



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KOTEL NA SPALOVÁNÍ HNĚDÉHO UHLÍ

BOILER FOR BROWN COAL COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matej Pavlo

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

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

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

Kotel na spalování hnědého uhlí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování uhlí, který bude respektovat obsah síry v palivu. Navrhněte kotel na spalování hnědého uhlí a pro výrobu vysokotlaké přehřáté páry o výkonu 235 t/h; 14 MPa; 540 °C se sníženou teplotou napájecí vody na 210 °C. Bližší specifikace zadání-viz.podklady zadavatele.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování uhlí, který bude respektovat obsah síry v palivu.

Seznam literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Cieľom tejto diplomovej práce je tepelný výpočet a rozmerový návrh kotla s výkonom 235 t/h, ktorý spaľuje hnedé uhlie. Práca je rozdelená na niekoľko častí. V prvej časti sú vykonané stechiometrické výpočty a výpočty entalpie vzduchu a spalín. Po výpočte tepelnej bilancie kotla a strát kotla je určená tepelná účinnosť kotla. V ďalšej časti nasleduje tepelný výpočet spaľovacej komory. Následne sú navrhnuté jednotlivé výhrevné plochy a práca je zakončená kontrolou celkovej tepelnej bilancie kotla. Výpočet je doplnený o výkresovú dokumentáciu kotla.

Kľúčové slová

parný kotel, granulované ohnisko, hnedé uhlie, účinnosť kotla, výparník, ekonomizér, prehrievač, ohrievač vzduchu

Abstract

The aim of the master's thesis is thermal calculation and dimensional design of boiler of 235 t/h which burns brown coal. The work is divided into several parts. In the first part, stoichiometric calculation and the calculations enthalpy of flue gases and air are performed. After calculating the heat balance and loss of the boiler, the boiler efficiency is counted. In the next part, thermal calculation of combustion chamber is calculated. Subsequently, design of the individual heating surfaces is proposed. Finally, the overall heat balance of the boiler is inspected. The calculation is supplemented by drawing of the boiler.

Key words

steam boiler, dry bottom furnace, brown coal, boiler efficiency, evaporator, economizer, super heater, air heater

Bibliografická citácia

PAVLO, M. *Kotel na spalování hnědého uhlí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 122 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som diplomovú prácu *Kotel na spalování hnědého uhlí* vypracoval samostatne pod vedením vedúceho práce doc. Ing. Zdeněk Skála, Csc. a odborného konzultanta Ing. Mirko Hudeček Csc. a v zozname som uviedol všetky literárne a odborné zdroje.

V Brne dňa 18.5. 2016

.....
Bc. Matej Pavlo

Pod'akovanie

Týmto by som chcel pod'akovať vedúcemu práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi Csc. a pánovi Ing. Mirko Hudečkovi Csc. za odborné vedenie, cenné rady pri spracovaní práce, poskytnutie podkladov a ochotu pri konzultáciách. Ďakujem taktiež rodine za podporu počas štúdia.

Obsah

Úvod	17
1 Práškové kotly	18
1.1 Granulačné ohnisko	19
1.2 Výtavné ohnisko	20
2 Stechiometrické výpočty	22
2.1 Minimálne objemy vzduchu a spalín	22
2.2 Skutočné množstvo vzduchu a spalín	24
2.3 Entalpia vzduchu a spalín	24
3 Tepelná bilancia kotla	27
3.1 Redukovaná výhrevnosť	27
3.2 Tepelné straty kotla a účinnosť	28
3.2.1 Strata mechanickým nedopalom	28
3.2.2 Strata chemickým nedopalom	28
3.2.3 Strata sálaním a vedením tepla do okolia	29
3.2.4 Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov	29
3.2.5 Strata citeľným teplom spalín (komínová)	29
3.2.6 Tepelná účinnosť kotla	30
3.3 Výrobné teplo pary a množstvo paliva	30
3.3.1 Výrobné teplo pary	30
3.3.2 Množstvo paliva	30
4 Výpočet spaľovacej komory	31
4.1 Aktívny objem ohniska	32
4.2 Plochy ohniska	32
4.3 Výpočet ohniska z hľadiska prenosu tepla	33
4.3.1 Teplota nechladeného plameňa	33
4.3.2 Boltzmannovo číslo	34
4.3.3 Súčiniteľ M	34
4.3.4 Stupeň černosti ohniska	34
4.3.5 Teplota spalín na konci ohniska	36
4.3.6 Množstvo tepla odovzdaného v ohnisku do stien	37
5 Návrh konvekčných plôch	38
5.1 Zadané hodnoty	38

