesu spalování. Po výpočtu ztrát kotle a jejich sumaci dostáváme tepelnou účinnost tzv. nepřímou metodou.

5.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta je způsobena obsahem uhlíku C ve škváře, strusce, popílku ve spalinách nebo propadem. Ztrátu mechanickým nedopalem nazýváme také ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích. Jelikož se jedná o ztrátu, má za následek pokles výkonu kotle. Minimalizovat tuto ztrátu můžeme tím, že palivo více vysušíme nebo necháme palivo déle ve fluidní vrstvě.

$$\xi_{MN} = Q_c \frac{C_i}{1-C_i} \frac{X_i}{Q_i^r} = \frac{Q_c A^r}{Q_i^r} \cdot \left(\frac{C_s}{1-C_s} X_s + \frac{C_r}{1-C_r} X_r + \frac{C_u}{1-C_u} X_u \right)$$

(5.1-1)

Q_c – výhřevnost uhlíku

Q_i^r – výhřevnost paliva

A^r – obsah popelovin v palivu

X_i – poměr hmotnosti popela v uvažovaném druhu tuhých zbytků

škváře, strusce(š, s) popílek ve spalinách(u), roštový propad(r)

C_i – obsah uhlíku v druhu tuhých zbytků

škváře, strusce(š, s) popílek ve spalinách(u), roštový propad(r)

Dosažení a výpočet pro uhlí:

$$\xi_{MN_{uhlí}} = \frac{32700 \cdot 0,1037}{14000} \cdot \left(\frac{0,06}{1-0,06} \cdot 30 + 0 + \frac{0,06}{1-0,06} \cdot 70 \right) = 0,01543\%$$

Dosazení a výpočet pro dřevní štěpku:

$$\xi_{MN_{biom}} = \frac{32700 \cdot 0,025}{9500} \cdot \left(\frac{0,06}{1-0,06} \cdot 30 + 0 + \frac{0,06}{1-0,06} \cdot 70 \right) = 0,549\%$$

U fluidních kotlů musíme vyloučit procentuální zastoupení ztráty roštovým propadem. Je to z důvodu, že fluidní kotel nemá rošt. Podle tabulky ... [dlouhý] bychom přerozdělili a zároveň uvažovali ve výpočtu procentuální podíl popela v poměru 90 % podíl ve strusce a 10 % podíl v úletu. Obdobně podle tabulky ... [dlouhý] bychom získali podíl spalitelných látek. Avšak podle skutečnosti z praxe uvažujeme, nedopal o velikosti 0,06 % a podíl popela v poměru 30% na loži a 70% v úletu. Toto přerozdělení budeme uvažovat i v následující zprávě.

5.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tato ztráta spočívá v nevyužitém teple tuhých zbytků, které odcházejí komínem. Ztráta je tím větší, čím je větší teplota spalin na výstupu z komína. Velikost ztráty vypočítáme pomocí vzorce [5.2-1]:

$$\xi_{FI} = \frac{1}{1-C_i} \frac{X_i \cdot A^r \cdot i_i}{Q_i^r} = \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot \left(\frac{X_s \cdot i_s}{1-C_s} + \frac{X_r \cdot i_r}{1-C_r} + \frac{X_p \cdot i_p}{1-C_p} \right) \quad (5.2-1)$$

Q_i^r – výhřevnost paliva

A^r – obsah popelovin v palivu

X_i – poměr hmotnosti popela v uvažovaném druhu tuhých zbytků

škváře, strusce(š,s) popílek ve spalinách(ú), roštový propad(r)

i_i – entalpie tuhých zbytků spalin $i = c_i \cdot t$

C_i – obsah uhlíku v druhu tuhých zbytků

škváře, strusce(š,s) popílek ve spalinách(ú), roštový propad(r)

Dosazení a výpočet pro uhlí:

$$\xi_{FI} = \frac{0,1037}{14000} \cdot \left(\frac{30 \cdot 560}{1-0,06} + 0 + \frac{70 \cdot 115,0911}{1-0,06} \right) = 0,195\%$$

Dosazení a výpočet pro dřevní štěpku:

$$\xi_{FI} = \frac{0,025}{9500} \cdot \left(\frac{30 \cdot 560}{1 - 0,01} + 0 + \frac{70 \cdot 115,0911}{1 - 0,01} \right) = 0,07\%$$

Tak jako u ztráty mechanickým nedopalem jsme uvažovali stejné podíly popela a podílu spalitelných látek. Entalpie popílku jsme dopočetali pomocí měrné tepelné kapacity odvozené interpolací z tabulky 6.6-1 [2] pro teplotu 140°C jenž je teplota na konci kotle. Pro entalpii škváry jsem uvažoval teplotu 600 °C.

5.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách

Tuto ztrátu také nazýváme chemickým nedopalem. Je způsobena chemickou nedokonalostí spalování. Při dokonalém spalování dochází při hoření a reakci s kyslíkem k vývinu tepla. Máme na mysli, že nejprve vzniká oxid uhelnatý spolu s teplem a při další oxidaci oxid uhličitý a rovněž uvolněné teplo. Pokud nedojde vlivem dostatečného rozložení kyslíku a také přivedení dostatečného množství kyslíku s určitým přebytkem, nemusí dojít k některé z reakcí a tím ztrácíme teplo. Tedy takovou reakci můžeme považovat i za nedokonalé spalování.

Vztah pro přibližný výpočet chemickým nedopalem [2], [6]:

$$\xi_{CN} \doteq \frac{a \cdot \omega_{CO}}{\omega_{CO} \cdot \omega_{CO_2}} \quad (5.3-1)$$

$\omega_{CO}, \omega_{CO_2}$ – objemová koncentrace CO a CO₂ ve spalinách

a – konst.anta určující druh paliva hnědé uhlí $a = 0,65$,

Je uvažován pouze přibližný výpočet s předpokladu, že dominantní složkou, která na tuto ztrátu má největší vliv je oxid uhelnatý.

Dosazení a výpočet pro uhlí:

$$X_{CO} \doteq \frac{0,21 - O_{2_{měř.}}}{0,21 - O_{2_{zadan.}}} = \frac{0,21 - 0,0423}{0,21 - 0,06} = 1,118 \quad (5.3-2)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\omega_{CO} \doteq \frac{X_{CO}}{\rho_{CO}} = \frac{1,118}{1,2506} = 0,894 m^3 / kg_p \quad (5.3-3)$$

$$\omega_{CO_2} \doteq \frac{X_{CO_2}}{O_{SP_{min.}}^{odsi.}} = \frac{0,1118}{4,0739} = 0,027 m^3 / kg_p \quad (5.3-4)$$

$$\xi_{CN} \doteq \frac{0,65 \cdot 0,894}{0,894 \cdot 0,027} = 0,24\% \quad (5.3-5)$$

Dosazení a výpočet pro dřevní štěpku:

$$X_{CO} \doteq \frac{0,21 - O_{2_{měř.}}}{0,21 - O_{2_{zadan.}}} = \frac{0,21 - 0,0384}{0,21 - 0,06} = 1,144$$

$$\omega_{CO} \doteq \frac{X_{CO}}{\rho_{CO}} = \frac{1,144}{1,2506} = 0,914 m^3 / kg_p$$

$$\omega_{CO_2} \doteq \frac{X_{CO_2}}{O_{SP_{min.}}^{odsi.}} = \frac{0,1224}{2,973} = 0,0411 m^3 / kg_p$$

$$\xi_{CN} \doteq \frac{0,65 \cdot 0,914}{0,914 \cdot 0,0411} = 0,158\%$$

5.4 Ztráta fyzickým teplem spalin

Tato ztráta známá i jako komínová ztráta představuje tepelnou energii, která odchází z kotle v podobě plynných spalin. Tedy můžeme říct, že jde o teplo spalin, které nedokážu využít. Je závislá na teplotě spalin a přebytkem vzduchu za kotlem. Komínová ztráta je největší ztrátou kotle. Navíc ovlivňujícím faktorem této ztráty je teplota rosného bodu spalin. Ztráta je tím větší čím do komína pouštím teplejší spaliny.

Vzorec pro stanovení ztráty [2],[6]:

$$\xi_k = (1 - \xi_{MN}) \cdot \frac{i_s - i_v}{Q_i^r} \quad (5.4-1)$$

i_s – entalpie spalin při teplotě t_s za kotlem vztahena na 1kg paliva

i_v – entalpie vzduchu při teplotě $t_v = 25^\circ\text{C}$

$$i_s = i_s^{\min} + (\alpha - 1) \cdot i_v^{\min} + i_{pop} \quad (5.4-2)$$

i_{pop} – entalpie popele při teplotě t_s

α – přebytek vzduchu

t_s – teplota spalin 140°C

$$i_s^{\min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (5.4-3)$$

O_i – objemy jednotlivých složek viz.kapitola 3.

i_i – entalpie jednotlivých složek

$$i_v^{\min} = O_{VV\min} \cdot c_v \cdot t_v \quad (5.4-4)$$

$O_{VV\min}$ – objem vlhkého vzduchu viz.kapitola 3.

c_v – měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě t_s .

t_s – teplota 25°C

$$i_v = i_v^{\min} \cdot \alpha \quad (5.4-5)$$

$$i_{pop} = c_{pop} \cdot t_{pop} \quad (5.4-6)$$

$$c_{pop} = 0,712 + 0,502 \times 10^{-3} \cdot t_{pop} \quad (5.4-7)$$

c_{pop} – měrná tepelná kapacita popele při teplotě 140°C .

Výpočet pro uhlí:

$$i_s = i_s^{\min} + (\alpha - 1) \cdot i_v^{\min} + i_{pop}$$

$$i_s^{\min} = 0,691 \cdot 244,8 + 4,779 \times 10^{-3} \cdot 270,2 + 2,987 \cdot 182 + 0,905 \cdot 211,6 + 0,035 \cdot 130,2$$

$$i_s^{\min} = 910,137 \text{ kJ / kg}$$

$$i_v^{\min} = 3,906 \cdot 1,01 \cdot 25 = 98,626 \text{ kJ / kg}$$

$$i_v = 98,626 \cdot 1,25 = 123,283 \text{ kJ / kg}$$

$$i_s = 910,137 + (1,25 - 1) \cdot 98,626 + i_{pop}$$

$$i_s = 936 \text{ kJ / kg}$$

$$i_{pop} = 0,78228 \cdot t_{pop} = 109,52$$

Dosazení a výpočet velikosti ztráty:

$$\xi_k = (1 - \xi_{MN}) \cdot \frac{i_s - i_v}{Q_i^r} = \left(1 - \frac{0,244}{100}\right) \cdot \frac{1045,517 - 123,283}{14000} = 6,371\%$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$i_s = i_s^{\min} + (\alpha - 1) \cdot i_v^{\min} + i_{pop}$$

$$i_s^{\min} = 0,532 \cdot 244,8 + 6,8278 \times 10^{-5} \cdot 270,2 + 2,038 \cdot 182 + 0,932 \cdot 211,6 + 0,0239 \cdot 130,2$$

$$i_s^{\min} = 701,491 \text{ kJ / kg}$$

$$i_v^{\min} = 2,665 \cdot 1,01 \cdot 25 = 67,291 \text{ kJ / kg}$$

$$i_v = 67,291 \cdot 1,25 = 84,114 \text{ kJ / kg}$$

$$i_s = 701,491 + (1,25 - 1) \cdot 67,291 + 66,259$$

$$i_s = 784,572 \text{ kJ / kg}$$

Dosazení a výpočet velikosti ztráty:

$$\xi_k = (1 - \xi_{MN}) \cdot \frac{i_s - i_v}{Q_i^r} = \left(1 - \frac{0,086}{100}\right) \cdot \frac{829,0377 - 84,114}{9500} = 6,366\%$$

5.5 Ztráta sdílením do okolí

Tato ztráta zohledňuje teplo unikající pláštěm kotle do okolí. Závisí na izolaci stěn, materiálu, velikosti kotle a druhu spalovaného paliva. Únik tepla je zapříčiněn sáláním a vedením. Čím menší kotel tím menší ztráta sdílení tepla do okolí. Určení této ztráty je pomocí grafu [].

Pro uhlí předpokládáme ztrátu o velikosti:

$$\xi_s = 0,5\% \tag{5.5-1}$$

Pro dřevní štěpku předpokládáme ztrátu o velikosti:

$$\xi_s = 0,6\% \tag{5.5-2}$$

5.6 Ztráta nepočitatelná

$$\xi_n = 0,1\% \tag{5.6-1}$$

5.7 Tepelná účinnost

Vyjádření tepelné účinnosti za pomoci ztrát, (tedy nepřímou metodou) nám stačí provést sumaci všech spočítaných ztrát a odečíst je od 100% viz. rovnice 5.7-1.

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\eta_k = 1 - \sum \xi_i \quad (5.7-1)$$

$$\eta_k = 1 - (\xi_{MN} + \xi_{CN} + \xi_{FI} + \xi_K + \xi_S) \quad (5.7-2)$$

Výpočet účinnosti pro uhlí:

$$\eta_k = 1 - (0,00154 + 0,002 + 0,00195 + 0,0637 + 0,005 + 0,001)$$

$$\eta_k = 0,9261$$

$$\eta_k = 92,61\%$$

Výpočet účinnosti pro biomasu:

$$\eta_k = 1 - (0,0054 + 0,0015 + 0,0007 + 0,063 + 0,006 + 0,001)$$

$$\eta_k = 0,9224$$

$$\eta_k = 92,24\%$$

6. Kapitola

Tepelná bilance kotle

Tato část je zaměřena na tepelnou bilanci, entalpie spalin a páry, výkony jednotlivých výhřevných ploch a množství paliva.

6.1 Výkon kotle

Nejprve je vypočteno ze zadaných a zároveň požadovaných parametrů celkové teplo předané teplonosnému médiu Q_c . Požadovanými parametry jsou parametry přehřáté páry na výstupu o tlaku $p=9,3\text{MPa}$, teplotě $t=530^\circ\text{C}$ a průtoku $m=150\text{ t/h}$ ($m=41,66\text{ kg/s}$). Dalšími parametry jsou parametry napájecí vody s těmito hodnotami $t_{nv}=210^\circ\text{C}$ při tlaku $p_{nv}=15,4\text{ MPa}$.

$$Q_c = \dot{m} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (6.1-1)$$

i_{pp} – entalpie přehřáté páry kJ/kg

i_{nv} – entalpie napájecí vody kJ/kg

Pro určení entalpie přehřáté páry a napájecí vody použijeme parní tabulky [7].

$$i_{pp} = 3456,19 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$i_{nv} = 901,1 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$Q_c = 41,666 \cdot (3456 - 901,1)$$

$$Q_c = 106837 \text{ kW} = 106,475 \text{ MW}$$

Tímto výpočtem se dosáhlo tepla, které kotel vyprodukuje za zadaných hodnot. Avšak konečný příkon kotle Q_k je dán při zohlednění účinnosti kotle. Tím, že do výpočtu je započtena účinnost kotle jsou zahrnuty jednotlivé ztráty, které kotel má.

$$Q_k = \frac{Q_c}{\eta_k} \quad (6.1-2)$$

Výpočet pro uhlí:

$$Q_k = \frac{106,475}{0,9261} = 114,971 \text{ MW}$$

Výpočet pro biomasu:

$$Q_k = \frac{106,475}{0,9224} = 115,432 \text{ MW}$$

Velikosti ztrát :

V předchozí kapitole jsme vyčíslily ztráty, které v kotli uvažujeme. Spolu s výkonem kotle můžeme vyčíslit ztrátový výkon, který má jednotlivá ztráta na svědomí.

Výpočet pro uhlí:

$$Q_{\xi_{MN}} = Q_k \cdot \xi_{MN} = 116146 \cdot 0,015 = 1742,19 \text{ kW} \quad (6.1-3)$$

$$Q_{\xi_{Fi}} = Q_k \cdot \xi_{Fi} = 116146 \cdot 0,0019 = 220,678 \text{ kW} \quad (6.1-4)$$

$$Q_{\xi_{CN}} = Q_k \cdot \xi_{CN} = 116146 \cdot 0,002 = 232,292 \text{ kW} \quad (6.1-5)$$

$$Q_{\xi_K} = Q_k \cdot \xi_K = 116146 \cdot 0,063 = 7317,19 \text{ kW} \quad (6.1-6)$$

$$Q_{\xi_S} = Q_k \cdot \xi_S = 116146 \cdot 0,005 = 580,73 \text{ kW} \quad (6.1-7)$$

$$Q_{\xi_N} = Q_k \cdot \xi_N = 116146 \cdot 0,001 = 116,149 \text{ kW} \quad (6.1-8)$$

Výpočet pro biomasu:

$$Q_{\xi_{MN}} = Q_k \cdot \xi_{MN} = 116612 \cdot 0,005 = 583,06 \text{ kW}$$

$$Q_{\xi_{Fi}} = Q_k \cdot \xi_{Fi} = 116612 \cdot 0,0007 = 58,307 \text{ kW}$$

$$Q_{\xi_{CN}} = Q_k \cdot \xi_{CN} = 116612 \cdot 0,0015 = 174,92 \text{ kW}$$

$$Q_{\xi_K} = Q_k \cdot \xi_K = 116612 \cdot 0,063 = 7346,556 \text{ kW}$$

$$Q_{\xi_S} = Q_k \cdot \xi_S = 116612 \cdot 0,0065 = 757,921 \text{ kW}$$

$$Q_{\xi_N} = Q_k \cdot \xi_N = 116612 \cdot 0,001 = 116,612 \text{ kW}$$

6.2 Množství spotřebovaného paliva

Za pomoci výhřevnosti a výkonu kotle spočítáme množství paliva potřebného k dosažení potřebného výkonu a splnění tak zadání.

$$\dot{m}_{pal} = \frac{Q_k}{Q_i^r} \quad (6.2-1)$$

výpočet pro uhlí:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{116,146}{14,0} = 8,209 \text{ kg / s}$$

výpočet pro biomasu:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{116,612}{9,500} = 12,27 \text{ kg / s}$$

6.3 Průtokové množství spalin

V 3. Kapitole bylo výpočtem zjištěno minimální množství vlhkých spalin, které vzniknou spálením 1kg paliva. Pokud množství spotřebovaného paliva vynásobím již zmiňovaným minimálním množstvím vlhkých spalin, dostanu průtokové množství spalin. Tento výpočet se poté provede i s uvažovaným přebytkem vzduchu α .

$$\dot{V}_{spal.} = O_{sp,min}^v \cdot \dot{m}_{pal.} \quad (6.3-2)$$

Výpočet pro uhlí:

$$\dot{V}_{spal.} = 4,623 \cdot 8,207$$

$$\dot{V}_{spal.} = 37,94 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}}$$

Výpočet pro biomasu:

$$\dot{V}_{spal.} = 3,526 \cdot 12,2$$

$$\dot{V}_{spal.} = 43,017 \frac{Nm^3}{s}$$

Průtokové množství spalin s přepočtem na přebytek vzduchu $\alpha=1,25$

Zde při výpočtu je použito minimální množství vlhkých spalin $O_{sp,\alpha}^v$ ve kterém je zahrnutý přebytek vzduchu α .

Výpočet pro uhlí:

$$\dot{V}_{spal.}^{\alpha} = O_{sp,\alpha}^v \cdot \dot{m}_{pal.} \quad (6.3-3)$$

$$\dot{V}_{spal.}^{\alpha} = 5,815 \cdot 8,209$$

$$\dot{V}_{spal.}^{\alpha} = 47,735 \frac{Nm^3}{s}$$

Výpočet pro biomasu:

$$\dot{V}_{spal.}^{\alpha} = O_{sp,\alpha}^v \cdot \dot{m}_{pal.}$$

$$\dot{V}_{spal.}^{\alpha} = 4,345 \cdot 12,2$$

$$\dot{V}_{spal.}^{\alpha} = 53,009 \frac{Nm^3}{s}$$

6.4 Návrh spalovací komory

6.4.1 Teplo přivedené spalovacím vzduchem

Spolu s palivem je přiváděn do spalovací komory vzduch, který vytváří přebytek vzduchu pro dokonalé spalování. Tento spalovací vzduch přichází z ohříváku vzduchu za pomoci ventilátoru s přebytkem vzduchu $\alpha=1,15$. Stanovený přebytek vzduchu je však $\alpha=1,25$ kde zahrnujeme i vliv netěsností. Vzduch o teplotě $T_{sv}=65^{\circ}C$ a měrné tepelné kapacitě $c_{sv}=1,322kJ/m^3K$ [2] nese sebou i tepelnou energii, která se připočítává k celkovému teplu v kotli. Výsledné teplo je tedy dáno vztahem:

$$Q_{sv} = T_{sv} \cdot c_{sv} \cdot O_{VV_{min}} \cdot \alpha \cdot \dot{m}_{pal.} \quad (6.4-1)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Výpočet pro uhlí:

$$Q_{sv} = 65 \cdot 1,322 \cdot 3,906 \cdot 1,25 \cdot 8,209$$

$$Q_{sv} = 3444,112kW$$

Výpočet pro biomasu:

$$Q_{sv} = 65 \cdot 1,322 \cdot 2,665 \cdot 1,25 \cdot 12,2$$

$$Q_{sv} = 3492,302kW$$

Celkové množství tepla přivedeného do kotle **spalující hnědé uhlí**:

Jedná se o součet tepla přivedeného ve vzduchu a výkonu kotle. Výpočet je tedy dán:

$$Q_{c,př.} = 3444,112 + 116146$$

$$Q_{c,př.} = 119590,112kW$$

Obdobným způsobem provedeme výpočet **pro spalování biomasy**

$$Q_{c,př.} = 3492,302 + 116612,8$$

$$Q_{c,př.} = 120105,102kW$$

Teplu uvolněné ve spalovací komoře

Při výpočtu tepla uvolněného ve spalovací komoře by měly být brány v potaz ztráty chemickým a mechanickým nedopalem, které mají vliv na vývin tepla ve spalovací komoře. Ostatní ztráty se projevují až na konci kotle.

$$Q_{Gen.} = Q_{c,př.} - Q_{\xi_{MN}} - Q_{\xi_{CN}} \quad (6.4-2)$$

Výpočet pro spalování uhlí:

$$Q_{Gen.} = 119590,112 - 1742,19 - 232,292$$

$$Q_{Gen.} = 117615,63kW$$

Výpočet pro spalování biomasy:

$$Q_{Gen.} = 120105,102 - 583,06 - 174,92$$

$$Q_{Gen.} = 119347,122kW$$

6.4.2 Výpočet rozměrů spalovací komory

Spalovací komora kotle neboli ohniště je prostor, do kterého je přiváděno palivo spolu se vzduchem. Za procesu hoření s dostatečným přebytkem vzduchu je v objemu spalovací komory uvolněno teplo za vzniku plynných a tuhých spalin. Prostor ohniště je jen zřídka vyplněn teplosměnnými trubkami tvořící výparníkový systém, protože za provozu je větší část ohniště zaplněna plamenem. Základním požadavkem kladený na výpočet ohniště kotle je, aby došlo ke vznícení a dokonalému vyhoření paliva. Proces hoření by měl být ukončen v prostoru spalovací komory což je dalším požadavkem kladeným na ohniště. [3]

Při dimenzování rozměru spalovací komory mají velký vliv *plošné, objemové a průřezové zatížení spalovací komory*. Spalovací komora je tvořena membránovým systémem, přičemž první instalovaný přehřívák páry je v horní části [4]. Do spodní části je přiváděn vzduch, který vlivem rozdílu tlaků v horní a dolní části spalovací komory vytvářejí fluidní vrstvu.

Rozměry spalovací komory

Rozměry spalovací komory jsou voleny na doporučení konzultanta.

šířka přední stěny spalovací komory	$A = 7250 \text{ mm}$
šířka boční stěny spalovací komory	$B = 5490 \text{ mm}$
výška spalovací komory	$v_{sk} = 27070 \text{ mm}$
výška výsypky	$v_v = 5880 \text{ mm}$
šířka hrdla výsypky	$\check{s}_v = 2750 \text{ mm}$
první umístění přehříváku	$v_p = 17949 \text{ mm}$
výška výstupního otvoru	$v_o = 6123 \text{ mm}$
šířka výstupního otvoru	$\check{s}_o = 2970 \text{ mm}$

6.4.2 Plošné zatížení spalovací komory

Hlavními parametry vystupující při výpočtu plošného zařízení je množství paliva ($m_{pal.}$) a jeho vyhřevnost (Q_i^r) ve spalovací komoře a plocha spalovací komory. Plochu spalovací komory musíme pro výpočet rozdělit na komoru (S_k) a výsypku (S_v) z důvodu rozdílných tvarů. Po celkovém výpočtu plochy spalovací komory dosadíme do vztahu:

$$q_{pl.} = \frac{Q_{Gen.}}{S_k + S_v - S_o} \quad (6.5-1)$$

Plocha komory S_k :

$$S_k = 2 \cdot v_{sk} \cdot (A + B) + A \cdot B \quad (6.5-2)$$

$$S_k = 2 \cdot 27,07 \cdot (7,25 + 5,49) + (7,25 \cdot 5,49)$$

$$S_k = 729,546 \text{ m}^2$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Plocha výsyvky S_v :

$$S_v = \frac{3,1}{2} \cdot A \cdot v_v = \frac{3,1}{2} \cdot 7,25 \cdot 5,88 \quad (6.5-3)$$

Číslo 3,1 určuje šířku ve výšce 1m (kde je fluidní vrstva)

$$S_v = 66,076m^2$$

Plocha oken a otvorů S_o :

$$S_o = A \cdot 3,1 + 0,5 \cdot 0,5 + \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} + 6,123 \cdot 2,97 = 7,25 \cdot 3,1 + 0,5 \cdot 0,5 + \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} + 6,123 \cdot 2,97$$
$$S_o = 41,756m^2$$

Výpočet plošného zatížení při spalování uhlí:

$$q_{pl.} = \frac{Q_{Gen.}}{S_k + S_v + S_o} = \frac{117615,63}{729,546 + 66,076 - 41,756} = 156,01 \frac{kW}{m^2}$$

Výpočet plošného zatížení při spalování biomasy:

$$q_{pl.} = \frac{Q_{Gen.}}{S_k + S_v + S_o} = \frac{119347,122}{729,546 + 66,076 - 41,756} = 158,313 \frac{kW}{m^2}$$

6.4.3 Objemové zatížení spalovací komory:

Objemové zatížení spalovací komory se počítá pro objem, ve kterém dochází k procesu spalování a vzniku tepelné energie. Rovnice pro výpočet je tedy dána:

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{V_k + V_v} \quad (6.5.2-1)$$

Objem komory V_k :

$$V_k = A \cdot B \cdot v_{sk}$$

$$V_k = 7,25 \cdot 5,490 \cdot 27,07$$

$$V_k = 1077,45m^3$$

Objem výsypky V_v :

$$V_v = A \cdot B \cdot \frac{3,1}{2} \cdot v_v$$
$$V_v = 7,25 \cdot 5,49 \cdot \frac{3,1}{2} \cdot 5,88$$
$$V_v = 362,76 m^3$$

Výpočet objemového zatížení při spalování uhlí:

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{V_k + V_v} = \frac{117615,63}{1077,45 + 362,759} = 81,665 \frac{kW}{m^3}$$

Výpočet objemového zatížení při spalování biomasy:

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{V_k + V_v} = \frac{119347,122}{1077,45 + 362,759} = 82,868 \frac{kW}{m^3}$$

6.4.4 Průřezové zatížení spalovací komory:

Průřezové zatížení spalovací komory je vztaženo na vývin tepla v průřezu spalovací komory. Zatížení je dáno rovnicí:

$$q_{pr.} = \frac{Q_{Gen.}}{A \cdot B}$$

Výpočet průřezového zatížení při spalování uhlí:

$$q_{pr.} = \frac{Q_{Gen.}}{A \cdot B} = \frac{117615,63}{7,25 \cdot 5,49} = 2954,984 \frac{kW}{m^2}$$

Výpočet objemového zatížení při spalování biomasy:

$$q_{ob.} = \frac{Q_{Gen.}}{A \cdot B} = \frac{119347,122}{7,25 \cdot 5,49} = 2998,483 \frac{kW}{m^2}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

6.5 Vlastnosti spalin a popele

Pro výpočty entalpie spalin a popele je níže uvedena tabulka 6.1. Dalšími výpočty se rozumí stanovení entalpií spalin a popele v jednotlivých částech kotle, kde dochází ke změně teploty a k různým koncentracím popele, což je nutné zohlednit. Ve spalovací komoře až po první šoty výparníku proudí fluidní vrstva, která obsahuje větší množství koncentraci popele než je tomu za cyklonem.

Tab.:6.6-1 entalpií spalin a popele [2].

Teplota [°C]	O ₂ [kJ/Nm ³]	CO ₂ [kJ/Nm ³]	N ₂ [kJ/Nm ³]	H ₂ O [kJ/Nm ³]	SO ₂ [kJ/Nm ³]	Ar [kJ/Nm ³]	Pop [kJ/kg]
100	132	170	130	150	189	93	80,8
200	267	357	260	304	392	186	169
300	407	559	392	463	610	278	264
400	551	772	527	626	836	372	360
500	699	994	666	795	1070	465	458
600	850	1225	804	969	1310	557	560
700	1004	1462	948	1149	1550	650	662
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	767
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	874
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	984
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	1758

Tab.:6.6-2 Entalpie spalin pro uhlí a dřevní štěpku:

Teplota [°C]	Uhlí [kJ/Nm ³]	BIO [kJ/Nm ³]
100	137,775	139,443
200	278,3462	281,975
300	423,052	428,862
400	571,907	579,991
500	725,638	736,134
600	880,687	893,968
700	1042,753	1058,869
800	1205,386	1224,462
900	1372,208	1394,573
1000	1541,832	1567,688
1500	2422,987	2469,095

6.5.1 Vznik popele

Fluidní kotle jsou specifické tím že při hoření vzniká velké množství popílku obsaženého ve spalinách. Cirkulující fluidní vrstva se snaží část popele vracet zpět do procesu hoření. Množství popele odcházejícího spolu se spalinami proudí do cyklonu. V cyklonu se za pomoci odstředivých sil oddělí horké spaliny a popel. Horké spaliny pokračují do druhého tahu kotle, kde jsou umístěny jednotlivé konvenční plochy kotle. Tyto spaliny obsahují maximální dovolené mezní emisní limity. Ve spodní části cyklónu je umístěný sifon, který vrací část popele zpět do spalovací komory.

6.5.2 Celkové množství popele

V následující podkapitole je proveden výpočet pro množství popele vztaženého k množství spalin proudící z fluidní vrstvy za přebytku vzduchu $\alpha=1,25$. Celkové množství popele je stanoveno podle vtahu:

$$\dot{m}_{pop} = \dot{m}_{pop}^{\alpha} \cdot V_{spal.}^{\alpha} \quad (6.6.2-1)$$

kde \dot{m}_{pop} je známé množství popele opouštějící spalovací komoru

Výpočet celkového množství popele při spalování uhlí:

$$\dot{m}_{pop,1} = \dot{m}_{pop}^{\alpha} \cdot V_{spal.}^{\alpha} = 4,21 \cdot 48,572 = 201,488 \text{ kg}$$

Výpočet celkového množství popele při spalování biomasy:

$$\dot{m}_{pop} = \dot{m}_{pop,1}^{\alpha} \cdot V_{spal.}^{\alpha} = 4,21 \cdot 54,047 = 227,537 \text{ kg}$$

Při výpočtu celkového množství popele je nutno zohlednit množství paliva. Protože potřebujeme znát množství popele vztaženého na jednotku (kg) paliva.

Výpočet množství popele (vztaženého na 1kg paliva) při spalování uhlí:

$$\dot{M}_{pop,1} = \frac{\dot{m}_{pop,1}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{201,488}{8,2} = 22,639 \text{ kg}_{pop.} / \text{kg}_{pal.} \quad (6.6.2-2)$$

Výpočet množství popele (vztaženého na 1kg paliva při spalování biomasy:

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\dot{M}_{pop,1} = \frac{\dot{m}_{pop,1}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{227,537}{12,439} = 18,292 \text{ kg}_{pop} / \text{kg}_{pal} \quad (6.6.2-3)$$

Výpočet množství popele vstupujícího do druhého tahu kotle

Výpočet je obdobný předcházejícímu výpočtu, ale je počítáno pouze se zlomkovým množstvím popele. Jeho velikost je 0,3% ze známého množství popele opouštějící spalovací komoru.

Pro uhlí: $\dot{m}_{pop,2} = \dot{m}_{pop} \cdot 0,003 = 4,21 \cdot 0,003 = 0,012 \text{ kg} / \text{Nm}^3$

Pro biomasu: $\dot{m}_{pop,2} = \dot{m}_{pop} \cdot 0,003 = 1,084 \cdot 0,003 = 0,00325 \text{ kg} / \text{Nm}^3$

Výpočet je obdobný výpočtu koncentrace popele, které odcházejí ze spalovací komory.

Výpočet celkového množství popele při spalování uhlí:

$$\dot{m}_{pop,1} = \dot{m}_{pop,2} \cdot V_{spal.}^{\alpha} = 0,012 \cdot 47,735 = 0,5728 \text{ kg}$$

$$\dot{M}_{pop,2} = \frac{\dot{m}_{pop,2}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{0,572}{8,2} = 0,069 \text{ kg}_{pop.} / \text{kg}_{pal.}$$

Výpočet celkového množství popele při spalování biomasy:

$$\dot{m}_{pop,1} = \dot{m}_{pop,2} \cdot V_{spal.}^{\alpha} = 0,0032 \cdot 53,009 = 0,169 \text{ kg}$$

$$\dot{M}_{pop,2} = \frac{\dot{m}_{pop,2}}{\dot{m}_{pal}} = \frac{0,169}{12,2} = 0,01 \text{ kg}_{pop.} / \text{kg}_{pal.}$$

6.6 Adiabatická teplota plamene

Podle této teploty, která je dosažena v ohništi je určena entalpie spalin, které vystupují z 1.tahu kotle.

$$I_{sp} = \frac{Q_{VZ} \cdot Q_p}{O_{Sp} \cdot M_{pal.}} \quad (6.7-1)$$

Při spalování uhlí:
$$I_{sp} = \frac{Q_{VZ} + Q_p}{O_{Sp} \cdot M_{pal.}} = \frac{271,745 + 116146}{4,514 \cdot 8,209} = 3141,719 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Při spalování dřevní štěpky: $I_{sp} = 5674,35 \text{ kJ} / \text{m}^3$

Q_{VZ} - Teplo dodané vzduchem

$$Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot M_{pal} \cdot I_{VZ} \quad (6.7-2)$$

Při spalování uhlí: $Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot M_{pal} \cdot I_{VZ} = 0,9765 \cdot 8,209 \cdot 33,9 = 271,745 \text{ kW}$

Při spalování dřevní štěpky: $Q_{VZ} = O_{VZ} \cdot M_{pal} \cdot I_{VZ} = 0,9765 \cdot 8,209 \cdot 33,9 = 275,526 \text{ kW}$

$$I_{VZ} = c_p \cdot t_{VZ} = 1,3218 \cdot 25 = 33,95 \text{ kJ} / \text{m}^3 \quad (6.7-3)$$

c_p - měrné tepelné teplo nasávaného vzduchu o teplotě 25°C.

O_{VZ} - množství vzduchu v ohništi

Při spalování uhlí: $O_{VZ} = (\alpha - 1) \cdot O_{V_{Vmin}} = (1,25 - 1) \cdot 3,906 = 0,9765 \text{ kg} / \text{s}$

Při spalování dřevní štěpky: $O_{VZ} = 0,6662 \text{ kg} / \text{s}$

Q_p - teplo vzniklé spálením paliva

Pro stanovení teploty, která odpovídá výše spočítané entalpii spalin je nutno provést výpočet, ve kterém zohledníme objemy jednotlivých prvků a jejich entalpie ve spalinách. Pro následující výpočet je použita tabulka v kapitole 6.6. Jelikož jsou entalpie prvků stanoveny jen pro určité teploty, je provedena interpolací výpočet teploty podle určité entalpie.

$$I_{sp.}^{°C} = \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + \omega_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + \omega_{N_2} \cdot i_{N_2} + \omega_{Ar} \cdot i_{Ar} + \omega_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + \omega_{VZ} \cdot c_p \cdot t \quad (6.7-4)$$

Výpočet pro spalování uhlí:

$$I_{sp.}^{1000} = \sum \omega_i \cdot i_i = 0,153 \cdot 2204 + 1,0058 \times 10^{-3} \cdot 2305 + 0,6617 \cdot 1392 + 7,753 \times 10^{-3} \cdot 928 + 0,2 \cdot 2779 + 0,8466 \cdot 1,41 \cdot 1000 = 2807,318 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

$$I_{sp.}^{1500} = \sum \omega_i \cdot i_i = 0,153 \cdot 3504 + 1,0058 \times 10^{-3} \cdot 3590 + 0,6617 \cdot 2166 + 7,753 \times 10^{-3} \cdot 1390 + 0,2 \cdot 2779 + 0,8466 \cdot 1,46 \cdot 1500 = 4393,783 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Interpolací entalpií pro teploty 1000 a 1500 je dosažena výpočtem adiabatická teplota ohniště.

Při spalování uhlí: $t_{ad.} = 1105,391^\circ\text{C}$

Při spalování dřevní štěpky: $t_{ad.} = 1329,636^\circ\text{C}$

6.7 Výpočet konstrukčních rozměrů

6.7.1 Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{ús} = \sum F_i \cdot x_i \quad (6.8-1)$$

F_i – plocha i -té části trubkované stěny včetně vstupního otvoru

x_i – úhlový součinitel části trubkové stěny. Pro otrněné, opraporkované a membránové stěny je $x=1$. [Budaj]

Plocha trubkované stěny:

$$F_{st} = 2 \cdot (A \cdot v_{ok}) + 2 \cdot (B \cdot v_{ok}) + (A \cdot B) \quad (6.8-2)$$

v_{ok} - je výška komory, v které jsou trubky.

$$F_{st} = 2 \cdot (7,25 \cdot 15) + 2 \cdot (5,49 \cdot 15) + = 382,20m^2$$

$$F_{ús} = \sum F_i \cdot x_i = 272,205 \cdot 1 = 382,20m^2$$

6.7.2 Tepelný výpočet ohniště

Tepelný výpočet ohniště je založen na použití teorie podobnosti v tepelných procesech ve spalovací komoře. Vzorce pro výpočet zahrnují závislosti poměrné teploty spalin na výstupu z ohniště s Boltzmannovým číslem B , stupněm černosti ohniště a součinitelem M , který charakterizuje průběh teploty po výšce ohniště [Budaj].

Poměrná teplota spalin

Poměrná teplota spalin je dána vztahem:

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} \quad (6.8.2-1)$$

T_0 - absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště [K]

T_a - teoretická teplota při spalování [K], (tato teplota je vzata jako teplota při adiabatickém spalování)

Teplota spalin na výstupu z ohniště:

Pro praktické výpočty se používá následující vztahy kotlů na tuhá paliva $\vartheta_o = 850^\circ\text{C}$ je u fluidních kotlů uvažováno jako konstantní teplota ve spalovací komoře.

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (6.8.2-2)$$

Výpočet pro spalování uhlí:

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{951,0 + 273,15}{1 + 0,4943 \cdot \left(\frac{0,654}{11,208}\right)^{0,6}} - 273,15 = 850,056^\circ\text{C}$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$$\vartheta_o = \frac{931,29 + 273,15}{1 + 0,4943 \cdot \left(\frac{0,791}{19,447}\right)^{0,6}} - 273,15 = 850,002^\circ\text{C}$$

Teoretická teplota ϑ_a se určí z tepla uvolněného při spalování (I_u), které se rovná entalpii spalin při teplotě teoretické. Tuto teplotu je nutno zvolit z důvodů její závislosti. Použitím této teploty dopočítáme řadu dalších parametrů, které vedou k výpočtu koncové teploty. Při výpočtu musí být splněna podmínka a to ta, že zvolená teoretická teplota by se neměla lišit o hodnotu $\pm 20^\circ\text{C}$. Jestliže se bude teplota lišit mimo zvolenou limit zvolený podmínkou je nutno zvolit jinou hodnotu teoretické teploty. K tomuto výpočtu je potřeba znát součinitel a_o , který označuje stupeň černosti plamene.

Součinitel M

Tento součinitel představuje závislost poměrné výšky max. hodnoty plamene x_0 . Pro spalování uhlí a dřevní štěpky ve fluidních kotlích je použit vztah:

$$M = 0,55 - 0,5 \cdot x_0 = 0,4943 \quad (6.8.2-3)$$

$$x_0 = \frac{x_h}{x_o} = \frac{2}{17,949} = 0,1114 \quad (6.8.2-4)$$

x_h - výška hořáků

x_o - výška ohniště

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Pozn. Pro kotle na tuhá paliva je doporučováno, že velikost součinitele M by neměla podle doporučení literatury přesáhnout velikost 0,5.

Boltzmanovo číslo

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pal.} \cdot \overline{O_{spal.}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (6.8.2-5)$$

$M_{pal.}$ - skutečné spálené množství paliva [kg/s]

F_{st} - celkový povrch stěn ohniště [m²]

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

$\overline{O_{spal.}} \cdot C$ - střední celkové měrné teplo spalin

T_a - teoretická teplota plamene [K]

φ - součinitel uchování tepla

$5,7 \cdot 10^{-11}$ - Boltzmanova konstanta sálání absolutně černého tělesa [kW/m²K⁴]

Výpočet pro spalování uhlí:

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pal.} \cdot \overline{O_{spal.}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,994 \cdot 8,207 \cdot 47,05}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 382,20 \cdot 1378,541^3} = 11,208$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$$B_0 = 19,447$$

Skutečné spálené množství paliva:

$$M_{pal.} = m_{pal.} \cdot \left(1 - \frac{\xi_{MN}}{100}\right) \quad (6.8.2-6)$$

Výpočet uhlí:

$$M_{pal.} = 8,209 \cdot \left(1 - \frac{0,0154}{100}\right) = 8,207 \text{ kg / s}$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$$M_{pal.} = 12,24 \cdot \left(1 - \frac{0,549}{100}\right) = 12,17 \text{ kg / s}$$

Součinitel uchování tepla:

$$\text{pro spalování } \varphi = 1 - \frac{\xi_s}{\eta_k + \xi_s} \quad (6.8.2-7)$$

Výpočet pro spalování uhlí:

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{92,61 + 0,5} = 0,994$$

Výpočet pro spalování biomasy:

$$\varphi = 1 - \frac{0,6}{92,24 + 0,6} = 0,993$$

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{spal.} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{g_a - g_o} \quad (6.8.2-8)$$

I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře a jemu odpovídající adiabatická teplota g_a z I-t diagramu spalin pro přebytek vzduchu na výstupu z ohniště.

I_o - entalpie spalin na výstupu z ohniště [kJ/kg]

g_o - teplota spalin na výstupu z ohniště [°C]

g_a - adiabatická teplota plamene

Výpočet pro spalování uhlí:

$$\overline{O_{spal.} \cdot C} = \frac{I_u - I_o}{g_a - g_o} = \frac{14182,373 - 2352,084}{1101,395 - 850} = 47,05 \text{ kJ / kg}$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$$\overline{O_{spal.} \cdot C} = 86,61 \text{ kJ / kg}$$

Teplo uvolněné ve spalovací komoře

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - \zeta_{CN} - \zeta_{MN} - \zeta_{Fi}}{100 - \zeta_{MN}} + Q_{VZ} + I_{spal,odsi.} \quad (6.8.2-9)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$\zeta_{CN}, \zeta_{MN}, \zeta_{Fi}$ - ztráty kotle (viz. kap.5)

Q_{VZ} - teplo dodané vzduchem (viz. 6.7)

$I_{spal,odsi.}$ - teplo odsířených spalín

Výpočet pro spalování uhlí:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - \zeta_{CN} - \zeta_{MN} - \zeta_{Fi}}{100 - \zeta_{MN}} + Q_{VZ} + I_{spal,odsi.} = 14029,5 \cdot \frac{100 - 1,18 - 0,0154 - 0,195}{100 - 0,0154} + 264,130 + 0,1 \cdot 816,78 = 14182,373 \text{ kJ / kg}$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky: $I_u = 9765,623 \text{ kJ / kg}$

Fyzické teplo paliva

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p \quad (6.8.2-10)$$

Výpočet pro spalování uhlí: $Q_p^p = Q_i^r + i_p = 14000 + 29,5 = 14029,5 \text{ kJ / kg}$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky: $Q_p^p = 9557,78 \text{ kJ / kg}$

Výpočet fyzického tepla paliva se počítá za splnění těchto podmínek. Jestli je palivo předehříváno, nebo není předehříváno cizím zdrojem a za splnění podmínky obsahu vody.

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \quad (6.8.2-11)$$

Podmínka pro obě paliva byla splněna. U uhlí v poměru $40 \geq 22,2$ a dřevní štěpky $38 \geq 15,1$.

Fyzické teplo paliva

$$i_p = c_p \cdot t_p$$

c_p - měrná tepelná kapacita paliva

t_p - teplota paliva

Výpočet pro spalování uhlí: $i_p = c_p \cdot t_p = 1,18 \cdot 25 = 29,5 \text{ kJ / kg}$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky: $i_p = 57,78 \text{ kJ / kg}$

Měrná tepelná kapacita paliva

$$c_p = \frac{c_{W_i^r} \cdot W_i^r}{100} + \frac{c_{stus.} \cdot (100 - W_i^r)}{100} \quad (6.8.2-12)$$

$c_{W_i^r}$ - měrná tepelná kapacita vody, 4,19 kJ/kgK

$c_{suš.}$ - měrná tepelná kapacita sušiny, 1,3kJ/kgK

W_i^r - obsah vody v palivu

Výpočet pro spalování uhlí:

$$c_p = \frac{c_{W_i^r} \cdot W_i^r}{100} + \frac{c_{suš.} \cdot (100 - W_i^r)}{100} = \frac{4,19 \cdot 40}{100} + \frac{1,3 \cdot (100 - 40)}{100} = 1,18 \text{kJkg} / \text{K}$$

Výpočet pro spalování dřevní štěpky:

$$c_p = 2,311 \text{kJkg} / \text{K}$$

Stupeň černosti ohniště

Určuje sálavé vlastnosti plamene a stěny ohniště. Jelikož tento výpočet je stanoven pro fluidní kotel je použit následující vztah:

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} \quad (6.8.2-13)$$

a_{pl} - stupeň černosti plamene

$\bar{\psi}$ - součinitel efektivity stěn

Výpočet pro uhlí:

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,532}{0,532 + (1 - 0,532) \cdot 0,6} = 0,654$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$a_o = 0,791$$

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\bar{\psi} = x \cdot \zeta \quad (6.8.2-14)$$

x - úhlový součinitel

ζ - součinitel zanášení stěn

Pro učení těchto součinitelů slouží obr. a tabulky v literatuře [Budaj].(obr.7-2,tab.7-11)

Výpočet pro uhlí a dřevní štěpku:

$$\bar{\psi} = 1 \cdot 0,6 = 0,6$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.8.2-15)$$

Výpočet pro uhlí:

$$a_{pl} = 1 - e^{-[(3,737+0,0273+10 \cdot 0,5 \cdot 0,1) \cdot 0,1 \cdot 1,764]} = 0,532$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$a_{pl} = 0,695$$

$k \cdot p \cdot s$ - je optická hustota plamene

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s \quad (6.8.2-16)$$

$k_{kok} = 10$ součinitel

κ_1, κ_2 - bezrozměrné charakteristiky jsou voleny následovně: $\kappa_1 = 0,5$ (podle druhu paliva) $\kappa_2 = 0,1$ (podle ohniště)

p - tlak v ohništi [MPa]

s - účinná tloušťka sálavé vrstvy [m^2]

μ_{pk} - koncentrace popelu ve spalinách [kg/kg]

$k_p \cdot \mu_{pk}$ - součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi.

$k_s \cdot r_s$ - součinitel zeslabení sálavé plochy tříatomovými plyny

Koncentrace popelu ve spalinách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} \quad (6.8.2-17)$$

$X_{\dot{u}}$ - poměrný úlet popílku

G_s - hmotnost spalin [kg/kg]

Dosazení pro výpočet spalování uhlí:

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,1037 \cdot (70 + 1)}{2 \cdot 7,272} = 0,506 \text{ kg / kg}$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$\mu_{pk} = 1,666 \text{ kg/kg}$$

Hmotnost spalin:

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min} \quad (6.8.2-18)$$

Výpočet pro uhlí:

$$G_s = 1 - 0,1037 + 1,306 \cdot 1,25 \cdot 3,906 = 7,272 \text{ kg / kg}$$

Obdobným způsobem je dosazeno pro výpočet dřevní štěpky.

$$G_s = 5,325 \text{ kg / kg}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{43 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (6.8.2-19)$$

d_{pk} - efektivní průměr částic popílku, je volena hodnota 20 pro spalování ve vrstvě, a pro cyklónová ohniště spalující drť.

Výpočet pro uhlí: $k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{43 \cdot 0,506}{\sqrt[3]{(850 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,0273$

Výpočet pro dřevní štěpku: $k_p \cdot \mu_{pk} = 0,089$

Součinitel zeslabení sálavé plochy tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \sqrt{p_s \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_o + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s \quad (6.8.2-20)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} \quad (6.8.2-21)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}} \quad (6.8.2-22)$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} \quad (6.8.2-23)$$

Výpočet pro uhlí:

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \sqrt{0,1 \cdot 14,249}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{850 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 = 0,369$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O} + (f - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}} = \frac{0,905 + (1,022 - 1) \cdot (1,25 - 1) \cdot 3,906}{3,822 + (1,25 - 1) \cdot 3,906} = 0,193$$

$$r_{O_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\min}} = \frac{0,691 + 4,779 \times 10^{-3}}{3,822 + (1,25 - 1) \cdot 3,906} = 0,145$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{O_2} = 0,193 + 0,145 = 0,338$$

Výpočet pro dřevní štěpku:

$$k_s \cdot r_s = 6,08$$

$$r_{H_2O} = 0,2891$$

$$r_{O_2} = 0,1625$$

$$r_S = 0,4516$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} \quad (6.8.2-24)$$

V_o - účinná plocha ohniště [m³]

$$V_o = A \cdot B \cdot v_{sk} = 7,25 \cdot 5,49 \cdot 12,069 = 480,376 m^3$$

Výpočet pro uhlí a dřevní štěpku:

$$s = 3,6 \cdot \frac{480,376}{272,205} = 1,76 m$$

7. Kapitola

Výpočet konvenčních ploch

Při výpočtu konvenčních ploch se vychází ze zadaného parametru hodnoty páry na výstupu kotle, pro kterou je kotel navržen. Dalším hlavním parametrem je teplota spalín opouštějící spalovací komoru.

7.1 Návrh teplosměnných ploch při spalování uhlí

Tato kapitola přiblíží plnohodnotný výpočet jednotlivých ploch. Bude se vycházet s teplot, které jsou předběžně navrženy na základě konzultací. V průběhu výpočtu je ověřena správnost navržených teplot popřípadě upravena. Podmínkou je, aby bilance jednotlivého tepla ze strany páry a spalín se nelišila o více jak 2%. Celková bilance kotle by se neměla lišit o více jak 0,5%.

Pozn. Podle literatury [Budaj], kde je uvedeno, že součinitele se nemusí přepočítávat, pokud se teplota nemění od původní v rozmezí $\pm 50^\circ\text{C}$.

7.1.1 Tlakové ztráty na straně média

Tlak napájecí vody je stanoven z tlaku výstupní páry a tlakových ztrát, které jsou způsobeny prouděním media v jednotlivých výhřevných plochách.

Velikosti tlaků na jednotlivých plochách:

Před výparníkem: 11,4MPa

Před deskovým přehřívákem: 11,0MPa

Za deskovým přehřívákem: 10,7MPa (tlak odpovídá tlaku před přehřívákem PII)

Za stěnovým přehřívákem PII: 10,4MPa (tlak odpovídá tlaku před přehřívákem PIII)

Za konvenčním přehřívákem PIII: 9,8MPa (tlak odpovídá tlaku před PIV)

Za přehřívákem PIV: 9,6MPa

7.1.2 Množství vstříku

Mezi výstupem z konvenčního přehříváku (PIII) a výstupním přehřívákem (PIV) je umístěno zařízení vstříku. Toto zařízení má za úkol regulaci teploty páry. Výpočet je prováděn podle [Budaj].

Teplota přehřáté páry na výstupu z přehříváku PIII:

$$t_{PIII, out} = 489^\circ\text{C}$$

Entalpie přehřáté páry na výstupu z přehříváku PIII:

$$i_{PIII, out} = 3349,1\text{kJ} / \text{kg}$$

Teplota přehřáté páry na vstupu z přehříváku PIV:

$$t_{PIV, in} = 465^\circ\text{C}$$

Entalpie přehřáté páry na vstupu z přehříváku PIV:

$$i_{PIV, in} = 3285,9\text{kJ/kg}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Nyní podle T-s diagramu je zvolena teplota syté kapaliny od které se odvíjí stanovení teploty vstříku.

Teplota napájecí vody: $t_{nv} = 210^{\circ}\text{C}$

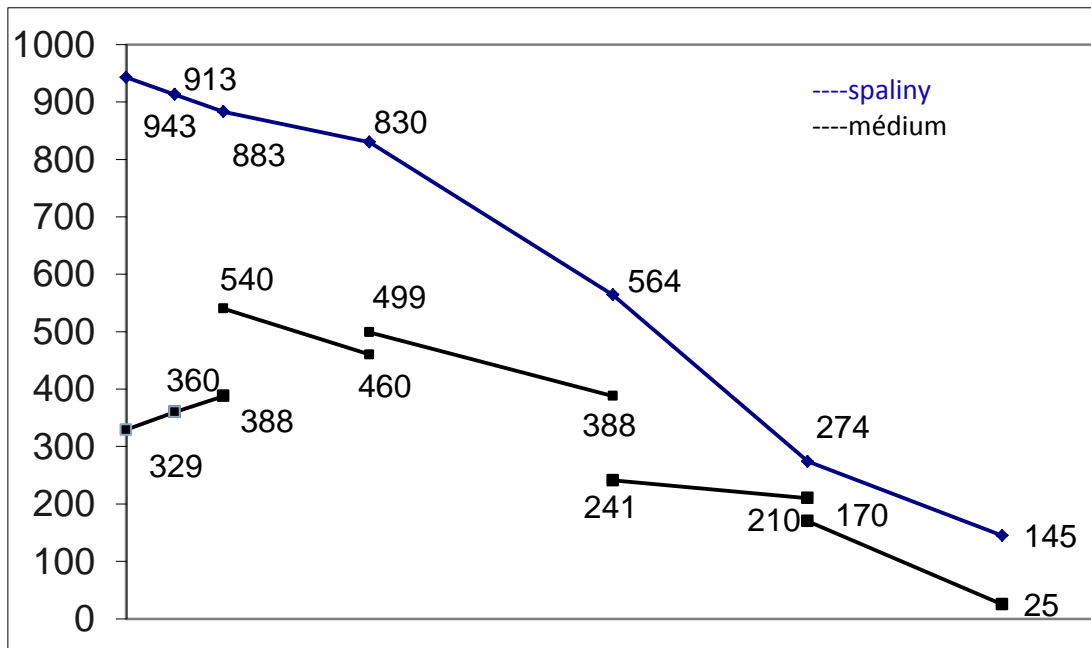
Entalpie napájecí vody: $i_{nv} = 901,1 \text{ kJ} / \text{kg}$

$$m_p'' \cdot i_p'' = m_p' \cdot i_p' + m_{vs} \cdot i_{nv} \quad (7.1.3-1)$$

$$m_p'' - m_{vs} = m_p' \quad (7.1.3-2)$$

$$m_{vs} = \frac{m_p' \cdot (i_p'' - i_p')}{i_{nv} - i_p'} = \frac{41,67 \cdot (3285,9 - 3349,1)}{901,1 - 3349,1} = 1,806 \text{ kg} / \text{s}$$

Výpočet pro spalování uhlí



Tab. 7.1 Navržení teploty pro teplosměnné plochy

výměník	spaliny [°C]		médium [°C]	
	(vstup)	(výstup)	(vstup)	(výstup)
Výparník (vyp)	1012	943	293	329
Šotový přehřívák (PI)	943	913	329	360
Stěnový přehřívák (PII)	913	274	360	388
Výstupní přehřívák (IV)	883	830	460	530
Konvenční přehřívák (PIII)	830	564	390	489

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Ekonomizér (EKO)	564	230	210	240
Závěsné trubky (ZT)	913	564	240	256
Ohřívák vzduchu (OVZ)	230	145	25	170

Pozn. 1: vyznačené hodnoty pro teploty páry u OVZ jsou myšleny teplota okolního vzduchu a teplota přiváděného vzduchu do spalovací komory.

Tab. 7.2 Entalpie spalin a páry

V této tabulce jsou znázorněny entalpie pro navržené teploty (z tab. 7.1) pro spaliny a média popřípadě vzduch.

Tab. 7.1 Navržení entalpie pro teplosměnné plochy

výměník	spaliny [kJ/kg] (vstup/výstup)		méduim [kJ/kg] (vstup/výstup)	
	Výparník (vyp)	23829	22205	1302,7
Šotový přehřívák (PI)	22205	21522	2789,5	2939
Stěnový přehřívák (PII)	959	403	2939	3042,4
Výstupní přehřívák (PIV)	1481	1389	3300	3456,3
Konvenční přehřívák (PIII)	1312	959	3049,8	3349,1
Ekonomizér (EKO)	959	335	901,1	1029,5
Závěsné trubky (ZT)	1450	859	1029	1114
Ohřívák vzduchu (OVZ)	403	208,97	32,57	226

7.1.3 Tepelná bilance výparníku VYP

Tepelná bilance spalovací komory

Tepelná výměna ve spalovací komoře se děje ve výparníku a v šotovém přehříváku. Výkon výparníku a deskového přehříváku na straně páry:

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = 62337 + 6218,784 = 68555,784kW \quad (7.1.4-1)$$

V ideálním případě se dá použít rovnosti výkonů výparníku a šotového přehříváku ze strany spalin a ze strany páry.

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = Q_{VYP,s} + Q_{PI,s} \quad (7.1.4-2)$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} =$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} = 68555,784 - 6772,425 = 61783,359kW$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Výkon výparníku na straně spalin vydělíme termickou účinností, pro stanovení tepelného příkonu do výparníku. Logickou úvahou lze předpovídat nižší tepelné ztráty při vyšších provozovaných teplotách.

$$Q_{VYP,s} = 61783,359 \cdot 1,035 = 63945,776 kW \quad (7.1.4-3)$$

Následující výpočet slouží k zjištění teploty spalin na začátku výparníku, která se dostane z tepelné bilance. Tato rovnost je omezena účinností spalování.

$$i_{sp,VYPin} = \frac{Q_{VYP,sp}}{(m_p - m_{vs})} + i_{sp,Plout} = \frac{63945,776}{41,67 - 1,806} + 22513 = 24117,098 kJ / kg \quad (7.1.4-4)$$

Této entalpii odpovídá teplota $t_{VYP,in} = 1012^\circ C$

Výparník na straně média

Napájecí voda pro výparník nejprve putuje přes ekonomizér a závěsné trubky a (vystupuje na mezi sytosti) jde dále do bubnu. Buben poté zásobuje výparník vodou. Ve výparníku dochází ke změně z kapaliny na plyn-pára.

Entalpický spád ve výparníku:

$$\Delta i_{VYP} = i_{VYP,out} - i_{zt} = 2862 - 1319 = 1543 kJ / kg \quad (7.1.4-5)$$

Výkon výparníku:

Do výparníku vstupuje množství vody, které se dostane odečtení množství vstřiku m_{vs} od množství páry m_p . Poté je množství vody m_v vynásobeno výše spočítaným entalpickým spádem Δi_{VYP}

$$m_v = m_p - m_{vs} = 41,67 - 1,806 = 39,864 kg / s$$

$$Q_{VYP,p} = \Delta i_{VYP} \cdot m_v = 1543 \cdot 39,864 = 61510 kW$$

7.1.4 Šotový přehřívák PI

Šotové neboli deskové přehříváky jsou teplosměnné plochy, které jsou umístěny spolu s dalšími sálavými přehříváky v ohništi kotle. Jejich úkolem je zlepšení funkce přehříváku. Deskové přehříváky se používají u vysoko a středotlakých kotlů. Šotový přehřívák pracuje se sytou párou, kterou bere z bubnu. Tato sytá pára je pára, kterou nám odevzdal výparník. Úkolem šotového přehříváku je zvýšit parametry teploty přehřátí páry.

Postup výpočtu je proveden podle [Budaj].

Navrhnuté rozměry:

Doporučená volba rozměru trubek je 44,5x5,6 [B][A].

Vnější průměr trubky: $d_1 = 44,5\text{mm} = 0,0445\text{m}$

Vnitřní průměr trubky: $d_2 = d_1 - 2t_{st} = 0,0333\text{m}$

Tloušťka stěny: $t_{st} = 0,0056\text{m}$

Počet desek: $n_d = 4\text{ks}$

Počet trubek v desce: $n_{t1} = 24\text{ks}$

Celkový počet trubek: $n_t = n_{t1} \cdot n_d = 24\text{ks} \cdot 4\text{ks} = 96\text{ks}$

Přímá rozteč střední: $s_1 = 1450\text{mm} = 1,45\text{m}$

Podélná rozteč: $s_2 = 61\text{mm} = 0,061\text{m}$

Poměrná přímá rozteč: $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_1} = \frac{1,45}{0,0445} = 32,6$ (7.1.5-1)

Poměrná podélná rozteč: $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_1} = \frac{0,061}{0,0445} = 1,37$ (7.1.5-2)

Úhlový součinitel: $x_d = 0,8$

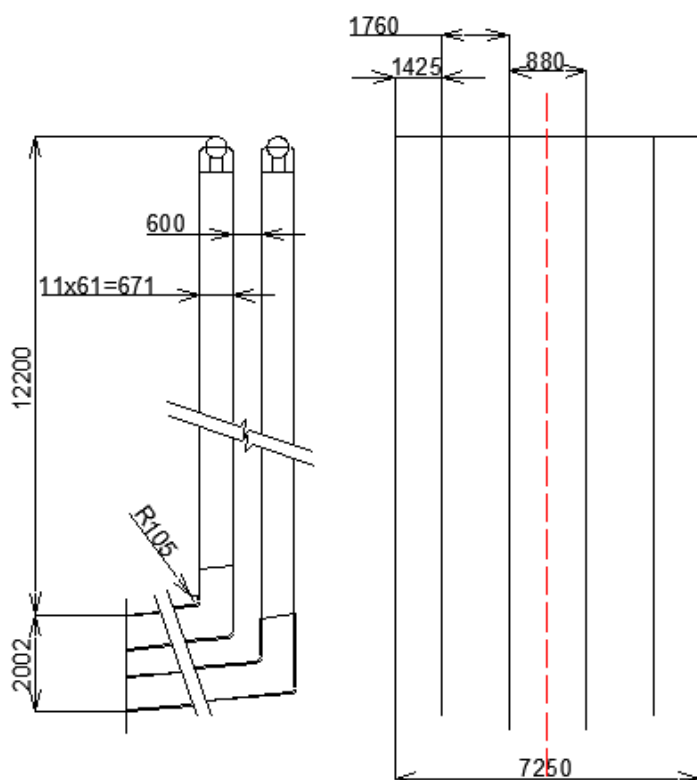
Šířka výměníku: $a = 7250\text{mm} = 7,25\text{m}$

Hloubka výměníku: $b = 2542 = 2,542\text{m}$

Výška výměníku: $v = 12200\text{mm} = 12,2\text{m}$

Šířka potrubí: $b_{tr.} = 671\text{mm} = 0,671\text{m}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou



Obr.: 7.1.5-1 Schéma deskového přehříváku.

Výpočet výhřevných ploch deskového přehříváku PI:

Plocha desek:

$$S = 4 \cdot b_{tr.} \cdot v \cdot n_d \cdot x_d = 4 \cdot 0,671 \cdot 12,2 \cdot 4 \cdot 0,8 = 104,78m^2 \quad (7.1.5-3)$$

Plocha stropu:

$$S_{strop} = a \cdot b = 7,25 \cdot 2,542 = 18,429m^2 \quad (7.1.5-4)$$

Plocha přední stěny:

$$S_{před.st.} = a \cdot (v \cdot v_d) = 7,25 \cdot (12,2 + 2,002) = 102,95m^2 \quad (7.1.5-5)$$

v_d - zbytková plocha deskových přehříváků

Plocha zadní stěny:

$$S_{Zad.st} = S_{před.st} - S_{strop} = 102,95 - 18,429 = 84,52m^2 \quad (7.1.5-6)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Plocha boční stěna:

$$S_{boční} = 2 \cdot b \cdot v = 2 \cdot 5,421 \cdot 12,2 = 133,956m^2 \quad (7.1.5-7)$$

Plocha varnic:

$$S_{varnic} = (S_{pred.st} + S_{zad.st} + S_{boční}) \cdot x_{var} = (84,429 + 102,95 + 133,956) \cdot 0,9 = 289,284m^2 \quad (7.1.5-8)$$

Doplňková plocha:

$$S_d = S_{strop} + S_{varnic} = 18,249 + 289,284 = 307,713m^2 \quad (7.1.5-9)$$

Vstupní průřez přehříváku:

$$S_{in} = a \cdot (b + v - v_{vk}) = 7,25 \cdot (2,542 + 12,2 - 6,123) = 62,488m^2 \quad (7.1.5-10)$$

v_{vk} - výška výstupní komory

Výstupní průřez přehříváku:

$$S_{out} = a_k \cdot v_{vk} = 3 \cdot 6,123 = 22,961m^2 \quad (7.1.5-11)$$

Průřez pro příčné proudění spalin:

$$S_{pr.sp} = v_{vk} \cdot a - n_d \cdot v_{vk} \cdot d_1 = 6,123 \cdot 3 - 4 \cdot 6,123 \cdot 0,0445 = 21,871m^2 \quad (7.1.5-12)$$

Průřez pro podélné proudění spalin:

$$S_{po.sp} = b \cdot a - n_d \cdot b \cdot d_1 = 7,25 \cdot 2,542 - 4 \cdot 0,0445 \cdot 2,542 = 17,977m^2 \quad (7.1.5-13)$$

Průřez pro páru:

$$S_{para} = \frac{n_l \cdot \pi \cdot d_2^2}{2 \cdot 4} = \frac{96 \cdot \pi \cdot 0,0333^2}{8} = 0,042m^2 \quad (7.1.5-14)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Obvod kanálu podélného proudění:

$$\begin{aligned} O_{pod}^{para} &= 2 \cdot (a + b) + n_d \cdot b_r \cdot 4 + 4 \cdot n_d \cdot d_1 = \\ &= 2 \cdot (7,25 + 5,49) + 4 \cdot 0,671 \cdot 4 + 4 \cdot 0,671 \cdot 0,0445 = 36,928 m^2 \end{aligned} \quad (7.1.5-15)$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = 4 \cdot \frac{S_{po.sp}}{O_{pod}^{para}} = 1,947 \quad (7.1.5-16)$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$a_d = \frac{a}{n_d + 1} = \frac{7,25}{4 + 1} = 1,45 m \quad (7.1.5-17)$$

$$t_s = \frac{1,8}{\frac{1}{v + v_d} + \frac{1}{a_d} + \frac{1}{b - 2 \cdot b_x}} = \frac{1,8}{\frac{1}{12,2 + 2,002} + \frac{1}{1,45} + \frac{1}{2,542 - 2 \cdot 0,6}} = 1,196 m$$

Plocha pro příčné prodění:

$$S_{pri.} = 2 \cdot v_k \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = 2 \cdot 6,123 \cdot (12,2 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0,8 = 52,589 m^2 \quad (7.1.5-18)$$

Plocha pro podélné prodění:

$$\begin{aligned} S_{pod.} &= 2 \cdot (v + v_d - v_{vk}) \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = \\ &= 2 \cdot (12,2 + 2,002 - 6,123) \cdot (2,542 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0,8 = 69,372 m^2 \end{aligned} \quad (7.1.5-19)$$

Součinitel:

$$\delta = 1$$

Součinitel nerovnoměrnosti v ohništi:

$$y_h = 0,7$$

Tepelné zatížení stěn:

$$q_{pl.} = 26,5 kW / m^2$$

Tepelné zatížení výstupního průřezu spalin:

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot q_{pl.} = 1 \cdot 0,7 \cdot 26,5 = 18,557 kW / m^2$$

Součinitel zeslabení 3atomovými plyny:

$$k_{sp} = 10 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Součinitel na úkor popílku:

$$k_p = 0,085 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Optická hustota: $k \cdot p \cdot s = 0,157$

Stupeň černosti spalin:

$$\alpha_0 = 0,27$$

Úhlový součinitel ohniště:

$$\varphi_0 = \sqrt{\left(\frac{b-2 \cdot b_x}{a_d}\right)^2 + 1} - \frac{b-2 \cdot b_x}{a_d} = 0,437$$

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,6$$

Pozn. Součinitele jsou odvozeny podle [2] a odvozeny v kapitole 6.8.2.

Tepelné zatížení stěn v místě výstupního průřezu:

$$q_v = y_h \cdot q_{pl} = 0,7 \cdot 26,5 = 18,57 kW / m^2 \quad (7.1.5-20)$$

Tepelné zatížení vstupního průřezu:

$$q_{sv} = q_m \cdot \frac{S_{in}}{S_{out}} \cdot (1 - \alpha_0) \cdot \varphi_0 + 5,7 \times 10^{-3} \cdot \psi \cdot \alpha_0 \cdot \left(\frac{T_{pl.st} + 273,15}{100}\right)^4 = 112,808 kW / m^2 \quad (7.1.5-21)$$

Sálavé tepla:

Teplo pohlcené šotovým přehřívákem:

$$q_{s,p} = S \cdot \alpha_k = 104,783 \cdot 26,5 = 2776,7 kW \quad (7.1.5-22)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Teplo pohlcené varnicemi:

$$q_{s,var} = S_{varnic} \cdot \alpha_k^{pr} = 289,184 \cdot 72 = 20821kW \quad (7.1.5-23)$$

Teplo pohlcené stropem:

$$q_{s,strop} = S_{strop} \cdot \alpha_k^{pr} = 18,429 \cdot 72 = 1326,888kW \quad (7.1.5-24)$$

Součet jednotlivých tepel:

$$\sum q = q_{s,p} + q_{s,var} + q_{strop} = 2776,7 + 20821 + 1326,8 = 24924,58kW \quad (7.1.5-25)$$

Bilance na straně spalin:

$$Q_s = m_{pal.} \cdot (i_{s,in} - i_{s,out}) = 8,207 \cdot (22250 - 21522) = 5974kW \quad (7.1.5-26)$$

$$i_{s,in} = 22250 \text{kJ/kg} \quad t_{s,in} = 943^\circ\text{C}$$

$$i_{s,out} = 21522 \text{kJ/kg} \quad t_{s,out} = 913^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{s,st} = \frac{t_{pl,out} + t_{pl,in}}{2} = \frac{943 + 913}{2} = 928^\circ\text{C} \quad (7.1.5-27)$$

Na straně média:

$$Q_p = (m_p - m_{vs}) \cdot (i_{p,out} - i_{p,in}) \quad (7.1.5-26)$$

Teplota média na vstupu: $t_{p,in} = 329^\circ\text{C}$

Entalpie média na vstupu: $i_{p,in} = 2789,5 \text{kJ/kg}$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = (m_p - m_{vs}) \cdot \Delta i = (41,67 - 1,806) \cdot \Delta i \quad (7.1.5-27)$$

$$\Delta i = \frac{Q}{(m_p - m_{vs})} = \frac{7156,5}{41,67 - 1,806} = 176,176 \text{kJ/kg} \quad (7.1.5-28)$$

Entalpie páry na výstupu:

$$i_{p,out} = \Delta i + i_{p,in} = 176,176 + 2789,5 = 2939,67 \text{kJ/kg} \quad (7.1.5-29)$$

Entalpii odpovídající teplota, čili teplota na výstupu:

$$t_{p.out} = 360^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota média:

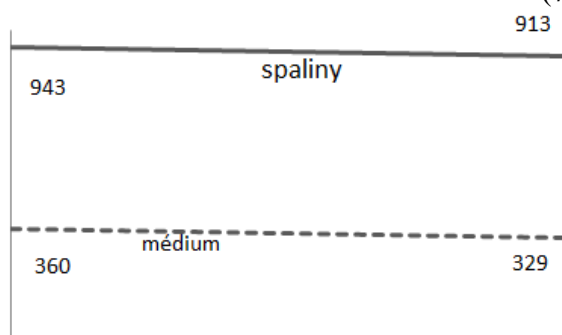
$$T_{p.st.} = \frac{t_{pI.in} + t_{pI.out}}{2} = \frac{329 + 360}{2} = 344,5^{\circ}\text{C} \quad (7.1.5-30)$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 584,15^{\circ}\text{C} \quad (7.1.5-31)$$

$$\Delta t_1 = t_{s.out} - t_{p.in} = 913 - 329 = 584^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s.in} - t_{p.out} = 943 - 360 = 583^{\circ}\text{C}$$



obr. 7.1.5. teplotní spád

Rychlost spalin:

-podélné proudění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{S_{po.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{17,977} \cdot \left(1 + \frac{934,5}{273}\right) = 11,742 \text{ m/s} \quad (7.1.5-32)$$

-příčné proudění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{S_{pri.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{22,871} \cdot \left(1 + \frac{934,5}{273}\right) = 9,651 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin:

-příčné proudění: $\alpha_k^{pr} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,925 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 78 = 72 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.1.5-33)$

Podle literatury [B] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_z = 0,925$$

$$c_s = 1$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 78W / m^2 K$$

-podélné proudění: $\alpha_k^{pod} = c_l \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1 \cdot 28 = 28W / m^2 K$ (7.1.5-33)

Podle literatury [2] pro rychlost spalín v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_l = 1$$

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 28W / m^2 K$$

Součinitel zanešení přehříváku: $\varepsilon = 0,014$

Rychlost média:

$$w_p = \frac{(m_p - m_{vs}) \cdot v}{S_{pára}} = \frac{(41,67 - 1,806) \cdot 0,023}{0,042} = 21,93m / s \quad (7.1.5-34)$$

v – měrný objem páry m^3 / kg

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,98 \cdot 3200 = 3136W / m^2 K \quad (7.1.5-35)$$

Teplota zanešeného povrchu šotového přehříváku:

$$t_{za} = T_{Pl.st} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{m_{pal} \cdot (Q_p)}{S \times 10^{-3}} \quad (7.1.5-36)$$

$$t_{za} = 354 + \left(0,014 + \frac{1}{2803}\right) \cdot \frac{8,207 \cdot (5974)}{104,783 \times 10^{-3}} = 1161^\circ C$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha_n \cdot \alpha_0 = 0,3 \cdot 250 = 75W / m^2 K \quad (7.1.5-37)$$

Součinitel efektivního vyžití šotů: $\xi = 0,7$

Součinitel přestupu tepla:

-příčné proudění:

$$\alpha_{pr} = \xi \cdot \left(\alpha_k^{pr} \cdot \frac{\pi \cdot d_1}{2 \cdot s_2 \cdot x_d} + \alpha_s \right) = 0,7 \cdot \left(72,15 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,061 \cdot 0,7} + 75 \right) = 125,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7.1.5-38)$$

-podélné proudění:

$$\alpha_{po} = \xi \cdot \left(\alpha_k^{po} \cdot \frac{\pi \cdot d_1}{2 \cdot s_2 \cdot x_d} + \alpha_s \right) = 0,7 \cdot \left(26,15 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,061 \cdot 0,7} + 75 \right) = 81,1 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7.1.5-39)$$

Součinitel prostupu tepla:

-příčné proudění:

$$k_{pr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pr}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{125,7} + \frac{1}{3136}} = 120,8 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7.1.5-40)$$

-podélné proudění:

$$k_{po} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{po}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{81,15} + \frac{1}{3136}} = 79,103 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7.1.5-41)$$

Střední součinitel:

$$k = \frac{k_{pr} \cdot S_{pr} + k_{po} \cdot S_{po}}{S_{pr} + S_{po}} = 97,121 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7.1.5-42)$$

Teplu předané do deskového přehříváku:

$$Q_{pl} = (k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S_{po}) \times 10^{-3} = 97,121 \cdot 584,156 \cdot 104,783 \times 10^{-3} = 5944,7 \text{ kW} \quad (7.1.5-43)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Odchylka:

$$\Delta Q_{PI} = \frac{Q_s - Q_{PI}}{Q_s} \cdot 100 = \frac{5959 - 5944}{5959} = 0,25\% \quad (7.1.5-4)$$

7.1.5 Stěnový přehřívák PII

Stěnový přehřívák se nachází ve druhém tahu kotle za cyklonem.

Výpočet stěnového přehříváku zahrnuje výpočet závěsných trubek, které jsou vyvedeny z výhřevné plochy ekonomizéru (EKO). Tyto závěsné trubky (ZT) vedou médium do obrátové komory, a odtud do stěnového přehříváku (PII).

Pozn.: Postup výpočtu je proveden podle [1.],[2.],[4]

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PII: $D_{PII} = 33,8mm = 0,0338m$

Tloušťka stěny trubky PII: $t_s = 4mm = 0,004m$

Vnitřní průměr trubky PII: $d_{PII} = D_{PII} - 2 \cdot t_s = 0,0338 - 2 \cdot 0,004 = 0,0258m$

Rozteč trubek PII – boční: $s_b = 0,08m$

-přední zadní: $s_{pz} = 1,16m$

Poměrná rozteč trubek PII: $\sigma_{PII} = \frac{s_b}{D_{PII}} = \frac{0,08}{0,038} = 2,105$

Úhlový součinitel PII: $x_{PII} = 0,7$

Počet trubek PII: $n_{tPII} = 296ks$

Vnější průměr trubek ZT: $D_{zt} = 51mm = 0,051m$

Tloušťka stěny trubky ZT: $t_{zt} = 8,8mm = 0,0088m$

Vnitřní průměr trubky ZT: $d_{zt} = D_{zt} - 2 \cdot t_{zt} = 0,051 - 2 \cdot 0,0088 = 0,033m$

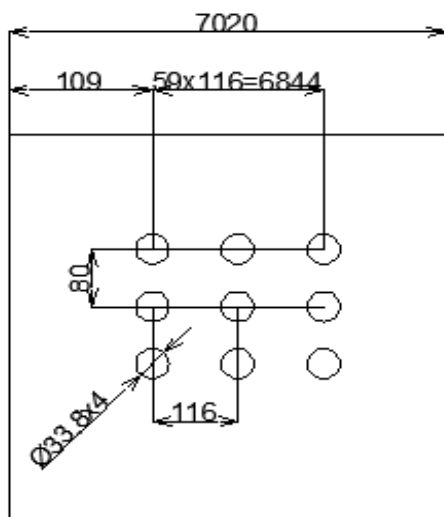
Počet trubek přehříváku ZT: $n_{tzt} = 29ks$

rozteč trubek ZT: $s_{zt} = 0,232m$

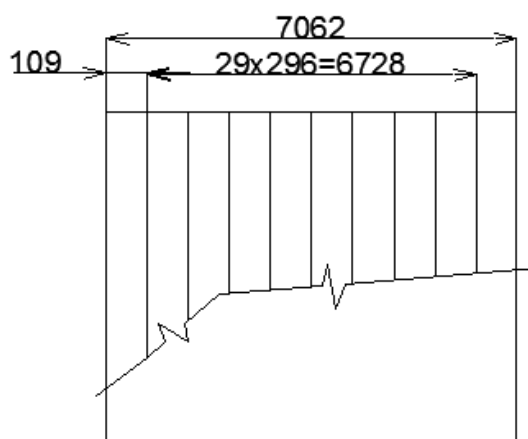
Úhlový součinitel ZT: $x_{zt} = 0,5$

Poměrná rozteč trubek ZT: $\sigma_{zt} = \frac{s_{zt}}{D_{zt}} = \frac{0,232}{0,051} = 4,549$

Obr.7.6.1 Rozteč stěnového přehříváku PII



Obr.7.6.2 Závěsné trubky ZT



Jednotlivé plochy:

Plocha přehříváku PII:

$$S_{PII} = [2 \cdot (a_{PII} \cdot b_{PII}) + 2 \cdot (v_{PII} \cdot b_{PII}) + 2 \cdot (v_{PII} \cdot a_{PII})] \cdot x_{PII}$$

$$S_{PII} = [2 \cdot (7,062 \cdot 6,844) + 2 \cdot (26,807 \cdot 6,844) + 2 \cdot (26,807 \cdot 7,062)] \cdot 0,7$$

$$S_{PII} = 609,08m^2 \quad (7.1.6-1)$$

$a_{PII} = 7,062m$ přední šířka přehříváku PII

$b_{PII} = 6,844m$ boční šířka přehříváku PII

$v_{PII} = 26,807m$ výška přehříváku PII

Plocha pro proudění média:

$$S_{PII, pára} = n_{iPII} \cdot \frac{\pi \cdot d_{PII}^2}{4} = 296 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0258^2}{4} = 0,155m^2$$

Plocha závěsných trubek ZT:

$$S_{zt} = [2 \cdot (v_{PII} \cdot a_{PII})] \cdot x_{zt} = [2 \cdot (26,807 \cdot 7,062)] \cdot 0,5 \quad (7.1.6-2)$$

$$S_{zt} = 185,525$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Plocha pro proudění média ZT:

$$S_{zt, pára} = n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} = 29 \cdot \frac{\pi \cdot 0,033^2}{4} = 0,025m^2$$

Objem obratové komory:

$$V_{ok} = a_{PII} \cdot b_{PII} \cdot v_{ok} = 7,062 \cdot 6,844 \cdot 5,5 = 261,322m^3 \quad (7.1.6-3)$$

$v_{ok} = 5,5m$ výška obratové komory

Celková plocha uzavřeného prostoru:

$$S = \left[2 \cdot (a_{PII} \cdot v_{PII}) + 2 \cdot (v_{PII} \cdot b_{PII}) + (b_{PII} \cdot a_{PII}) - (n_{zt} \cdot \pi \cdot d_{zt} \cdot v_{PII}) \right] \quad (7.1.6-4)$$

$$S = \left[2 \cdot (6,844 \cdot 26,807) + 2 \cdot (26,807 \cdot 7,062) + (7,062 \cdot 6,844) - (29 \cdot \pi \cdot 0,033 \cdot 26,807) \right]$$
$$S = 706,255m^2$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s_s = 3,6 \cdot \frac{V_{ok}}{S} = 3,6 \cdot \frac{261,322}{786,85} = 1,332m$$

Teploty a entalpie média PII:

Na vstupu do PII: $t_p^{IN} = 360^\circ C$ $i_p^{IN} = 2939,6kJ / kg$

Na výstupu s PII: $t_p^{out} = 388^\circ C$ $i_p^{out} = 3042,4kJ / kg$

$$Q_{PII}^p = (m_p - m_{vs}) (i_p^{out} - i_p^{in}) = (41,67 - 1,806) \cdot (3042,4 - 2939) = 4102kW$$

Střední teplota:

$$T_{st} = \frac{t_p^{in} + t_p^{out}}{2} = \frac{360 + 388}{2} = 374^\circ C$$

Teploty a entalpie spalin PII:

Na vstupu do PII: $t_s^{IN} = 913^\circ C$ $i_s^{IN} = 1450,91kJ / kg$

Na výstupu s PII: $t_s^{out} = 564^\circ C$ $i_s^{out} = 859kJ / kg$

$$Q_{PII}^p = Q_{PII}^s = m_{pal} (i_s^{in} - i_s^{out})$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$i_s^{out} = \frac{Q_{PII}^p}{m_{pal}} + (i_s^{in})$$

Střední teplota:

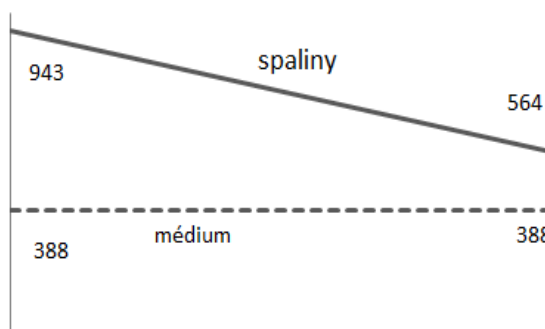
$$T_{st} = \frac{t_s^{in} + t_s^{out}}{2} = \frac{913 + 564}{2} = 738,5^\circ\text{C}$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 586,963^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 564 - 360 = 115^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 943 - 388 = 176^\circ\text{C}$$



Obr. 7.1.6-1 Teplotní spád

Teploty a entalpie média ZT:

Na vstupu do ZT: $t_p^{IN} = 241^\circ\text{C}$ $i_p^{IN} = 1043,5\text{kJ} / \text{kg}$

Na výstupu ze ZT: $t_p^{out} = 256^\circ\text{C}$ $i_p^{out} = 1114\text{kJ} / \text{kg}$

$$Q_{PII}^p = (m_p - m_{vs})(i_p^{out} - i_p^{in}) = (41,67 - 1,806) \cdot (1114 - 1043) = 3205\text{kW}$$

Střední teplota:

$$T_{st} = \frac{t_p^{in} + t_p^{out}}{2} = \frac{241 + 256}{2} = 248,5^\circ\text{C}$$

Teploty a entalpie spalin ZT:

Na vstupu do ZT: $t_{sp}^{IN} = 913^\circ\text{C}$ $i_{sp}^{IN} = 1251,91\text{kJ} / \text{kg}_p$

Na výstupu ze ZT: $t_{sp}^{out} = 564^\circ\text{C}$ $i_{sp}^{out} = 859\text{kJ} / \text{kg}_p$

$$Q_{PII}^p = Q_{PII}^s = m_{pal}(i_s^{in} - i_s^{out})$$

$$i_s^{out} = \frac{Q_{PII}^p}{m_{pal}} + (i_s^{in})$$

$$Q_{PII}^s = m_{pal}(i_s^{in} - i_s^{out}) = 3219\text{kW}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Střední teplota:

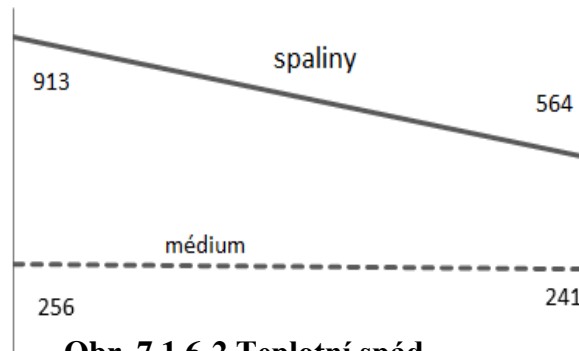
$$T_{st} = \frac{t_{sp}^{in} + t_{sp}^{out}}{2} = \frac{918 + 513}{2} = 715,5^{\circ}\text{C}$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 429,6^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 564 - 241 = 323^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 913 - 256 = 657^{\circ}\text{C}$$



Tepelné zatížení obratové komory:

$$q = 11 \text{ kW} / \text{m}^3$$

Měrný objem v PII: $v = 0,023 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrný objem je brán z tabulek pro přehřátou páru odpovídající teplotě média v PII.

Měrný objem v ZT: $v = 0,0013 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Měrný objem je brán z tabulek pro sytou kapalinu odpovídající teplotě média v ZT.

Rychlost média:

V přehříváku PII:

$$w_{pára}^{PII} = \frac{m_p - m_{vs}}{S_{PII.pára}} \cdot v = \frac{41,67 - 1,806}{0,209} \cdot 0,023 = 6,2 \text{ m} / \text{s}$$

V závěsných trubkách:

$$w_{pára}^{zt} = \frac{m_p - m_{vs}}{S_{zt.pára}} \cdot v = \frac{41,67 - 1,806}{0,025} \cdot 0,0013 = 2,84 \text{ m} / \text{s}$$

Součinitel přestupu tepla:

V přehříváku PII:

$$\alpha_{2,PII} = c_d \cdot \alpha_N = 0,1 \cdot 800 = 800 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

V závěsných trubkách ZT:

$$\alpha_{2,ZT} = c_d \cdot \alpha_N = 0,9 \cdot 800 = 720 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Teplota zanešených trubek:

$$t_{t,eko} = t_{eko} + \varepsilon \cdot q \cdot 10^{-3} = 210 + 0,004 \cdot 11 \cdot 10^{-3} = 215^\circ \text{C}$$

$$t_{t,PII} = t_{PII} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,PII}} \right) \cdot q \cdot 10^{-3} = 590 + \left(0,004 + \frac{1}{786} \right) \cdot 11 \cdot 10^{-3} = 590^\circ \text{C}$$

$$t_{t,ZT} = t_{ZT} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,ZT}} \right) \cdot q \cdot 10^{-3} = 423 + \left(0,004 + \frac{1}{786} \right) \cdot 11 \cdot 10^{-3} = 425^\circ \text{C}$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (9,5 \cdot 0,3 + 0,085 \cdot 0,506) \cdot 0,1 \cdot 1,196 = 0,346$$

$$k_{sp} = 9,5 [1/\text{m} \cdot \text{MPa}] \quad k_p = 0,085 [1/\text{m} \cdot \text{MPa}]$$

$$r_{sp} = 0,3 \quad \mu = 0,506$$

Stupeň černosti plamene: $\alpha_0 = 0,27$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s,PII} = \alpha_{N,PII} \cdot \alpha_0 = 180 \cdot 0,27 = 48,6 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_{s,ZT} = \alpha_{N,ZT} \cdot \alpha_0 = 150 \cdot 0,27 = 40,5 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$\alpha_{N,ZT}, \alpha_{N,PII}, \alpha_{N,eko}$ součinitel přestupu tepla sáláním podle [2]

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k,PII} = c_{N,PII} \cdot \alpha_{N,zl} = 1 \cdot 15 = 15 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_{k,ZT} = c_{N,ZT} \cdot \alpha_{N,zl} = 1 \cdot 12 = 12 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$\alpha_{N.ZT}, \alpha_{N.PII}, c_{N.ZT}, c_{N.PII}$ součinitel přestupu tepla sáláním podle [2]

Celkový součinitel:

$$\alpha_{PII} = \alpha_{k,PII} \cdot \alpha_{S,PII} = 48,6 + 15 = 63,6 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_{ZT} = \alpha_{k,ZT} \cdot \alpha_{S,ZT} = 40,5 + 12 = 52,5 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k_{PII} = \frac{\alpha_{PII}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2PII}} \right) \cdot \alpha_{PII}} = 47,453 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (7.1.6-5)$$

$$k_{ZT} = \frac{\alpha_{ZT}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2ZT}} \right) \cdot \alpha_{ZT}} = 40,75 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Předané tepla:

$$Q_{PII} = k_{PII} \cdot \Delta t_{\log,PII} \cdot S_{PII} \cdot 10^{-3} = 47,5 \cdot 143,5 \cdot 609 \cdot 10^{-3} = 4148 \text{ kW}$$

$$Q_{ZT} = k_{ZT} \cdot \Delta t_{\log,ZT} \cdot S_{ZT} \cdot 10^{-3} = 40,8 \cdot 429 \cdot 185 \cdot 10^{-3} = 3249 \text{ kW}$$

Odchylky:

$$\Delta Q_{PII} = \frac{Q_s^{PII} - Q_{PII}}{Q_s^{PII}} \cdot 100 = 0,01\%$$

$$\Delta Q_{ZT} = \frac{Q_s^{ZT} - Q_{ZT}}{Q_s^{ZT}} \cdot 100 = 0,01\%$$

7.1.6 Výstupní přehřívák PIV

Pára vystupující z konvenčního přehříváku PIII nejprve před vstupem do výstupního přehříváku PIV přechází přes vstřikovací komoru. Vstřík způsobuje snížení entalpie chladnou vodou. Má tedy za úkol regulaci teploty.

Spaliny, které vstupují do výstupního přehříváku PIV, jsou spaliny, které opouštějí cyklon a přecházejí přes stěnový ohřívák a závěsné trubky.

Hlavní parametrem při návrhu výstupního přehříváku PIV je výstupní teplota páry, která je dána zadáním. Hodnota teploty je 530°C.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIV: $D_{PIV} = 44, mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIV: $t_s = 5,6mm = 0,0056m$

Vnitřní průměr trubky PIV: $d_{PIV} = D_{PIV} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0056 = 0,0334m$

Rozteč trubek PIII – příčná: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0.175m$

Poměrná rozteč trubek PIV: $\sigma_{PIV} = \frac{s_1}{D_{PIV}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIV} = \frac{s_2}{d_{PIV}} = \frac{0,175}{0,035} = 5,226$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

Počet desek v jednom dílu přehříváku PIV: $n_{1PIV} = 59ks$

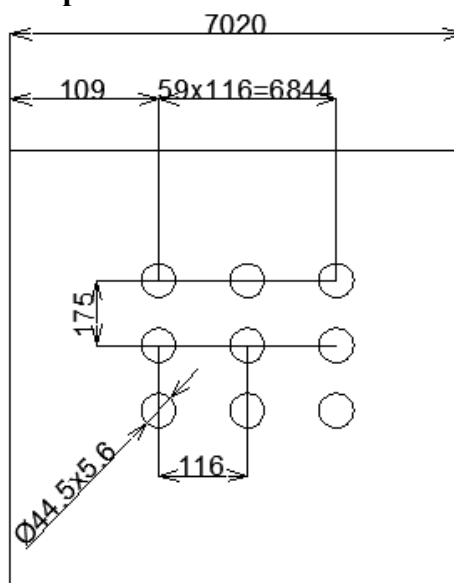
Výpočtová délka jedné trubky PIV: $l_{PIV} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIV: $n_{sPIV} = 5ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIV: $n_{cPIV} = 2ks$

délka trubek svazku PIV: $l_{1PIV} = 2 \cdot n_{1IV} \cdot l_{PIV} \cdot n_{sPIV} \cdot n_{cPIV} = 7103,6m$

Obr.7.1.8-1 Rozteče výstupního přehříváku PIV



Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Výhřevná plocha přehříváku:

svazek PIV:

$$S_{1PIV} = \pi \cdot D_{PIV} \cdot l_{1PIV} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 7929,6 = 993,6m^2 \quad (7.1.8-1)$$

Průřez pro médium:

svazek PIV:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIV}^2 \cdot n_{1PIV} \cdot n_{cPIV}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,033^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,1027$$

Výška:

svazek PV:

$$v_{1PIV} = 2 \cdot s_2 \cdot (2 \cdot n_{sPIV} - 1) + D_{PIV} = 2 \cdot 0,175 \cdot (2 \cdot 5 - 1) + 0,0445 = 3m \quad (7.1.8-2)$$

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{PIV} \cdot n_{1PIV} \cdot l_{PIV} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 59 \cdot 6,72 = 32,78$$

Tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{PIV} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{PIV}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,175}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,483m$$

Teplota a entalpie média:

$$\text{Na vstupu:} \quad t_{pPIV}^{in} = 450^\circ C \Rightarrow i_{pPIV}^{in} = 3235kJ / kg$$

$$\text{Na výstupu:} \quad t_{pPIV}^{out} = 530^\circ C \Rightarrow i_{pPIV}^{out} = 3465,3kJ / kg$$

$$Q_p^{PIV} = (m_p) \cdot (i_{pPIV}^{out} - i_{pPIV}^{in}) = 9596,6 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIV}^{in} = 883^\circ\text{C} \Rightarrow i_{sPIV}^{in} = 1482 \text{ kJ} / \text{kg}$

Na výstupu: $t_{sPIV}^{out} = 830^\circ\text{C} \Rightarrow i_{sPIV}^{out} = 1312 \text{ kJ} / \text{kg}$

$$Q_p^{PIV} = Q_s^{PIV} = (m_{pal}) \cdot (i_{sPIV}^{in} - i_{pPIV}^{out})$$

$$i_{sPIV}^{in} = \frac{Q_s^{PIV}}{(m_{pal})} + i_{pPIV}^{out}$$

$$Q_s^{PIV} = (m_{pal}) \cdot (i_{sPIV}^{in} - i_{pPIV}^{out}) = 9600 \text{ kW}$$

Množství páry: $m_p = 41,67 \text{ kg} / \text{s}$

Množství vstřiku: $m_{vs} = 1,806 \text{ kg} / \text{s}$

Množství paliva: $m_{pal.} = 8,207 \text{ kg} / \text{s}$

Množství spalin: $O_{sp.\alpha}^V = 5,815 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$

Střední teplota média:

$$T_{st.p} = \frac{t_{pPIV}^{out} + t_{pPIV}^{in}}{2} = \frac{530 + 450}{2} = 490^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

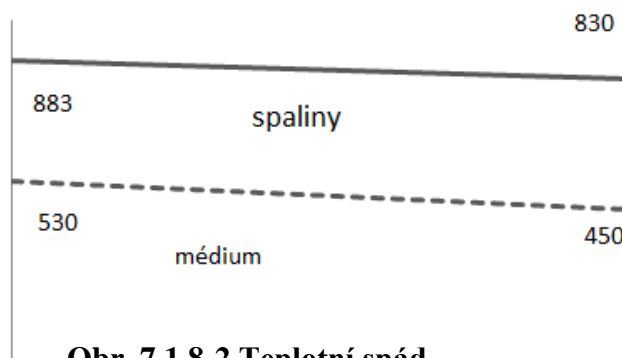
$$T_{st.p} = \frac{t_{sPIV}^{out} + t_{sPIV}^{in}}{2} = \frac{883 + 830}{2} = 856^\circ\text{C}$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 263^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 830 - 450 = 380^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 883 - 530 = 353^\circ\text{C}$$



Obr. 7.1.8-2 Teplotní spád

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (19 \cdot 0,3 + 0,05 \cdot 39) \cdot 0,1 \cdot 0,483 = 0,369$$

$$\text{Součinitel } r_{sp} : r_{sp} = 0,3$$

$$\text{Součinitel } k_{sp} : k_{sp} = 19 \frac{1}{\text{MPa} \cdot \text{m}}$$

$$\text{Součinitel } k_p : k_p = 0,05 \frac{1}{\text{MPa} \cdot \text{m}}$$

$$\text{uvažovaný tlak: } p = 0,1 \text{MPa}$$

$$\text{součinitel } \mu : \mu = 39$$

$$\text{Stupeň černosti spalin: } \alpha = 0,23$$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp,st}}{273,15}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{30,943} \cdot \left(1 + \frac{768}{273,15}\right) = 6 \text{m/s}$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,5 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_0 = 5 \times 10^{-3}$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 1$$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$$v = 0,0367 \text{m}^3 / \text{kg}$$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f}\right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 1,806}{0,441}\right) \cdot 0,0367 = 14 \text{m/s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2,p} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2500 = 2500 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Teplota zanešené stěny:

$$t_{zs} = T_{st.p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIV}}{S_{PIV}} \right) = 490^\circ \text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha \cdot \alpha_N = 0,23 \cdot 90 = 20,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp.PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIV}} \right) = 2,106$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 20,7 \cdot 2,106 = 43,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f = 80 \cdot 1 \cdot 0,9 = 72 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_n = 90 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 0,9$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0,5 \cdot (72 + 43) = 55,9 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{55,9}{1 + \left(0,009 + \frac{1}{2500} \right) \cdot 55,9} = 36,6 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$Q_{PIV} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S \cdot 10^{-3} = 36,7 \cdot 993 \cdot 263 \cdot 10^{-3} = 9520,1 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{PIV} - Q_{PIV}}{Q_p^{PIV}} \cdot 100 = 0,152\%$$

7.1.7 Konvenční přehřívák PIII

Při návrhu teplot je přehřívák rozdělen na dílčí plochy (PIIIa, PIIIb, PIIIc, PIIId). Z konstrukčního hlediska je uvažováno stejné rozměrové prvky u všech jednotlivých konvenčních ploch. Tedy tento konvenční přehřívák je počítán jako celek.

Pára, která vstupuje do konvenčního přehříváku PIII je brána ze stěnového přehříváku PII. Po průchodu přehřívákem je pára přes vstřikovací komoru vedena do výstupního přehříváku PIV. Spaliny vstupující do konvenčního přehříváku PIII mají teplotu výstupních spalin z přehříváku PIV. Vystupující hodnota teploty se rovná teplotě vstupující do EKO.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIII: $D_{PIII} = 44,5 \text{ mm} = 0,0445 \text{ m}$

Tloušťka stěny trubky PIII: $t_s = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky PIII: $d_{PIII} = D_{PIII} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,005 = 0,0345 \text{ m}$

Rozteč trubek PIII – příčná: $s_1 = 0,116 \text{ m}$

-podélná: $s_2 = 0,175 \text{ m}$

Poměrná rozteč trubek PII: $\sigma_{PIII} = \frac{s_1}{D_{PIII}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIII} = \frac{s_2}{d_{PIII}} = \frac{0,175}{0,035} = 5,072$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5 \text{ m}$

Počet desek v jednom dílu přehříváku PIII: $n_{1PIII} = 59 \text{ ks}$

Počet ve svazcích přehříváku PIII : $n_{PIII} = 4 \cdot n_{1PIII} = 236 \text{ ks}$

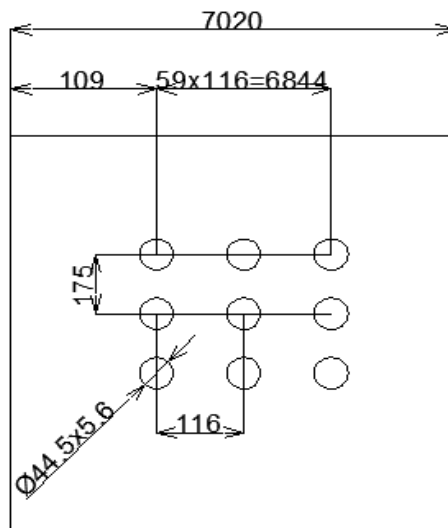
Výpočtová délka jedné trubky PIII: $l_{PIII} = 6,72 \text{ m}$

Počet smyček v jednom hadu PIII: $n_{sPIII} = 4 \text{ ks}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Počet paralelních cest ve smyčce PIII: $n_{cPIII} = 2ks$
 délka trubek v jednom svazku PIII: $l_{1PIII} = 2 \cdot n_{1PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 6344m$
 Délka trubek v celém přehříváku PIII: $l_{PIII} = 2 \cdot n_{PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 25374.7m$

Obr.: Rozteč přehříváku PIII



Výhřevná plocha přehříváku:

Jeden svazek PIII:

$$S_{1PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{1PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 6344 = 886,852m^2 \quad (7.1.9-1)$$

Celková přehříváku PIII:

$$S_{PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 25374,7 = 3547,41m^2 \quad (7.1.8-2)$$

Průřez pro médium:

svazek PIII:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIII}^2 \cdot n_{1PIII} \cdot n_{cPIII}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,035^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,110m^2$$

Výška:

Jeden svazek PIII:

$$v_{1PIII} = 2 \cdot s_2 \cdot (2 \cdot n_{sPIII} - 1) + D_{PIII} = 2 \cdot 0,175 \cdot (2 \cdot 4 - 1) + 0,0445 = 2,494m$$

Celková výška PIII:

$$v_{PIII} = v_{1PIII} \cdot 4 = 2,494 \cdot 4 = 9,978m \quad (7.1.8-3)$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$
$$B = 7,062m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{pIII} \cdot n_{1pIII} \cdot l_{pIII} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 59 \cdot 6,72 = 30,943 \quad (7.1.8-4)$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{pIII} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{pIII}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,175}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,483m$$

Bilanční teplo na straně média:

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{pIII}^{in} = 390^\circ C \Rightarrow i_{pIII}^{in} = 3049,8kJ / kg$

Na výstupu: $t_{pIII}^{out} = 489^\circ C \Rightarrow i_{pIII}^{out} = 3349,1kJ / kg$

$$Q_p^{pIII} = (m_p - m_{vs}) \cdot (i_{pIII}^{out} - i_{pIII}^{in}) = (41,67 - 1,806) \cdot (3349,1 - 3049) = 11932,7kW$$

Bilanční teplo na straně spalin:

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIII}^{in} = 830^\circ C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 1389kJ / kg$

Na výstupu: $t_{sPIII}^{out} = 564^\circ C \Rightarrow i_{sPIII}^{out} = 959kJ / kg$

$$Q_s^{pIII} = m_{pal} \cdot (i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}) \Rightarrow i_{sPIII}^{in}$$

$$Q_s^{pIII} = m_{pal} \cdot (i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}) = 11819kW$$

Střední teplota média:

$$T_{st.p} = \frac{t_{pIII}^{out} + t_{pIII}^{in}}{2} = \frac{489 + 390}{2} = 439^\circ C$$

Střední teplota spalin:

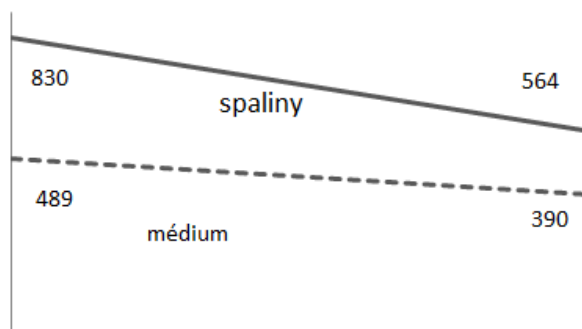
$$T_{st.p} = \frac{t_{sPIII}^{out} + t_{sPIII}^{in}}{2} = \frac{830 + 564}{2} = 697^{\circ}C$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 248^{\circ}C$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 564 - 390 = 174^{\circ}C$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 830 - 489 = 341^{\circ}C$$



Obr.7.1.8-2 teplotní spád

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (17 \cdot 0,3 + 0,065 \cdot 39) \cdot 0,1 \cdot 0,483 = 0,369$$

Součinitel r_{sp} : $r_{sp} = 0,3$

Součinitel k_{sp} : $k_{sp} = 17 \frac{1}{MPa \cdot m}$

Součinitel k_p : $k_p = 0,065 \frac{1}{MPa \cdot m}$

uvažovaný tlak: $p = 0,1 MPa$

součinitel μ : $\mu = 39$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp,st}}{273,15}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{30,943} \cdot \left(1 + \frac{697}{273,15}\right) = 5,56 m/s$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,58 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5,8 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_0 = 5,8 \times 10^{-3}$$

$$c_d = 1$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$c_f = 1$$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$$v = 0,02726 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 1,806}{0,110} \right) \cdot 0,02726 = 9,83 \text{ m} / \text{s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2,p} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2500 = 2500 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Teplota zanešené stěny:

$$t_{zs} = T_{st,p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIII}}{S_{PIII}} \right) = 404^\circ \text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha \cdot \alpha_N = 0,23 \cdot 90 = 20,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp,PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIII}} \right) = 2,41$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 20,7 \cdot 2,41 = 49,9 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f \cdot c_s = 60 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 72 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_n = 60W / m^2 K$$

$$c_d = 1,2$$

$$c_f = 1$$

$$c_s = 1$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0,3 \cdot (54,54 + 30,856) = 37W / m^2 K$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{37}{1 + \left(0,0083 + \frac{1}{2500} \right) \cdot 37} = 23W / m^2 K$$

Bilance výkonů tepla:

$$Q_{PIII} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S = 11904,6kW$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{PIII} - Q_{PIII}}{Q_p^{PIII}} \cdot 100 = 0,19\%$$

7.1.8 Ekonomizér EKO

Do ekonomizéru je přiváděna voda o teplotě, která je dána zadáním. Umístění EKO je za konvenčním přehřívákem PIII. Výstupní médium z EKO odchází do bubnu přes závěsné trubky. Nárůst teploty je zapříčiněn spalinami v horním místě druhého tahu kotle.

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek EKO: $D_{EKO} = 44,5mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky EKO: $t_s = 5mm = 0,0045m$

Vnitřní průměr trubky EKO: $d_{EKO} = D_{EKO} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0045 = 0,0355m$

Rozteč trubek EKO – příčná: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0,110m$

Poměrná rozteč trubek EKO: $\sigma_{EKO} = \frac{s_1}{D_{EKO}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\sigma_{EKO} = \frac{s_2}{d_{EKO}} = \frac{0,110}{0,0355} = 2,472$$

Počet žebër na jeden metr délky EKO: $n_z = 80ks$

Výpočtová délka jedné trubky EKO: $l_{EKO} = 6,72m$

Počet trubek v řadě EKO: $n_{1EKO} = 16ks$

Počet řad EKO: $n_{2EKO} = 40$

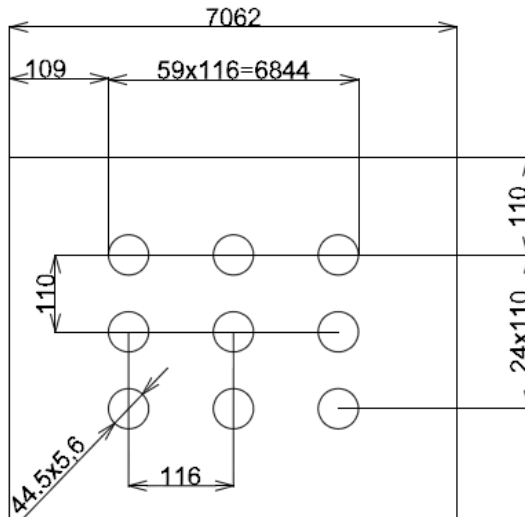
Plocha 1m délky žebër. trubek v EKO : $S_{1EKO} = 780.5m^2$

Výhřevná plocha trubek: $S_{EKO} = S_{1EKO} \cdot l_{EKO} \cdot n_{1EKO} \cdot n_{2EKO} = 335462,7m^2$

Výška žebër: $v_z = 19mm = 0.019m$

Tloušťka žebër: $t_z = 1,1mm = 0.011m$

Obr.7.1.9-1: Rozteče ekonomizéru.



Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro médium:

$$f = \frac{\pi \cdot d_{EKO}^2 \cdot n_{2EKO}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0355^2 \cdot 40}{4} = 0,039$$

Průřez pro spaliny:

$$\begin{aligned} F_{sp} &= A \cdot B - D_{EKO} \cdot n_{2EKO} \cdot l_{EKO} - n_z \cdot l_{EKO} \cdot v_z = \\ &= 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 40 \cdot 6,72 - 80 \cdot 6,72 \cdot 0,019 = 26,41m^2 \end{aligned} \quad (7.1.9-1)$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{EKO} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{EKO}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,110}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,283m$$

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{EKO}^{in} = 210^\circ C \Rightarrow i_{EKO}^{in} = 901,1kJ / kg$

Na výstupu: $t_{EKO}^{out} = 240^\circ C \Rightarrow i_{EKO}^{out} = 1029kJ / kg$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sEKO}^{in} = 564^\circ C \Rightarrow i_{sEKO}^{in} = 959J / kg$

Na výstupu: $t_{sEKO}^{out} = 230^\circ C \Rightarrow i_{sEKO}^{out} = 335kJ / kg$

Tepelná bilance:

Na straně média:

$$Q_p^{EKO} = (m_p - m_{vs}) \cdot (i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}) = 39,864 \cdot (1029 - 901,1) = 5118,541kJ / kg$$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = (m_p - m_{vs}) \cdot \Delta i_p = m_{pal} \cdot \Delta i_s$$

$$\Delta i = \frac{Q}{m_{pal}} = \frac{5118,31}{8,207} = 623kJ / kg$$

Entalpie média na výstupu:

$$i_{s.in} = \Delta i + i_{sEKO}^{in} = 323 + 623 = 958kJ / kg$$

Na straně spalin:

$$Q_{sp}^{EKO} = m_{pal} \cdot (i_{spEKO}^{in} - i_{spEKO}^{out}) = 8,207 \cdot (958 - 335) = 5121,4kJ / kg$$

Množství spalin: $O_{sp,\alpha}^v = 5,815Nm^3 / kg$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

1 Střední teplota média:

$$T_{st.p} = \frac{t_{EKO}^{out} + t_{EKO}^{in}}{2} = \frac{210 + 241}{2} = 225^{\circ}C$$

Střední teplota spalin:

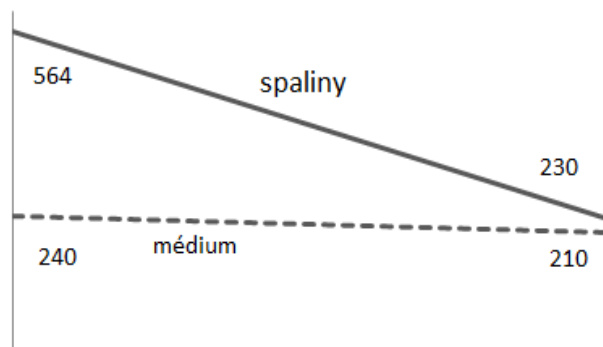
$$T_{st.p} = \frac{t_{sEKO}^{out} + t_{sEKO}^{in}}{2} = \frac{564 + 230}{2} = 397^{\circ}C$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 109,45^{\circ}C$$

$$\Delta t_1 = t_{EKO}^{out} - t_{s,EKO}^{out} = 230 - 210 = 20^{\circ}C$$

$$\Delta t_2 = t_{s,EKO}^{in} - t_{EKO}^{in} = 564 - 240 = 324^{\circ}C$$



Obr.7.1.9-2 teplotní spád

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp,st}}{273,15}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{26,41} \cdot \left(1 + \frac{397}{273,15}\right) = 4,8 m/s$$

Množství spalin: $O_{sp,\alpha}^V = 5,815 Nm^3 / kg$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,5 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_0 = 5 \times 10^{-3}$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 1$$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě vody.

$$v = 0,00118 m^3 / kg$$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 1,806}{0,039} \right) \cdot 0,0118 = 1,9 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f \cdot c_z = 60 \cdot 1,3 \cdot 1,05 \cdot 1 = 95 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\alpha_n = 70 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$c_z = 1$$

$$c_f = 1,05$$

$$c_l = 1,3$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + (\varepsilon) \cdot \alpha_1} = \frac{95}{1 + (0,0083) \cdot 95} = 60 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Bilance výkonů tepla:

$$Q_{EKO} = (k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S) \cdot 10^{-3} = 5183,28 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{EKO} - Q_{EKO}}{Q_p^{EKO}} \cdot 100 = 0,1\%$$

7.1.9 Ohřívák vzduchu OVZ

Vnější průměr trubek OVZ: $D_{ovz} = 41 \text{ mm} = 0,041 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubek OVZ: $d_{ovz} = 37 \text{ mm} = 0,037 \text{ m}$

Přímá rozteč OVZ: $s_1 = 0,092 \text{ m}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Podélná rozteč OVZ: $s_1 = 0,09m$

Poměrná rozteč OVZ: $\sigma_{ovz} = \frac{s_1}{D_{ovz}} = \frac{0,092}{0,041} = 2,244$

$$\sigma_{ovz} = \frac{s_2}{D_{ovz}} = \frac{0,09}{0,041} = 2,19$$

Počet desek: $n_1 = 30ks$

Počet trubek v řadě OVZ: $n_2 = 100ks$

Výpočtová délka jedné trubky OVZ: $l_t = 6,72m$

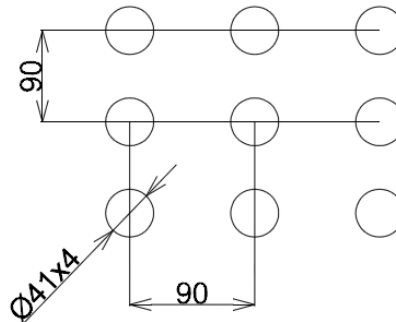
Celkový počet trubek: $n = n_1 \cdot n_2 = 100 \cdot 30 = 3000ks$

Střední průměr trubek: $d = \frac{D_{ovz} + d_{ovz}}{2} = \frac{0,041 + 0,037}{2} = 0,039$

Výhřevná plocha trubek: $S = d \cdot \pi \cdot l_t \cdot n_1 \cdot n_2 = 0,049 \cdot \pi \cdot 6,72 \cdot 3000 = 2433,17m^2$

Rozměry II. tahu kotle: $A = 6,88m$
 $B = 7,062m$

Obr.7.1.10-1: Rozteče OVZ



Průřez pro vzduch: $f = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{ovz}^2}{4} = 3000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,037^2}{4} = 3,09m^2$

Průřez pro spaliny: $F_{sp} = A \cdot B - n \cdot D_{ovz} \cdot l_t = 6,88 \cdot 7,062 - 1000 \cdot 0,051 \cdot 6,72 = 21,445m^2$

Teplota a entalpie vzduchu:

Na vstupu: $t_{vz}^{in} = 25^\circ C \Rightarrow i_{vz}^{in} = 32,57kJ / kg$

Na výstupu: $t_{vz}^{out} = 170^\circ C \Rightarrow i_{vz}^{out} = 226kJ / kg$

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot (i_{vz}^{out} - i_{vz}^{in}) = 8,207 \cdot (226 - 32,57) = 1587,48$$

Entalpie spalín na výstupu:

$$i_{sp}^{in} = \frac{Q_{ovz}}{m_{pal}} + i_{sp}^{out} = \frac{1587,4}{8,207} + 208 = 400 \text{ kJ / kg} \Rightarrow 274,2^\circ\text{C}$$

Teplota a entalpie spalín:

Na výstupu: $t_{sp}^{out} = 145^\circ\text{C} \Rightarrow i_{sp}^{out} = 208,97 \text{ kJ / kg}$

Bilanční teplo ohříváku OVZ na straně spalín:

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot (i_{sp}^{in} - i_{sp}^{out}) = 8,207 \cdot (400 - 208) = 1556,13 \text{ kW}$$

Střední teplota a entalpie vzduchu:

$$t = \frac{t_{vz}^{out} + t_{vz}^{in}}{2} = \frac{170 + 25}{2} = 97,5^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalín:

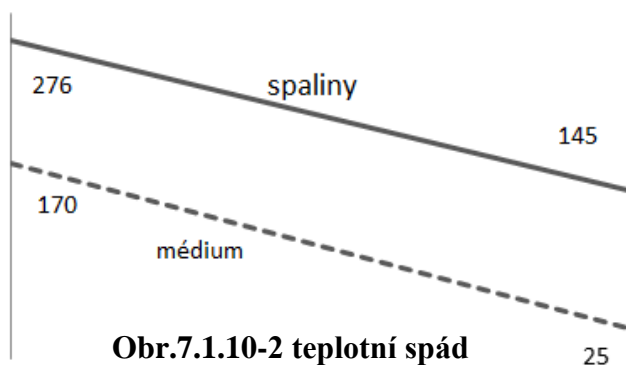
$$t_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{274,259 + 145}{2} = 209,6^\circ\text{C}$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 111,93^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{sp}^{out} - t_{vz}^{in} = 145 - 25 = 120^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp}^{in} - t_{vz}^{out} = 276 - 170 = 104^\circ\text{C}$$



Rychlost spalín:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{21,44} \cdot \left(1 + \frac{210}{273}\right) = 4 \text{ m / s}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Součinitel přestupu tepla spaliny-stěna:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f = 20 \cdot 1 \cdot 1 = 20 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_n = 20 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$c_f = 1$$

$$c_l = 1$$

Měrný objem vody při střední teplotě: $v = 0,00118 \text{ m}^3 / \text{kg}$

Rychlost vzduchu:

$$w_{vz} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{f_1} \cdot \left(1 + \frac{t}{273}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{5,509} \cdot \left(1 + \frac{97,5}{273}\right) = 12 \text{ m / s}$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_f \cdot c_z = 50 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 55 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_n = 50 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$c_f = 1.1$$

$$c_s = 1$$

$$c_z = 1$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{55 \cdot 20}{55 + 20} = 14,7 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Rozdíl teplot:

$$T_1 = t_{vz}^{out} - t_{vz}^{in} = 170 - 25 = 145^\circ \text{C}$$

$$T_2 = t_{sp}^{in} - t_{sp}^{out} = 270 - 145 = 125^\circ \text{C}$$

Podíly:

$$R = \frac{T_1}{T_2} = 1,113 \quad P = \frac{T_2}{t_{sp}^{in} - t_{vz}^{in}} = 0,52 \Rightarrow \varphi = 0,9 \quad (7.1.10-1), (7.1.10-2)$$

Teplo předané:

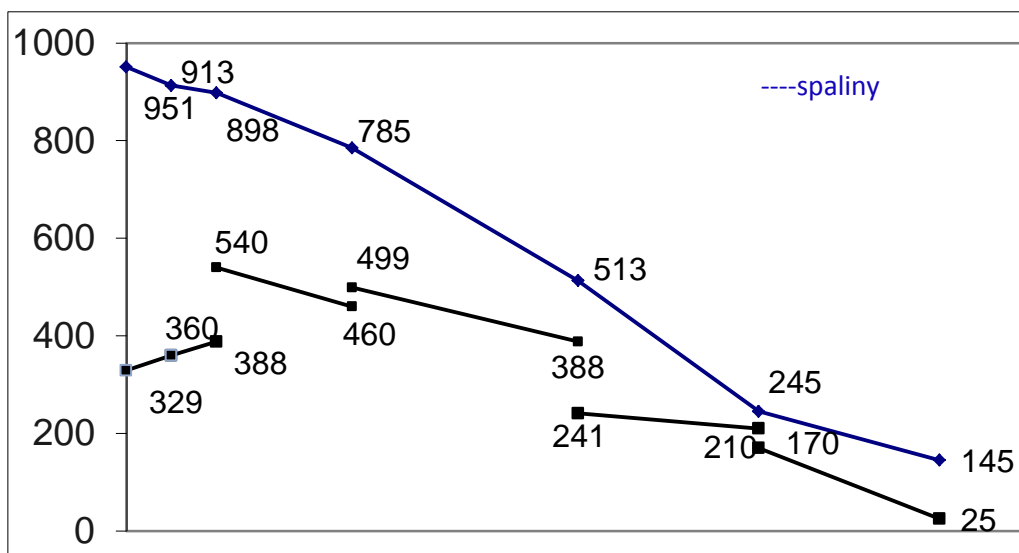
$$Q_k = k \cdot S \cdot \Delta t_{\log} \cdot 10^{-3} = 14,7 \cdot 2433 \cdot 114 \cdot 10^{-3} = 1745,6 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_{ovz} - Q_k}{Q_{ovz}} \cdot 100 = 0,13\%$$

Výpočet pro dřevní štěpku

Způsob použitý při výpočtu návrhu teplosměnných ploch při spalování uhlí je použitý i v případě spalování dřevní štěpky. Teploty na médiu jsou totožné, ale teploty spalin jsou spočítány úměrně palivu.



Tab. 7.2-1 Navržení teploty pro teplosměnné plochy

výměník	spaliny [°C]		médium [°C]	
	(vstup/výstup)	(vstup/výstup)	(vstup/výstup)	(vstup/výstup)
Výparník (vyp)	1004	922	293	329
Šotový přehřívák (PI)	922	898	329	360
Stěnový přehřívák (PII)	898	245	360	388
Výstupní přehřívák (IV)	898	785	460	530
Konvenční přehřívák (PIII)	785	513	390	489
Ekonomizér (EKO)	513	245	210	240
Závěsné trubky (ZT)	951	513	241	256
Ohřívák vzduchu (OVZ)	245	145	25	170

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Pozn. 1: vyznačené hodnoty pro teploty páry u OVZ jsou myšleny teplota okolního vzduchu a teplota přiváděného vzduchu do spalovací komory.

Tab. 7.2 Entalpie spalin a média

V této tabulce jsou znázorněny entalpie pro navržené teploty (z tab. 7.1) pro spalinu a médium popřípadě vzduch.

Tab. 7.2-1 Navržení teploty pro teplosměnné plochy

výměník	spaliny [kJ/kg]		médium [kJ/kg]	
	(vstup/výstup)		(vstup/výstup)	
Výparník (vyp)	19457	17874	1302,7	2758
Šotový přehřívák (PI)	17874	17391	2789,5	2939
Stěnový přehřívák (PII)	759	348	2939	3042,4
Výstupní přehřívák (PIV)	1397	1208	3300	3456,3
Konvenční přehřívák (PIII)	1208	759	3049,8	3349,1
Ekonomizér (EKO)	759	349	901,1	1029,5
Závěsné trubky (ZT)	1432	759	1029	1114
Ohřívák vzduchu (OVZ)	348	208	32,57	226

7.2.1 Tepelná bilance výparníku VYP

Tepelná bilance spalovací komory

Výkon výparníku a deskového přehříváku na straně média:

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = 63510 + 5840 = 69350 \text{ kW}$$

V ideálním případě se dá použít rovnost výkonů výparníku a šotového přehříváku ze strany spalin a ze strany média.

$$Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} = Q_{VYP,s} + Q_{PI,s}$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} =$$

$$Q_{VYP,s} = Q_{VYP,p} + Q_{PI,p} - Q_{PI,s} = 69350 - 5968 = 63382 \text{ kW}$$

Výkon výparníku na straně spalin vydělíme termickou účinností, pro stanovení tepelného příkonu do výparníku. Logickou úvahou lze předpovídat nižší tepelné ztráty při vyšších provozovaných teplotách.

$$Q_{VYP,s} = 61382 \cdot 1,035 = 63530,37 \text{ kW}$$

Následující výpočet slouží k zjištění teploty spalin na začátku výparníku, která se dostane z tepelné bilance. Tato rovnost je omezena účinností spalování.

$$i_{sp,VYPin} = \frac{Q_{VYP,sp}}{(m_p - m_{vs})} + i_{sp,Plout} = \frac{63530}{41,67 - 1,806} + 22513 = 19467 \text{ kJ / kg}$$

Této entalpii odpovídá teplota $t_{VYP,in} = 1004^\circ\text{C}$

Výparník na straně média

Napájecí voda pro výparník nejprve putuje přes ekonomizér a závěsné trubky a (vystupuje na mezi sytosti) jde dále do bubnu. Buben poté zásobuje výparník vodou. Ve výparníku dochází ke změně z kapaliny na plyn-pára.

Entalpický spád ve výparníku:

$$\Delta i_{VYP} = i_{VYP,out} - i_{zt} = 2862 - 1304 = 1558 \text{ kJ / kg}$$

Výkon výparníku:

Do výparníku vstupuje množství vody, které se dostane odečtení množství vstřiku m_{vs} od množství páry m_p . Poté je množství vody m_v vynásobeno výše spočítaným entalpickým spádem Δi_{VYP}

$$m_v = m_p - m_{vs} = 41,67 - 1,806 = 39,864 \text{ kg / s}$$

$$Q_{VYP,p} = \Delta i_{VYP} \cdot m_v = 1558 \cdot 39,864 = 63510 \text{ kW}$$

7.2.2 Šotový přehřívák PI

Navrhnuté rozměry:

Doporučená volba rozměru trubek je 44,5x5,6 [B][A].

Vnější průměr trubky: $d_1 = 44,5 \text{ mm} = 0,0445 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky: $d_2 = d_1 - 2t_{st} = 0,0333 \text{ m}$

Tloušťka stěny: $t_{st} = 0,0056 \text{ m}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Počet desek:	$n_d = 4ks$
Počet trubek v desce:	$n_{t1} = 24ks$
Celkový počet trubek:	$n_t = n_{t1} \cdot n_d = 24ks \cdot 4ks = 96ks$
Přímá rozteč střední:	$s_1 = 1450mm = 1,45m$
Podélná rozteč:	$s_2 = 61mm = 0,061m$
Poměrná přímá rozteč:	$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_1} = \frac{1,45}{0,0445} = 32,6$
Poměrná podélná rozteč:	$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_1} = \frac{0,061}{0,0445} = 1,37$
Úhlový součinitel:	$x_d = 0,8$
Šířka výměníku:	$a = 7250mm = 7,25m$
Hloubka výměníku:	$b = 2542 = 2,542m$
Výška výměníku:	$v = 12200mm = 12,2m$
Šířka potrubí:	$b_{tr.} = 671mm = 0,671m$

Výpočet výhřevných ploch deskového přehříváku PI:

Plocha desek:

$$S = 4 \cdot b_{tr.} \cdot v \cdot n_d \cdot x_d = 4 \cdot 0,671 \cdot 12,2 \cdot 4 \cdot 0,8 = 104,78m^2$$

Plocha stropu:

$$S_{strop} = a \cdot b = 7,25 \cdot 2,542 = 18,429m^2$$

Plocha přední stěny:

$$S_{pred.st.} = a \cdot (v + v_d) = 7,25 \cdot (12,2 + 2,002) = 102,95m^2$$

v_d - zbytková plocha deskových přehříváků

Plocha zadní stěny:

$$S_{zad.st.} = S_{pred.st.} - S_{strop} = 102,95 - 18,429 = 84,52m^2$$

Plocha boční stěna:

$$S_{bočni} = 2 \cdot b \cdot v = 2 \cdot 5,421 \cdot 12,2 = 133,956m^2$$

Plocha varnic:

$$S_{varnic} = (S_{pred.st.} + S_{zad.st.} + S_{bočni}) \cdot x_{var} = (84,429 + 102,95 + 133,956) \cdot 0,9 = 289,284m^2$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Doplňková plocha:

$$S_d = S_{strop} + S_{varnic} = 18,249 + 289,284 = 307,713m^2$$

Vstupní průřez přehříváku:

$$S_{in} = a \cdot (b + v - v_{vk}) = 7,25 \cdot (2,542 + 12,2 - 6,123) = 62,488m^2$$

v_{vk} - výška výstupní komory

Výstupní průřez přehříváku:

$$S_{out} = a_k \cdot v_{vk} = 3 \cdot 6,123 = 22,961m^2$$

Průřez pro příčné proudění spalin:

$$S_{pr.sp} = v_{vk} \cdot a - n_d \cdot v_{vk} \cdot d_1 = 6,123 \cdot 3 - 4 \cdot 6,123 \cdot 0,0445 = 21,871m^2$$

Průřez pro podélné proudění spalin:

$$S_{po.sp} = b \cdot a - n_d \cdot b \cdot d_1 = 7,25 \cdot 2,542 - 4 \cdot 0,0445 \cdot 2,542 = 17,977m^2$$

Průřez pro páru:

$$S_{para} = \frac{n_t \cdot \pi \cdot d_2^2}{2 \cdot 4} = \frac{96 \cdot \pi \cdot 0,0333^2}{8} = 0,042m^2$$

Obvod kanálu podélného proudění:

$$O_{pod}^{para} = 2 \cdot (a + b) + n_d \cdot b_{tr} \cdot 4 + 4 \cdot n_d \cdot d_1 = 2 \cdot (7,25 + 5,49) + 4 \cdot 0,671 \cdot 4 + 4 \cdot 0,671 \cdot 0,0445 = 36,928m^2$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = 4 \cdot \frac{S_{po.sp}}{O_{pod}^{para}} = 1,947$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Tloušťka sálové vrstvy:

$$a_d = \frac{a}{n_d + 1} = \frac{7,25}{4 + 1} = 1,45m$$

$$t_s = \frac{1,8}{\frac{1}{v + v_d} + \frac{1}{a_d} + \frac{1}{b - 2 \cdot b_x}} = \frac{1,8}{\frac{1}{12,2 + 2,002} + \frac{1}{1,45} + \frac{1}{2,542 - 2 \cdot 0,6}} = 1,196m$$

Plocha pro příčné prodění:

$$S_{pri.} = 2 \cdot v_k \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = 2 \cdot 6,123 \cdot (12,2 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0,8 = 52,589m^2$$

Plocha pro podélné proudění:

$$S_{pod.} = 2 \cdot (v + v_d - v_{vk}) \cdot (b - 2 \cdot b_x) \cdot n_d \cdot x_d = 2 \cdot (12,2 + 2,002 - 6,123) \cdot (2,542 - 2 \cdot 0,6) \cdot 4 \cdot 0,8 = 69,372m^2$$

Součinitel:

$$\delta = 1$$

Součinitel nerovnoměrnosti v ohništi:

$$y_h = 0,7$$

Tepelné zatížení stěn:

$$q_{pl.} = 26,5kW / m^2$$

Tepelné zatížení výstupního průřezu spalin:

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot q_{pl.} = 1 \cdot 0,7 \cdot 26,5 = 18,557kW / m^2$$

Součinitel zeslabení 3atomovými plyny:

$$k_{sp} = 10 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Součinitel na úkor popílku:

$$k_p = 0,085 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Optická hustota: $k \cdot p \cdot s = 0,157$

Stupeň černosti spalin:

$$\alpha_0 = 0,27$$

Úhlový součinitel ohniště:

$$\varphi_0 = \sqrt{\left(\frac{b-2 \cdot b_x}{a_d}\right)^2 + 1} - \frac{b-2 \cdot b_x}{a_d} = 0,437$$

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,6$$

Pozn. Součinitele jsou odvozeny podle [Budaj] a odvozeny v kapitole 6.8.2.

Tepelné zatížení stěn v místě výstupního průřezu:

$$q_v = y_h \cdot q_{pl} = 0,7 \cdot 26,5 = 18,57 kW / m^2$$

Tepelné zatížení vstupního průřezu:

$$q_{sv} = q_m \cdot \frac{S_{in}}{S_{out}} \cdot (1 - \alpha_0) \cdot \varphi_0 + 5,7 \times 10^{-3} \cdot \psi \cdot \alpha_0 \cdot \left(\frac{T_{pl.st} + 273,15}{100}\right)^4 = 112,808 kW / m^2$$

Sálavé tepla:

Teplo pohlcené šotovým přehřívákem:

$$q_{s,p} = S \cdot \alpha_k = 104,783 \cdot 26,5 = 2776,7 kW$$

Teplo pohlcené varnicemi:

$$q_{s,var} = S_{varnic} \cdot \alpha_k^{pr} = 289,184 \cdot 72 = 20821 kW$$

Teplo pohlcené stropem:

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$q_{s, strop} = S_{strop} \cdot \alpha_k^{pr} = 18,429 \cdot 72 = 1326,888 kW$$

Součet jednotlivých tepel:

$$\sum q = q_{s.p} + q_{s.var} + q_{strop} = 2776,7 + 20821 + 1326,8 = 24924,58 kW$$

Bilance na straně spalin:

$$Q_s = m_{pal.} \cdot (i_{s.in} - i_{s.out}) = 12,343 \cdot (17874 - 17391) = 5968 kW$$

$$i_{s.out} = 17874 \text{ kJ/kg} \quad t_{s.out} = 898^\circ\text{C}$$

$$i_{s.in} = 17391 \text{ kJ/kg} \quad t_{s.in} = 922^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$T_{s.st} = \frac{t_{pl.out} + t_{pl.in}}{2} = \frac{898 + 922}{2} = 910^\circ\text{C}$$

Na straně média:

$$Q_p = (m_p - m_{vs}) \cdot (i_{p.out} - i_{p.in}) = 5840 kW$$

Teplota média na vstupu: $t_{p.in} = 329^\circ\text{C}$

Entalpie média na vstupu: $i_{p.in} = 2789,5 \text{ kJ/kg}$

Entalpický spád:

$$Q_s = Q_p = (m_p - m_{vs}) \cdot \Delta i = (41,67 - 1,806) \cdot \Delta i$$

$$\Delta i = \frac{Q}{(m_p - m_{vs})} = \frac{5968}{41,67 - 1,806} = 147,1 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie média na výstupu:

$$i_{p.out} = \Delta i + i_{p.in} = 147 + 2789,5 = 2936,7 \text{ kJ/kg}$$

Entalpii odpovídající teplota, čili teplota na výstupu:

$$t_{p.out} = 360^\circ\text{C}$$

Střední teplota média:

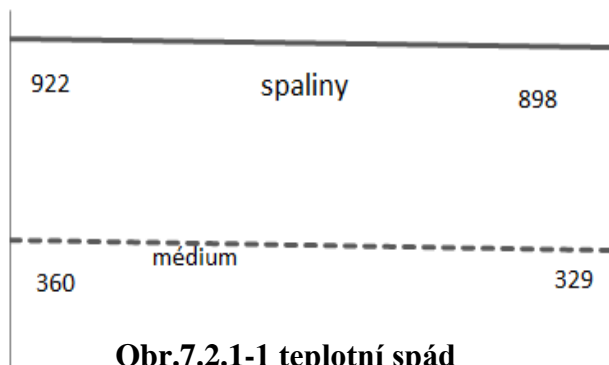
$$T_{p.st} = \frac{t_{pl.in} + t_{pl.out}}{2} = \frac{329 + 360}{2} = 344,5^\circ\text{C}$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)} = 565,7^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,in} = 898 - 329 = 569^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,out} = 922 - 360 = 562^\circ\text{C}$$



Obr.7.2.1-1 teplotní spád

Rychlost spalin:

-podélné proudění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{S_{po.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273} \right) = \frac{12,343 \cdot 4,34}{17,977} \cdot \left(1 + \frac{910}{273} \right) = 11,5 \text{ m/s}$$

-příčné proudění:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{S_{pri.sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{s.st}}{273} \right) = \frac{12,343 \cdot 4,34}{22,871} \cdot \left(1 + \frac{910}{273} \right) = 9,451 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin:

-příčné proudění: $\alpha_k^{pr} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,925 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 78 = 72 \text{ W/m}^2\text{K}$

Podle literatury [B] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$c_z = 0,925$$

$$c_s = 1$$

$$c_f = 1$$

$$\alpha_n = 78 \text{ W/m}^2\text{K}$$

-podélné proudění: $\alpha_k^{pod} = c_l \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1 \cdot 28 = 28 \text{ W/m}^2\text{K}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Podle literatury [2] pro rychlost spalin v příčném směru byli stanoveny hodnoty parametrů:

$$\begin{aligned}c_l &= 1 \\c_f &= 1 \\ \alpha_n &= 28W / m^2 K\end{aligned}$$

Součinitel zanešení přehříváku: $\varepsilon = 0,014$

Rychlost média:

$$w_p = \frac{(m_p - m_{vs}) \cdot v}{S_{pára}} = \frac{(41,67 - 1,806) \cdot 0,023}{0,042} = 21,93 m / s$$

v – měrný objem páry m^3 / kg

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,98 \cdot 3200 = 3136W / m^2 K$$

Teplota zanešeného povrchu šotového přehříváku:

$$\begin{aligned}t_{za} &= T_{Pl.st} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{m_{pal} \cdot (Q_p)}{S \times 10^{-3}} \\ t_{za} &= 354 + \left(0,014 + \frac{1}{2803}\right) \cdot \frac{8,207 \cdot (5974)}{104,783 \times 10^{-3}} = 1161^\circ C\end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha_n \cdot \alpha_0 = 0,3 \cdot 250 = 75W / m^2 K$$

Součinitel efektivního vyžití šotů: $\xi = 0,8$

Součinitel přestupu tepla:

-příčné proudění:

$$\alpha_{pr} = \xi \cdot \left(\alpha_k^{pr} \cdot \frac{\pi \cdot d_1}{2 \cdot s_2 \cdot x_d} + \alpha_s \right) = 0,8 \cdot \left(72,15 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,061 \cdot 0,7} + 75 \right) = 151W / m^2 K$$

-podélné proudění:

$$\alpha_{po} = \xi \cdot \left(\alpha_k^{po} \cdot \frac{\pi \cdot d_1}{2 \cdot s_2 \cdot x_d} + \alpha_s \right) = 0,8 \cdot \left(26,15 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,061 \cdot 0,7} + 75 \right) = 97,81 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Součinitel prostupu tepla:

-příčné proudění:

$$k_{pr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pr}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{151,5} + \frac{1}{3185}} = 144,7 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

-podélné proudění:

$$k_{po} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{po}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{97,8} + \frac{1}{3185}} = 94,925 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Střední součinitel:

$$k = \frac{k_{pr} \cdot S_{pr} + k_{po} \cdot S_{po}}{S_{pr} + S_{po}} = 106,4 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Teplo předané do deskového přehříváku:

$$Q_{PI} = (k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S_{po}) \times 10^{-3} = 97,121 \cdot 584,156 \cdot 106,4 \times 10^{-3} = 5927,9 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q_{PI} = \frac{Q_s - Q_{PI}}{Q_s} \cdot 100 = \frac{5967 - 5927}{5967} = 0,5\%$$

7.2.2 Stěnový přehřívák PII

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PII: $D_{PII} = 33,8mm = 0,0338m$

Tloušťka stěny trubky PII: $t_s = 4mm = 0,004m$

Vnitřní průměr trubky PII: $d_{PII} = D_{PII} - 2 \cdot t_s = 0,0338 - 2 \cdot 0,004 = 0,0258m$

Rozteč trubek PII – boční: $s_b = 0,08m$

-přední zadní: $s_{pz} = 1,16m$

Poměrná rozteč trubek PII: $\sigma_{PII} = \frac{s_b}{D_{PII}} = \frac{0,08}{0,038} = 2,105$

Úhlový součinitel PII: $x_{PII} = 0,7$

Počet trubek PII: $n_{iPII} = 296ks$

Vnější průměr trubek ZT: $D_{zt} = 51mm = 0,051m$

Tloušťka stěny trubky ZT: $t_{zt} = 8,8mm = 0,0088m$

Vnitřní průměr trubky ZT: $d_{zt} = D_{zt} - 2 \cdot t_{zt} = 0,051 - 2 \cdot 0,0088 = 0,033m$

Počet trubek přehříváku ZT: $n_{zt} = 29ks$

rozteč trubek ZT: $s_{zt} = 0,232m$

Úhlový součinitel ZT: $x_{zt} = 0,5$

Poměrná rozteč trubek ZT: $\sigma_{zt} = \frac{s_{zt}}{D_{zt}} = \frac{0,232}{0,051} = 4,549$

Jednotlivé plochy:

Plocha přehříváku PII:

$$S_{PII} = [2 \cdot (a_{PII} \cdot b_{PII}) + 2 \cdot (v_{PII} \cdot b_{PII}) + 2 \cdot (v_{PII} \cdot a_{PII})] \cdot x_{PII}$$

$$S_{PII} = [2 \cdot (7,062 \cdot 6,844) + 2 \cdot (26,807 \cdot 6,844) + 2 \cdot (26,807 \cdot 7,062)] \cdot 0,7$$

$$S_{PII} = 609,08m^2$$

$a_{PII} = 7,062m$ přední šířka přehříváku PII

$b_{PII} = 6,844m$ boční šířka přehříváku PII

$v_{PII} = 26,807m$ výška přehříváku PII

Plocha pro proudění média:

$$S_{PII, pára} = n_{iPII} \cdot \frac{\pi \cdot d_{PII}^2}{4} = 296 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0258^2}{4} = 0,155m^2$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Plocha závěsných trubek ZT:

$$S_{zt} = [2 \cdot (v_{PII} \cdot a_{PII})] \cdot x_{zt} = [2 \cdot (26,807 \cdot 7,062)] \cdot 0,5$$
$$S_{zt} = 185,525$$

Plocha pro proudění média ZT:

$$S_{zt, pára} = n_{tzt} \cdot \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} = 29 \cdot \frac{\pi \cdot 0,033^2}{4} = 0,025 m^2$$

Objem obratové komory:

$$V_{ok} = a_{PII} \cdot b_{PII} \cdot v_{ok} = 7,062 \cdot 6,844 \cdot 5,5 = 261,322 m^3$$

$v_{ok} = 5,5 m$ výška obratové komory

Celková plocha uzavřeného prostoru:

$$S = [2 \cdot (a_{PII} \cdot v_{PII}) + 2 \cdot (v_{PII} \cdot b_{PII}) + (b_{PII} \cdot a_{PII}) - (n_{tzt} \cdot \pi \cdot d_{zt} \cdot v_{PII})]$$

$$S = [2 \cdot (6,844 \cdot 26,807) + 2 \cdot (26,807 \cdot 7,062) + (7,062 \cdot 6,844) - (29 \cdot \pi \cdot 0,033 \cdot 26,807)]$$
$$S = 706,255 m^2$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s_s = 3,6 \cdot \frac{V_{ok}}{S} = 3,6 \cdot \frac{261,322}{786,85} = 1,332 m$$

Teploty a entalpie média PII:

Na vstupu do PII: $t_p^{IN} = 360^\circ C$ $i_p^{IN} = 2939,6 kJ / kg$

Na výstupu s PII: $t_p^{out} = 388^\circ C$ $i_p^{out} = 3042,4 kJ / kg$

$$Q_{PII}^p = (m_p - m_{vs}) (i_p^{out} - i_p^{in}) = (41,67 - 1,806) \cdot (3042,4 - 2939) = 4802 kW$$

Střední teplota:

$$T_{st} = \frac{t_p^{in} + t_p^{out}}{2} = \frac{360 + 388}{2} = 374^\circ C$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Teploty a entalpie spalin PII:

Na vstupu do PII: $t_s^{IN} = 951^\circ\text{C}$ $i_s^{IN} = 1432,91\text{kJ} / \text{kg}$

Na výstupu s PII: $t_s^{out} = 513^\circ\text{C}$ $i_s^{out} = 758\text{kJ} / \text{kg}$

$$Q_{PII}^p = Q_{PII}^s = m_{pal} (i_s^{in} - i_s^{out}) = 4883\text{kW}$$

$$i_s^{out} = \frac{Q_{PII}^p}{m_{pal}} + (i_s^{in})$$

Střední teplota:

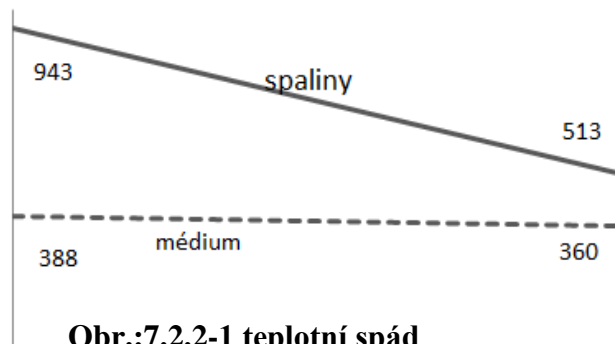
$$T_{st} = \frac{t_s^{in} + t_s^{out}}{2} = \frac{951 + 513}{2} = 732^\circ\text{C}$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 172,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 513 - 360 = 153^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 943 - 388 = 563^\circ\text{C}$$



Teploty a entalpie média ZT:

Na vstupu do ZT: $t_p^{IN} = 281^\circ\text{C}$ $i_p^{IN} = 1049,5\text{kJ} / \text{kg}$

Na výstupu ze ZT: $t_p^{out} = 296^\circ\text{C}$ $i_p^{out} = 1114\text{kJ} / \text{kg}$

$$Q_{PII}^p = (m_p - m_{vs}) (i_p^{out} - i_p^{in}) = (41,67 - 1,806) \cdot (1114 - 1049) = 8212\text{kW}$$

Střední teplota:

$$T_{st} = \frac{t_p^{in} + t_p^{out}}{2} = \frac{241 + 256}{2} = 248,5^\circ\text{C}$$

Teploty a entalpie spalin ZT:

Na vstupu do ZT: $t_{sp}^{IN} = 951^\circ\text{C}$ $i_{sp}^{IN} = 1432\text{kJ} / \text{kg}_p$

Na výstupu ze ZT: $t_{sp}^{out} = 513^\circ\text{C}$ $i_{sp}^{out} = 759\text{kJ} / \text{kg}_p$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$Q_{PII}^p = Q_{PII}^s = m_{pal} (i_s^{in} - i_s^{out})$$

$$i_s^{out} = \frac{Q_{PII}^p}{m_{pal}} + (i_s^{in})$$

$$Q_{PII}^s = m_{pal} (i_s^{in} - i_s^{out}) = 8259 kW$$

Střední teplota:

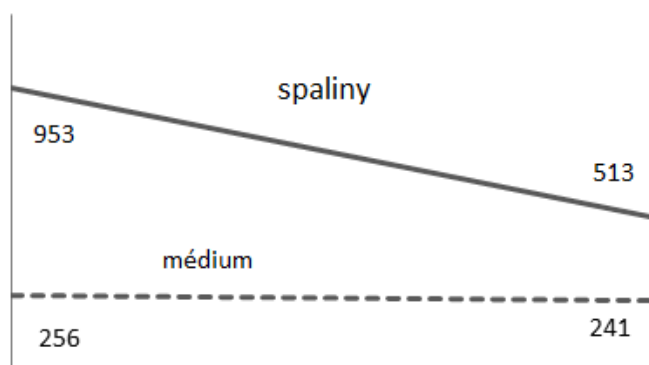
$$T_{st} = \frac{t_{sp}^{in} + t_{sp}^{out}}{2} = \frac{951 + 513}{2} = 728^\circ C$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 400,6^\circ C$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 513 - 241 = 272^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 951 - 256 = 695^\circ C$$



Obr.:7.2.2-2 teplotní spád

Tepelné zatížení obrátové komory:

$$q = 11 kW / m^3$$

Měrný objem v PII: $v = 0,023 m^3 / kg$

Měrný objem je brán z tabulek pro přehřátou páru odpovídající teplotě média v PII.

Měrný objem v ZT: $v = 0,0013 m^3 / kg$

Měrný objem je brán z tabulek pro sytou kapalinu odpovídající teplotě média v ZT.

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Rychlost média:

V přehříváku PII:

$$w_{pára}^{PII} = \frac{m_p - m_{vs}}{S_{PII.pára}} \cdot v = \frac{41,67 - 1,806}{0,209} \cdot 0,023 = 5,9 m/s$$

V závěsných trubkách:

$$w_{pára}^{zT} = \frac{m_p - m_{vs}}{S_{zT.pára}} \cdot v = \frac{41,67 - 1,806}{0,025} \cdot 0,0013 = 2,84 m/s$$

Součinitel přestupu tepla:

V přehříváku PII:

$$\alpha_{2,PII} = c_d \cdot \alpha_N = 0,1 \cdot 700 = 700 W / m^2 K$$

V závěsných trubkách ZT:

$$\alpha_{2,ZT} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 850 = 850 W / m^2 K$$

Teplota zanešených trubek:

$$t_{t,PII} = t_{PII} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,PII}} \right) \cdot q \cdot 10^{-3} = 732 + \left(0,004 + \frac{1}{700} \right) \cdot 11 \cdot 10^{-3} = 730^\circ C$$

$$t_{t,ZT} = t_{ZT} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,ZT}} \right) \cdot q \cdot 10^{-3} = 728 + \left(0,004 + \frac{1}{850} \right) \cdot 11 \cdot 10^{-3} = 720^\circ C$$

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (9,5 \cdot 0,3 + 0,085 \cdot 0,506) \cdot 0,1 \cdot 1,196 = 0,346$$

$$k_{sp} = 9,5 [1/m \cdot MPa] \quad k_p = 0,085 [1/m \cdot MPa]$$

$$r_{sp} = 0,3 \quad \mu = 0,506$$

Stupeň černosti plamene: $\alpha_0 = 0,27$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s,PII} = \alpha_{N,PII} \cdot \alpha_0 = 100 \cdot 0,27 = 27 W / m^2 K$$

$$\alpha_{s,ZT} = \alpha_{N,ZT} \cdot \alpha_0 = 180 \cdot 0,27 = 48,5W / m^2 K$$

$\alpha_{N,ZT}$, $\alpha_{N,PII}$, součinitel přestupu tepla sáláním podle [B]

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k,PII} = c_{N,PII} \cdot \alpha_{N,zl} = 1 \cdot 15 = 15W / m^2 K$$

$$\alpha_{k,ZT} = c_{N,ZT} \cdot \alpha_{N,zl} = 1 \cdot 20 = 22W / m^2 K$$

$\alpha_{N,ZT}$, $\alpha_{N,PII}$, $c_{N,ZT}$, $c_{N,PII}$ součinitel přestupu tepla sáláním podle [B]

Celkový součinitel:

$$\alpha_{PII} = \alpha_{k,PII} \cdot \alpha_{s,PII} = 48,6 + 15 = 63,6W / m^2 K$$

$$\alpha_{ZT} = \alpha_{k,ZT} \cdot \alpha_{s,ZT} = 40,5 + 12 = 52,5W / m^2 K$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k_{PII} = \frac{\alpha_{PII}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2PII}} \right) \cdot \alpha_{PII}} = 35W / m^2 K$$

$$k_{ZT} = \frac{\alpha_{ZT}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2ZT}} \right) \cdot \alpha_{ZT}} = 54W / m^2 K$$

Předané tepla:

$$Q_{PII} = k_{PII} \cdot \Delta t_{\log,PII} \cdot S_{PII} \cdot 10^{-3} = 35 \cdot 177 \cdot 667 \cdot 10^{-3} = 4083kW$$

$$Q_{ZT} = k_{ZT} \cdot \Delta t_{\log,ZT} \cdot S_{ZT} \cdot 10^{-3} = 54 \cdot 40 \cdot 185 \cdot 10^{-3} = 7852kW$$

Odchylky:

$$\Delta Q_{PII} = \frac{Q_s^{PII} - Q_{PII}}{Q_s^{PII}} \cdot 100 = 0,4\%$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\Delta Q_{zt} = \frac{Q_s^{zt} - Q_{zt}}{Q_s^{zt}} \cdot 100 = 0,01\%$$

7.2.4 Výstupní přehřívák PIV

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIV: $D_{PIV} = 44, mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIV: $t_s = 5,6mm = 0,0056m$

Vnitřní průměr trubky PIV: $d_{PIV} = D_{PIV} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0056 = 0,0334m$

Rozteč trubek PIII – příčná: $s_1 = 0,116m$

-podélná: $s_2 = 0,175m$

Poměrná rozteč trubek PIV: $\sigma_{PIV} = \frac{s_1}{D_{PIV}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PIV} = \frac{s_2}{d_{PIV}} = \frac{0,175}{0,035} = 5,226$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

Počet desek v jednom dílu přehříváku PIV: $n_{1PIV} = 59ks$

Výpočtová délka jedné trubky PIV: $l_{PIV} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIV: $n_{sPIV} = 5ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIV: $n_{cPIV} = 2ks$

délka trubek svazku PIV: $l_{1PIV} = 2 \cdot n_{1IV} \cdot l_{PIV} \cdot n_{sPIV} \cdot n_{cPIV} = 3964m$

Výhřevná plocha přehříváku:

$$S_{1PIV} = \pi \cdot D_{PIV} \cdot l_{1PIV} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 3964 = 554m^2$$

Průřez pro médium:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIV}^2 \cdot n_{1PIV} \cdot n_{cPIV}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,033^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,1027$$

Výška:

svazek PV:

$$v_{1PIV} = 2 \cdot s_2 \cdot (2 \cdot n_{sPIV} - 1) + D_{PIV} = 2 \cdot 0,175 \cdot (2 \cdot 5 - 1) + 0,0445 = 3m$$

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{PIV} \cdot n_{1PIV} \cdot l_{PIV} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 59 \cdot 6,72 = 30,943$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{PIV} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{PIV}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,175}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,483m$$

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{pPIV}^{in} = 460^\circ C \Rightarrow i_{pPIV}^{in} = 3340 kJ / kg$

Na výstupu: $t_{pPIV}^{out} = 530^\circ C \Rightarrow i_{pPIV}^{out} = 3465,3 kJ / kg$

$$Q_p^{PIV} = (m_p) \cdot (i_{pPIV}^{out} - i_{pPIV}^{in}) = 4846 kJ / kg$$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sPIV}^{in} = 898^\circ C \Rightarrow i_{sPIV}^{in} = 1597 kJ / kg$

Na výstupu: $t_{sPIV}^{out} = 785^\circ C \Rightarrow i_{sPIV}^{out} = 1208 kJ / kg$

$$Q_p^{PIV} = Q_s^{PIV} = (m_{pal}) \cdot (i_{sPIV}^{in} - i_{sPIV}^{out}) = 4840,56 kW$$

$$i_{sPIV}^{in} = \frac{Q_s^{PIV}}{(m_{pal})} + i_{pPIV}^{out}$$

$$Q_s^{PIV} = (m_{pal}) \cdot (i_{sPIV}^{in} - i_{sPIV}^{out}) = 4840 kW$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Střední teplota média:

$$T_{st.p} = \frac{t_{pPIV}^{out} + t_{pPIV}^{in}}{2} = \frac{530 + 460}{2} = 495^{\circ}C$$

Střední teplota spalin:

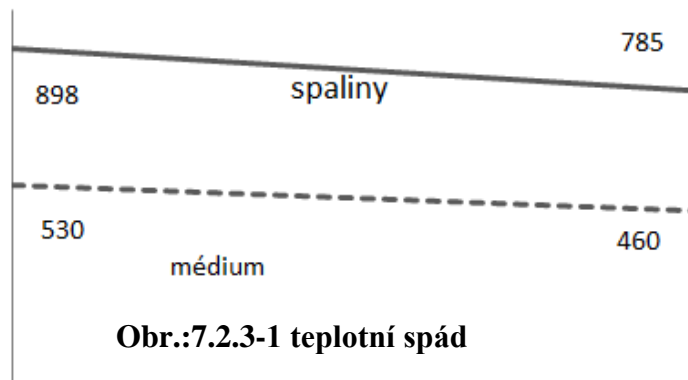
$$T_{st.p} = \frac{t_{sPIII}^{out} + t_{sPIII}^{in}}{2} = \frac{898 + 785}{2} = 841^{\circ}C$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 263^{\circ}C$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 785 - 460 = 317^{\circ}C$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 898 - 530 = 368^{\circ}C$$



Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (19 \cdot 0,3 + 0,05 \cdot 39) \cdot 0,1 \cdot 0,483 = 0,369$$

Součinitel r_{sp} : $r_{sp} = 0,3$

Součinitel k_{sp} : $k_{sp} = 19 \frac{1}{MPa \cdot m}$

Součinitel k_p : $k_p = 0,05 \frac{1}{MPa \cdot m}$

uvažovaný tlak: $p = 0,1 MPa$

součinitel μ : $\mu = 39$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp,st}}{273,15}\right) = \frac{12,343 \cdot 4,343}{30,943} \cdot \left(1 + \frac{841}{273,15}\right) = 7,12 m/s$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,5 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_0 = 5 \times 10^{-3}$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 1$$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$$v = 0,0367 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 1,806}{0,441} \right) \cdot 0,0367 = 14 \text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2,p} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2000 = 2000 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Teplota zanešené stěny:

$$t_{zs} = T_{st,p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIV}}{S_{PIV}} \right) = 499^\circ \text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha \cdot \alpha_N = 0,23 \cdot 50 = 11,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp,PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIV}} \right) = 2,117$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 11,5 \cdot 2,117 = 25W / m^2 K$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f = 60 \cdot 1 \cdot 0,9 = 54W / m^2 K$$

$$\alpha_n = 60W / m^2 K$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 0,9$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0,5 \cdot (54 + 24) = 32,254W / m^2 K$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{35}{1 + \left(0,009 + \frac{1}{2000} \right) \cdot 35,9} = 27W / m^2 K$$

$$Q_{PIV} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S \cdot 10^{-3} = 27 \cdot 342 \cdot 554 \cdot 10^{-3} = 4881kW$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{PIV} - Q_{PIV}}{Q_p^{PIV}} \cdot 100 = 0,1\%$$

7.2.5 Konvenční přehřívák PIII

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek PIII: $D_{PIII} = 44,5mm = 0,0445m$

Tloušťka stěny trubky PIII: $t_s = 5mm = 0,005m$

Vnitřní průměr trubky PIII: $d_{PIII} = D_{PIII} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,005 = 0,0345m$

Rozteč trubek PIII – přímá: $s_1 = 0,116m$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

-podélná: $s_2 = 0.175m$

Poměrná rozteč trubek PII: $\sigma_{PII} = \frac{s_1}{D_{PII}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{PII} = \frac{s_2}{d_{PII}} = \frac{0,175}{0,035} = 5,072$$

Mezera mezi výměníky: $l_0 = 0,5m$

Počet desek v jednom dílu přehříváku PIII: $n_{1PIII} = 59ks$

Počet ve svazcích přehříváku PIII : $n_{PIII} = 4 \cdot n_{1PIII} = 236ks$

Výpočtová délka jedné trubky PIII: $l_{PIII} = 6,72m$

Počet smyček v jednom hadu PIII: $n_{sPIII} = 4ks$

Počet paralelních cest ve smyčce PIII: $n_{cPIII} = 2ks$

délka trubek v jednom svazku PIII: $l_{1PIII} = 2 \cdot n_{1PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 6344m$

Délka trubek v celém přehříváku PIII: $l_{PIII} = 2 \cdot n_{PIII} \cdot l_{PIII} \cdot n_{sPIII} \cdot n_{cPIII} = 25374.7m$

Výhřevná plocha přehříváku:

Jeden svazek PIII:

$$S_{1PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{1PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 6344 = 886,852m^2$$

Celková přehříváku PIII:

$$S_{PIII} = \pi \cdot D_{PIII} \cdot l_{PIII} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 25374,7 = 3547,41m^2$$

Průřez pro médium:

Jeden svazek PIII:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_{PIII}^2 \cdot n_{1PIII} \cdot n_{cPIII}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,035^2 \cdot 59 \cdot 2}{4} = 0,110m^2$$

Výška:

Jeden svazek PIII:

$$v_{1PIII} = 2 \cdot s_2 \cdot (2 \cdot n_{sPIII} - 1) + D_{PIII} = 2 \cdot 0,175 \cdot (2 \cdot 4 - 1) + 0,0445 = 2,494m$$

Celková výška PIII:

$$v_{PIII} = v_{1PIII} \cdot 4 = 2,494 \cdot 4 = 9,978m$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88m$$

$$B = 7,062m$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{pIII} \cdot n_{\gamma pIII} \cdot l_{pIII} = 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 59 \cdot 6,72 = 30,943m^2$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{pIII} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{pIII}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,175}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,483m$$

Teplota a entalpie média:

$$\text{Na vstupu: } t_{pIII}^{in} = 390^\circ C \Rightarrow i_{pIII}^{in} = 3049,8kJ / kg$$

$$\text{Na výstupu: } t_{pIII}^{out} = 489^\circ C \Rightarrow i_{pIII}^{out} = 3349,1kJ / kg$$

$$Q_p^{pIII} = (m_p - m_{vs}) \cdot (i_{pIII}^{out} - i_{pIII}^{in}) = (41,67 - 1,806) \cdot (3349,1 - 3049) = 12932,7kW$$

Bilanční teplo na straně spalin:

Teplota a entalpie spalin:

$$\text{Na vstupu: } t_{sPIII}^{in} = 830^\circ C \Rightarrow i_{sPIII}^{in} = 1312kJ / kg$$

$$\text{Na výstupu: } t_{sPIII}^{out} = 564^\circ C \Rightarrow i_{sPIII}^{out} = 859kJ / kg$$

$$Q_p^{pIII} = m_p \cdot (i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}) \Rightarrow i_{pIII}^{in}$$

$$Q_p^{pIII} = m_{sp} \cdot (i_{sPIII}^{in} - i_{sPIII}^{out}) = 12819kW$$

Střední teplota média:

$$T_{st.p} = \frac{t_{pIII}^{out} + t_{pIII}^{in}}{2} = \frac{489 + 390}{2} = 439^\circ C$$

Střední teplota spalin:

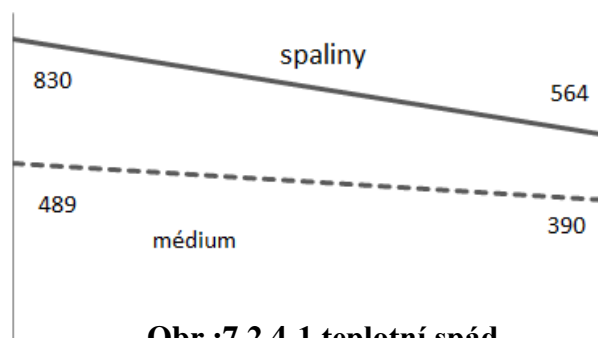
$$T_{st.p} = \frac{t_{sPIII}^{out} + t_{sPIII}^{in}}{2} = \frac{830 + 564}{2} = 697^\circ C$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 248^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{s,out} - t_{p,out} = 564 - 390 = 174^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,in} - t_{p,in} = 830 - 489 = 341^\circ\text{C}$$



Obr.:7.2.4-1 teplotní spád

Optická hustota:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (17 \cdot 0,3 + 0,065 \cdot 39) \cdot 0,1 \cdot 0,483 = 0,369$$

Součinitel r_{sp} : $r_{sp} = 0,3$

Součinitel k_{sp} : $k_{sp} = 17 \frac{1}{\text{MPa} \cdot \text{m}}$

Součinitel k_p : $k_p = 0,065 \frac{1}{\text{MPa} \cdot \text{m}}$

uvažovaný tlak: $p = 0,1 \text{MPa}$

součinitel μ : $\mu = 39$

Stupeň černosti spalin: $\alpha = 0,23$

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp,st}}{273,15}\right) = \frac{8,207 \cdot 5,815}{30,943} \cdot \left(1 + \frac{648,5}{273,15}\right) = 5,56 \text{ m/s}$$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,58 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5,8 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_0 = 5,8 \times 10^{-3}$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 1$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě páry.

$$v = 0,02726 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f} \right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 1,806}{0,11} \right) \cdot 0,02726 = 9,83 \text{ m} / \text{s}$$

Součinitel přestupu tepla na straně média:

$$\alpha_{2,p} = c_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2500 = 2500 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Teplota zanešené stěny:

$$t_{zs} = T_{st,p} + 10^{-3} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \left(\frac{m_{pal} \cdot Q_p^{PIII}}{S_{PIII}} \right) = 404^\circ \text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = \alpha \cdot \alpha_N = 0,23 \cdot 90 = 20,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Opravný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$k_0 = 1 + A \cdot \left(\frac{t_{sp,PIII}^{in} + 273,15}{1000} \right)^{0,23} \cdot \left(\frac{l_0}{v_{PIII}} \right) = 2,41$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{s1} = \alpha_s \cdot k_0 = 20,7 \cdot 2,41 = 49,9 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f \cdot c_s = 60 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 72 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

$$\alpha_n = 60 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

$$c_d = 1,2$$

$$c_f = 1$$

$$c_s = 1$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \varepsilon_1 \cdot (\alpha_k + \alpha_{s1}) = 0,3 \cdot (54,54 + 30,856) = 37 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{2,p}} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{37}{1 + \left(0,0083 + \frac{1}{2500} \right) \cdot 37} = 23 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Bilance výkonů tepla:

$$Q_{PIII} = k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S = 12904,6 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{PIII} - Q_{PIII}}{Q_p^{PIII}} \cdot 100 = 0,19$$

7.2.6 Ekonomizér EKO

Rozměrový návrh:

Vnější průměr trubek EKO: $D_{EKO} = 44,5 \text{ mm} = 0,0445 \text{ m}$

Tloušťka stěny trubky EKO: $t_s = 5 \text{ mm} = 0,0045 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky EKO: $d_{EKO} = D_{EKO} - 2 \cdot t_s = 0,0445 - 2 \cdot 0,0045 = 0,0355 \text{ m}$

Rozteč trubek EKO – příčná: $s_1 = 0,116 \text{ m}$

-podélná: $s_2 = 0,110 \text{ m}$

Poměrná rozteč trubek EKO: $\sigma_{EKO} = \frac{s_1}{D_{EKO}} = \frac{0,116}{0,0445} = 2,607$

$$\sigma_{EKO} = \frac{s_2}{d_{EKO}} = \frac{0,110}{0,0355} = 2,472$$

Počet žebër na jeden metr délky EKO: $n_z = 80 \text{ ks}$

Výpočtová délka jedné trubky EKO: $l_{EKO} = 6,72 \text{ m}$

Počet trubek v řadě EKO: $n_{1EKO} = 16 \text{ ks}$

Počet řad EKO: $n_{2EKO} = 40$

Plocha 1m délky žebër trubek v EKO: $S_{1EKO} = 780,5 \text{ m}^2$

Výhřevná plocha trubek: $S_{EKO} = S_{1EKO} \cdot l_{EKO} \cdot n_{1EKO} \cdot n_{2EKO} = 335462,7 \text{ m}^2$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Výška žebra: $v_z = 19\text{mm} = 0.019\text{m}$
Tloušťka žebra: $t_z = 1,1\text{mm} = 0.011\text{m}$

Rozměry II. Tahu kotle:

$$A = 6,88\text{m}$$
$$B = 7,062\text{m}$$

Průřez pro médium:

$$f = \frac{\pi \cdot d_{EKO}^2 \cdot n_{2EKO}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0355^2 \cdot 40}{4} = 0,039$$

Průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = A \cdot B - D_{EKO} \cdot n_{2EKO} \cdot l_{EKO} - n_z \cdot l_{EKO} \cdot v_z =$$
$$= 6,88 \cdot 7,062 - 0,0445 \cdot 40 \cdot 6,72 - 80 \cdot 6,72 \cdot 0,019 = 26,41\text{m}^2$$

Tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D_{EKO} \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{EKO}^2} \right) - 1 \right] = 0,9 \cdot 0,0445 \left[\left(\frac{4 \cdot 0,116 \cdot 0,110}{\pi \cdot 0,0445^2} \right) - 1 \right] = 0,283\text{m}$$

Teplota a entalpie média:

Na vstupu: $t_{EKO}^{in} = 210^\circ\text{C} \Rightarrow i_{EKO}^{in} = 901,1\text{kJ} / \text{kg}$

Na výstupu: $t_{EKO}^{out} = 240^\circ\text{C} \Rightarrow i_{EKO}^{out} = 1029\text{kJ} / \text{kg}$

Teplota a entalpie spalin:

Na vstupu: $t_{sEKO}^{in} = 513^\circ\text{C} \Rightarrow i_{sEKO}^{in} = 759\text{J} / \text{kg}$

Na výstupu: $t_{sEKO}^{out} = 241^\circ\text{C} \Rightarrow i_{sEKO}^{out} = 341\text{kJ} / \text{kg}$

Tepelná bilance:

Na straně média:

$$Q_p^{EKO} = (m_p - m_{vs}) \cdot (i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}) = 39,864 \cdot (1029 - 901,1) = 50986\text{kJ} / \text{kg}$$

Entalpický spád:

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$Q_s = Q_p = (m_p - m_{vs}) \cdot \Delta i_p = m_{pal} \cdot \Delta i_s$$

$$\Delta i = \frac{Q}{m_{pal}} = \frac{5098}{12,343} = 413 \text{ kJ / kg}$$

Entalpie páry na výstupu:

$$i_{p.out} = \Delta i + i_{EKO}^{in} = 341 + 413 = 758 \text{ kJ / kg}$$

Na straně spalin:

$$Q_{sp}^{EKO} = m_{pal} \cdot (i_{spEKO}^{in} - i_{spEKO}^{out}) = 12,343 \cdot (758 - 341) = 5194,9 \text{ kW}$$

Množství spalin: $O_{sp,\alpha}^V = 4,34 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$

Střední teplota média:

$$T_{st.p} = \frac{t_{EKO}^{out} + t_{EKO}^{in}}{2} = \frac{210 + 241}{2} = 225^\circ \text{C}$$

Střední teplota spalin:

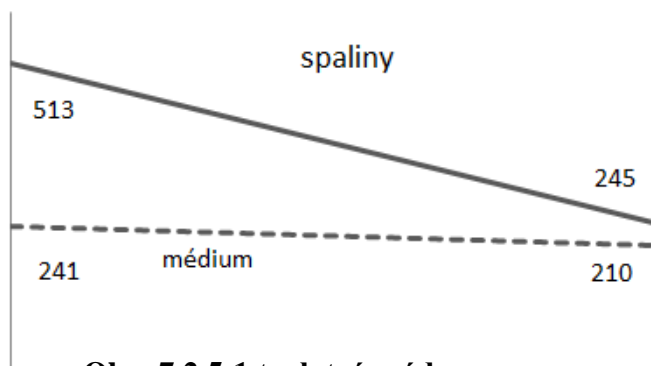
$$T_{st.p} = \frac{t_{sEKO}^{out} + t_{sEKO}^{in}}{2} = \frac{513 + 245}{2} = 379^\circ \text{C}$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = 124,306^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{EKO}^{out} - t_{s,EKO}^{out} = 245 - 210 = 35^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{s,EKO}^{in} - t_{EKO}^{in} = 513 - 241 = 324^\circ \text{C}$$



Obr.:7.2.5-1 teplotní spád

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Rychlost proudění spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{T_{sp,st}}{273,15}\right) = \frac{12,343 \cdot 4,343}{26,625} \cdot \left(1 + \frac{379}{273,15}\right) = 4,5 m/s$$

Množství spalin: $O_{sp,\alpha}^V = 5,815 Nm^3 / kg$

Součinitel zanešení:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot c_d \cdot c_f = 0,5 \times 10^{-2} \cdot 1 \cdot 1 = 5 \times 10^{-3}$$

$$\varepsilon_0 = 5 \times 10^{-3}$$

$$c_d = 1$$

$$c_f = 1$$

Měrný objem média:

Objem je odpovídající tlaku a teplotě vody.

$$v = 0,00118 m^3 / kg$$

..

Rychlost média:

$$w_p = \left(\frac{m_p - m_{vs}}{f}\right) \cdot v = \left(\frac{41,67 - 1,806}{0,039}\right) \cdot 0,0118 = 1,9 m/s$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f \cdot c_z = 75 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 = 78,5 W / m^2 K$$

$$\alpha_n = 75 W / m^2 K$$

$$c_z = 1$$

$$c_f = 1,05$$

$$c_l = 1,3$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + (\varepsilon) \cdot \alpha_1} = \frac{78,7}{1 + (0,0083) \cdot 78,5} = 53,5 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Bilance výkonů tepla:

$$Q_{EKO} = (k \cdot \Delta t_{\log} \cdot S) \cdot 10^{-3} = 5185,42 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_p^{EKO} - Q_{EKO}}{Q_p^{EKO}} \cdot 100 = 0,182\%$$

7.2.7 Ohřívák vzduchu OVZ

Vnější průměr trubek OVZ: $D_{ovz} = 41 \text{ mm} = 0,041 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubek OVZ: $d_{ovz} = 37 \text{ mm} = 0,037 \text{ m}$

Přímá rozteč OVZ: $s_1 = 0,092 \text{ m}$

Podélná rozteč OVZ: $s_1 = 0,09 \text{ m}$

Poměrná rozteč OVZ: $\sigma_{ovz} = \frac{s_1}{D_{ovz}} = \frac{0,092}{0,041} = 2,244$

$$\sigma_{ovz} = \frac{s_2}{D_{ovz}} = \frac{0,09}{0,041} = 2,19$$

Počet desek: $n_1 = 30 \text{ ks}$

Počet trubek v řadě OVZ: $n_2 = 100 \text{ ks}$

Výpočtová délka jedné trubky EKO: $l_t = 6,72 \text{ m}$

Celkový počet trubek: $n = n_1 \cdot n_2 = 100 \cdot 30 = 3000 \text{ ks}$

Střední průměr trubek: $d = \frac{D_{ovz} + d_{ovz}}{2} = \frac{0,041 + 0,037}{2} = 0,039$

Výhřevná plocha trubek: $S = d \cdot \pi \cdot l_t \cdot n_1 \cdot n_2 = 0,049 \cdot \pi \cdot 6,72 \cdot 3000 = 2433,17 \text{ m}^2$

Rozměry II. tahu kotle: $A = 6,88 \text{ m}$

$B = 7,062 \text{ m}$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$$\text{Průřez pro vzduch: } f = n \cdot \frac{\pi \cdot d_{ovz}^2}{4} = 3000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,037^2}{4} = 3,29m^2$$

$$\text{Průřez pro spaliny: } F_{sp} = A \cdot B - n \cdot D_{ovz} \cdot l_t = 6,88 \cdot 7,062 - 3000 \cdot 0,051 \cdot 6,72 = 21,445m^2$$

Teplota a entalpie vzduchu:

$$\text{Na vstupu: } t_{vz}^{in} = 25^\circ C \Rightarrow i_{vz}^{in} = 32,57kJ / kg$$

$$\text{Na výstupu: } t_{vz}^{out} = 170^\circ C \Rightarrow i_{vz}^{out} = 226kJ / kg$$

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot (i_{vz}^{out} - i_{vz}^{in}) = 12,343 \cdot (226 - 32,57) = 2105,1kW$$

Entalpie spalin na výstupu:

$$i_{sp}^{in} = \frac{Q_{ovz}}{m_{pal}} + i_{sp}^{out} = \frac{2405,1}{12,343} + 208 = 348kJ / kg \Rightarrow 282,2^\circ C$$

Teplota a entalpie spalin:

$$\text{Na výstupu: } t_{sp}^{out} = 145^\circ C \Rightarrow i_{sp}^{out} = 208,97kJ / kg$$

Bilanční teplo ohříváku OVZ na straně spalin:

$$Q_{ovz} = m_{pal} \cdot (i_{sp}^{in} - i_{sp}^{out}) = 12,343 \cdot (348 - 208) = 2405,1kW$$

Střední teplota a entalpie vzduchu:

$$t = \frac{t_{vz}^{out} + t_{vz}^{in}}{2} = \frac{170 + 25}{2} = 97,5^\circ C$$

Střední teplota spalin:

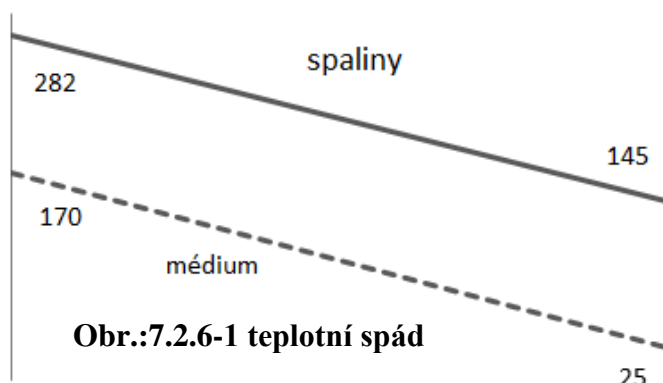
$$t_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{208 + 145}{2} = 129^\circ C$$

Teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{2,3 \cdot \log \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)} = 213,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{sp}^{out} - t_{vz}^{in} = 145 - 25 = 120^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp}^{in} - t_{vz}^{out} = 282 - 170 = 112^\circ\text{C}$$



Rychlost spalin:

$$w_{sp} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{F_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{sp}}{273} \right) = \frac{12,343 \cdot 4,34}{21,44} \cdot \left(1 + \frac{213}{273} \right) = 5\text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla spaliny-stěna:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_l \cdot c_f = 15 \cdot 1 \cdot 1 = 15\text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\alpha_n = 15\text{ W/m}^2\text{K}$$

$$c_f = 1$$

$$c_l = 1$$

Měrný objem vody při střední teplotě: $v = 0,00118\text{ m}^3/\text{kg}$

Rychlost vzduchu:

$$w_{vz} = \frac{m_{pal} \cdot O_{sp,\alpha}^V}{f_1} \cdot \left(1 + \frac{t}{273} \right) = \frac{12,34 \cdot 4,35}{5,509} \cdot \left(1 + \frac{97,5}{273} \right) = 14\text{ m/s}$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_f \cdot c_z = 45 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 45\text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\alpha_n = 45\text{ W/m}^2\text{K}$$

$$c_f = 1.1$$

$$c_s = 1$$

$$c_z = 1$$

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{40,5 \cdot 15}{45 + 15} = 11 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Rozdíl teplot:

$$T_1 = t_{vz}^{out} - t_{vz}^{in} = 170 - 25 = 145^\circ \text{C}$$

$$T_2 = t_{sp}^{in} - t_{sp}^{out} = 270 - 145 = 125^\circ \text{C}$$

Podíly:

$$R = \frac{T_1}{T_2} = 1,113 \quad P = \frac{T_2}{t_{sp}^{in} - t_{vz}^{in}} = 0,52 \Rightarrow \varphi = 0,9$$

Teplo předané:

$$Q_k = k \cdot S \cdot \Delta t_{\log} \cdot 10^{-3} = 11 \cdot 2433 \cdot 116 \cdot 10^{-3} = 2496,04 \text{ kW}$$

Odchylka:

$$\Delta Q = \frac{Q_{ovz} - Q_k}{Q_{ovz}} \cdot 100 = 0,36\%$$

7.3 Porovnání dosažených výsledků:

V kapitole 6.1 byl vypočten výkon Q_C za pomoci entalpie pro zadané vstupní a výstupní parametry napájecí vody a výstupní páry. Tento výkon nám ukazuje, kolik množství tepla musíme dodat médiu, aby kotel pracoval při garantovaných parametrech. Dále v této kapitole je vypočítán výkon Q_k jenž nám ukazuje, kolik tepla se musí přivést spalinám s uvažovanými ztrátami kotle.

$$Q_c = 106,837 \text{ MW}$$

Pro uhlí: $Q_k = 115,825 \text{ MW}$

Pro dřevní štěpku: $Q_k = 115,825 \text{ MW}$

V následujícím odstavci je znázorněna tabulka dosažených výsledků výkonů na straně média, spalin a výkonu dosaženého výpočtem návrhu plochy S , součinitele prostupu tepla a teplotního spádu. Aby bilance kotle byla platná musí se výsledky po součtu lišit o méně jak 2%. Do celkové bilance se neuvažuje výkon ohříváku vzduchu. Důvod je ten, že spaliny nejprve odevzdávají teplo, ale ohřátý vzduch je opět přiveden do spalovací komory, kde teplo odevzdává.

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

Dosažené výkony při spalování dřevní štěpky:

Tab.7.3-1 bilance kotle

plocha	Bilance spaliny	Bilance médium	Teplo převzaté plochou
výparník	63530	63510	63510
Šotový přehřívák	5968	5840	5944
Stěnový přehřívák	4883	4802	4348
Výstupní přehřívák	4840	4846	4520
Konvenční přehřívák	12819	12933	12904
Ekonomizér	5194	5098	5183
Závěsné trubky	8259	8222	8249
sumace	105493	105262	104658
Odchylka bilance kotle %	1,2	1,4	2

Dosažené výkony při spalování uhlí:

Tab.7.3-1 bilance kotle

plocha	Bilance spaliny	Bilance médium	Teplo převzaté plochou
výparník	63395	63510	63510
Šotový přehřívák	5974	5970	5927
Stěnový přehřívák	4554	4302	4783
Výstupní přehřívák	5600	5596	4881
Konvenční přehřívák	12819	12932	12904
Ekonomizér	5219	5183	5185
Závěsné trubky	8219	8205	7852
sumace	105779	105698	105042
Odchylka bilance kotle %	1	1	1,6

Odchylka je menší jak 2% proto návrh tvaru, velikosti a designu kotle odpovídá požadavkům na převzetí výkonu kotle pro dosažení parametrů výstupní páry.

8. Kapitola

8.1 Závěr

Diplomové práce je zaměřena na teorii s problematikou z oblasti fluidních kotlů. Samotný výpočet začíná ve 3. kapitole, kde je proveden stechiometrický výpočet. Výstupem z této kapitoly je potřebné množství vzduchu na spálení jednoho kilogramu paliva. Dalšími parametry, které vystupují z výpočtů této kapitoly, jsou obsahy jednotlivých prvků ve spalinách.

Navazujícím tématem ve 4. kapitole je stanovení účinnosti odsíření spalin od SO_2 a stanovení emisních limitů kyselých prvků Cl a HCl .

5. kapitola se zabývá výpočtem jednotlivých ztrát kotle. Na jejich základě je stanovena účinnost kotle.

V první části 6. kapitoly je výpočet zaměřen na výkon kotle, množství paliva a průtokové množství spalin pro dvě paliva a to uhlí a dřevní štěpku. Výsledkem, je porovnání dosažených výkonů jednotlivých výhřevných ploch kotle při spalování těchto dvou paliv. V druhé části kapitoly je proveden návrh spalovací komory.

Hlavním bodem této práce je 6. kapitola, která obsahuje plnohodnotný výpočet teplosměnných ploch. Ve výpočtu je na základě navržených teplot na médiu stanoven výkon a teploty (resp. entalpie) spalin. Dalším výkonem objevujícím se v této kapitole, je výkon stanoven z přestupu tepla, logaritmického spádu teplot a navržené plochy. Na závěr kapitoly je provedena celková bilance kotle.

Z dosažených výsledků vyplývá, že fluidní kotel navržený na spalování uhlí je možno použít i pro spalování dřevní štěpky. Hlavním důvodem jsou téměř totožné tepelné toky v jednotlivých částech kotle. Je nutno zohlednit odlišnou výhřevnost a prvkový rozbor paliva. Uhlí disponuje větší výhřevností než dřevní štěpka a to se odráží na množství paliva přiváděného do spalovacího procesu. Při spalování uhlí vznikají ve fluidní vrstvě oxidy síry, které převyšují požadované emisní limity. Je tedy nutné spolu s palivem přivádět do spalovací komory vápenec, který eliminuje emise síry na požadované. Naopak je tomu u spalování dřevní štěpky. Toto palivo se nemusí odsiřovat z důvodu malého obsahu síry v palivu. Přátelská vlastnost fluidních kotlů k životnímu prostředí je velmi nízká produkce emisních limitů NO_x , protože je redukována teplota hoření pod 1000°C pomocí cirkulace inertu (popela) přes spalovací komoru, cyklon a sifon.

Současně stabilitu cirkulující fluidní vrstvy tvoří popílek vzniklý při spálení. Spalování uhlí je tedy stabilnější než dřevní štěpky. Aby byla stabilita dosažena i u spalování dřevní štěpky, musí se spolu s biomasou přidávat uhlí, nebo písek zaručující potřebné množství popele. Spaliny opouštějící spalovací komoru nesou velké množství popele, ten je zaveden do cyklonu. Úkolem cyklonu je vrátit většinu popele opět do spalovací komory a tím přispět k lepší stabilitě spalování.

Použitá literatura

- [1] AE&E

- [2] BUDAJ, CSC., Doc. Ing. Florian. *Parní kotle : Podklady pro tepelný výpočet*. čtvrté přepracované. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1992. 200 s.

- [3] DLOUHÝ, CSC., Doc. Ing. Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. vydání třetí. Praha : České vysoké učení technické, 2007. 212 s.

- [4] BÝTEŠNÍK, Ing. Jan. *Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou na spalování čisté dřevní hmoty*. Brno, 2010. 109 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně

- [5] OCHRANA, CSC, Doc. Ing. Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Brno : Akademické nakladatelství CERM,s.r.o, 2004. 85 s.

- [6] BALÁŠ, PH.D, Ing. Marek. Přednášky. In *Kotle*. Brno : ., 2010. s. .

- [7] *Energy web* [online]. 1999-2002 [cit. 2011-05-25]. Dostupné z WWW: <<http://www.energyweb.cz>>.

- [8] *X Steam Tables* [online]. .Parní tabulky : .softwer, 1997 [cit. 2011-05-25]. Dostupné z WWW: <<http://www.x-eng.com/>>.

Použité symboly

$O_{O_2, \min}$ [Nm^3 / kg] - minimální množství kyslíku

C^r [-] zastoupení uhlíku v palivu

H^r [-] zastoupení vodíku v palivu

S^r [-] zastoupení síry v palivu

O^r [-] zastoupení kyslíku v palivu

$O_{SV, \min}$ [Nm^3 / kg] minimální množství suchého vzduchu

O_{SV}^α [Nm^3 / kg] množství suchého vzduchu s přebytkem vzduchu

α [-] přebytek vzduchu

φ [-] relativní vlhkost vzduchu

p^r [Pa] absolutní tlak vodní páry

p_c [Pa] celkový absolutní tlak

V_{H_2O} [Nm^3 / kg] objem vody v přiváděném vzduchu

f [-] součinitel poměrného zvětšení objemu suchého vzduchu

$O_{VV, \min}$ [Nm^3 / kg] minimální množství vlhkého vzduchu

$O_{SV, \min}^\alpha$ [Nm^3 / kg] minimální množství vlhkého vzduchu s přebytkem vzduchu

$O_{SP, \min}^s$ [Nm^3 / kg] minimální množství suchých spalin

O_{CO_2} [Nm^3 / kg] minimální množství objemu CO_2 v suchých spalinách

O_{SO_2} [Nm^3 / kg] minimální množství objemu SO_2 v suchých spalinách

O_{N_2} [Nm^3 / kg] minimální množství objemu N_2 v suchých spalinách

O_{Ar} [Nm^3 / kg] minimální množství objemu Ar v suchých spalinách

$O_{SP, dv}^s$ [Nm^3 / kg] přírůstek suchých spalin

$O_{CO_2, dv}^s$ [Nm^3 / kg] přírůstek objemu CO_2 v suchých spalinách

$O_{SO_2, dv}^s$ [Nm^3 / kg] přírůstek objemu SO_2 v suchých spalinách

$O_{Ar, dv}^s$ [Nm^3 / kg] přírůstek objemu Ar v suchých spalinách

$O_{O_2, dv}^s$ [Nm^3 / kg] přírůstek objemu O_2 v suchých spalinách

$O_{O_2, dv}^s$ [Nm^3 / kg] přírůstek objemu O_2 v suchých spalinách

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$O_{CO_2}^\alpha [Nm^3 / kg]$ objem CO_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O_{SO_2}^\alpha [Nm^3 / kg]$ objem SO_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O_{Ar}^\alpha [Nm^3 / kg]$ objem Ar v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O_{O_2}^\alpha [Nm^3 / kg]$ objem O_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$O_{O_2}^\alpha [Nm^3 / kg]$ objem O_2 v suchých spalinách s přebytkem vzduchu

$x_{CO_2} [-]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{SO_2} [-]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{Ar} [-]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{O_2} [-]$ zastoupení prvku ve spalinách

$x_{N_2} [-]$ zastoupení prvku ve spalinách

$O_{SP,\alpha}^S [Nm^3 / kg]$ objem suchých spalin s přebytkem vzduchu

$O_{SP,\min}^V [Nm^3 / kg]$ objem vlhkých spalin minimálních

$W^r []$ množství vody v palivu

$O_{SP,\alpha}^V [Nm^3 / kg]$ objem vlhkých spalin s přebytkem vzduchu

$x_{SP,CO_2}^V [-]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x_{SP,SO_2}^V [-]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x_{SP,Ar}^V [-]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x_{SP,O_2}^V [-]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$x_{SP,N_2}^V [-]$ zastoupení prvku ve vlhkých spalinách

$n_s [mol / kg]$ -látkové množství

$m_s [kg]$ hmotnostní podíl síry

$A_s [kg / mol]$ relativní atomová hmotnost

$O_{SO_2,odsířené} [Nm^3 / kg]$ objem odsíření SO_2

$M_i [kg / mol]$ - molární hmotnost prvku

$\rho_i [kg / m^3]$ - hustota

$A [-]$ Avogadrovo číslo

$V_{HCl} [Nm^3 / s]$ objem sloučeniny vznikající při spalování

$\xi_{MN} [-]$ ztráta mechanickým nedopalem

$\xi_{Fi} [-]$ ztráta mechanickým fyzickým teplem tuhých zbytků

$\xi_{CN} [-]$ ztráta hořlavinou ve spalinách

$\xi_{MN} [-]$ ztráta fyzickým teplem spalin

$\xi_K [-]$ ztráta komínová

$\xi_s [-]$ ztráta sdílení tepla do okolí

$\xi_N [-]$ ztráta nepočitatelná

$\eta_k [-]$ tepelná účinnost

$Q_c [kW]$ celkové teplo předané

$m_p [kg / s]$ množství páry

$Q_k [kW]$ celkové příkon kotle

$Q_{\xi_i} [kW]$ výkon jednotlivých ztrát

$m_{pal} [kg / s]$ množství paliva

$V_{spal} [Nm^3 / s]$ průtokové množství spalin

$V_{spal}^\alpha [Nm^3 / s]$ průtokové množství spalin s přebytkem vzduchu

$Q_{SV} [kW]$ teplo přivedené spalovacím vzduchem

$Q_{c,pr} [kW]$ celkové teplo přivedené do kotle

$Q_{gen} [kW]$ teplo uvolněné ve spalovací komoře

$S_i [m^2]$ plocha

$V_i [m^3]$ objem

$q_{pl} [kW / m^3]$ plošné zatížení

$q_{pl} [kW / m^3]$ plošné zatížení

$q_{pr} [kW / m^3]$ průřezové zatížení

$m_{pop1} [kg]$ množství popele v 1. Tahu

$m_{pop2} [kg]$ množství popele v 2. Tahu

$F_{ús} [m^2]$ účinná sálavá plocha stěny ohniště

$\theta_0 [^\circ C]$ poměrná teplota spalin

$\vartheta_0 [^\circ C]$ teplota spalin na výstupu z ohniště

$B_0 [-]$ Boltzmanovo číslo

$a_0 [-]$ stupeň černosti ohniště

$\psi [-]$ součinitel tepelné efektivity

$\mu_{pk} [-]$ koncentrace popílku ve spalinách

$G_s [-]$ hmotnost spalin

$t_{i,out} [^\circ C]$ výstupní teplota spalin/média

$t_{i,in} [^\circ C]$ vstupní teplota spalin/média

Fluidní kotel s cirkulující fluidní vrstvou

$i_{i,out}$ [kJ / kg] výstupní entalpie spalin/média

$i_{i,in}$ [kJ / kg] vstupní entalpie spalin/média

m_{vs} [kg / s] množství vstříku

$Q_{i,s}$ [kW] tepelný výkon na spalinách

$Q_{i,p}$ [kW] tepelný výkon na médiu

$Q_{i,k}$ [kW] tepelný výkon plochy

$Výp$ [-] výparník

PI [-] šotový přehřívák

PII [-] stěnový přehřívák

$PIII$ [-] konvenční přehřívák

PIV [-] výstupní přehřívák

EKO [-] ekonomizér-ohřívák vody

OVZ [-] ohřívák vzduchu

Příloha

Výkres sestavy kotle