5.2	Tlakové straty konvekčních plôch.....	38
5.3	Hodnoty vstrekov a odluhu	38
5.4	Tepelná bilancia na strane média	39
5.4.1	Prehrievač SH4	39
5.4.2	Prehrievač SH3	39
5.4.3	Prehrievač SH2	40
5.4.4	Prehrievač SH1	41
5.4.5	Výparník.....	41
5.4.6	Ekonomizér	41
5.4.7	Ohrievač vzduchu	42
5.4.8	Celkový tepelný výkon	42
5.5	Tepelná bilancia na strane spalín.....	42
5.6	Pilový diagram	44
6	Rozvrhnutie výpočtu konvekčních plôch	45
7	Doskový prehrievač SH3	46
7.1	Návrh geometrie	46
7.2	Parametre pary a spalín	47
7.3	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín	49
7.4	Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary	50
7.5	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním	50
7.6	Súčiniteľ prostupu tepla	52
7.7	Tepelný výkon doskového prehrievača SH3.....	53
7.8	Výpočet paralelných plôch.....	54
7.8.1	Prvý úsek stropného prehrievača SH1	54
7.8.2	Trubky výparníka na stenách	57
8	Výstupný prehrievač SH4.....	59
8.1	Návrh geometrie	59
8.2	Parametre pary a spalín	60
8.3	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín	61
8.4	Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary	62
8.5	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním	62
8.6	Súčiniteľ prostupu tepla	65
8.7	Tepelný výkon výstupného prehrievača SH4.....	65
8.8	Výpočet paralelných plôch.....	66

8.8.1	Druhý úsek stropného prehrievača SH1	66
8.8.2	Trubky výparníka na stenách.....	69
9	Mreža výparníka.....	71
9.1	Návrh geometrie	71
9.2	Parametre parovodnej zmesi a spalín.....	72
9.3	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín.....	73
9.4	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním.....	74
9.5	Súčiniteľ prostupu tepla.....	76
9.6	Tepelný výkon mreže výparníka.....	77
9.7	Výpočet paralelných plôch	78
9.7.1	Tretí úsek stropného prehrievača SH1.....	78
10	Prehrievač SH2.....	81
10.1	Návrh geometrie	81
10.2	Parametre pary a spalín.....	82
10.3	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín.....	83
10.4	Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary.....	84
10.5	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním.....	85
10.6	Súčiniteľ prostupu tepla.....	87
10.7	Tepelný výkon prehrievača SH2.....	88
10.8	Výpočet paralelných plôch	89
10.8.1	Štvrtý úsek stropného prehrievača SH1	89
11	Mreža stropného prehrievača SH1	92
11.1	Návrh geometrie	92
11.2	Parametre pary a spalín.....	93
11.3	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín.....	94
11.4	Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary.....	95
11.5	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním.....	95
11.6	Súčiniteľ prostupu tepla.....	97
11.7	Tepelný výkon mreže prehrievača SH1	98
12	Ekonomizér.....	100
12.1	Návrh geometrie	100
12.2	Parametre vody a spalín.....	101
12.3	Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla z vonkajšej strany.....	102
12.4	Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla z vnútornej strany.....	104

12.5	Súčiniteľ prostupu tepla	104
12.6	Tepelný výkon ekonomizéra	105
13	Ohrievač vzduchu	106
13.1	Návrh geometrie	106
13.2	Parametre vzduchu a spalín.....	106
13.3	Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín.....	108
13.4	Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu.....	108
13.5	Súčiniteľ prostupu tepla	109
13.6	Tepelný výkon ohrievača vzduchu.....	109
14	Kontrola tepelnej bilancie	110
15	Záver	111
16	Zoznam použitej literatúry	112
17	Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	113
18	Zoznam tabuliek.....	119
19	Zoznam obrázkov.....	121
20	Zoznam príloh	122

Úvod

Cieľom diplomovej práce je tepelný výpočet a rozmerový návrh kotla pre výrobu vysokotlakovú paru s výkonom 235 t/h; 14 MPa ; 540 °C, so zníženou teplotou napájajúcej vody na 210 °C, ktorý bude rešpektovať obsah síry v palive. Kotel spaľuje hnedé uhlie s vysokým obsahom vlhkosti. Toto palivo je menej hodnotné, preto je kotel realizovaný ako práškový s granulačným ohniskom s dvojradovými tangenciálnymi horákmi. Kotel je riešený ako podtlakový s dodatkovým ťahom, s výhrevnými plochami ohrievača vody a prehrievača pary s reguláciou teploty pary pomocou dvoch vstrekov napájajúcej vody. Návrh kotla je pre lokalitu v Indonézii s vysokými teplotami a vlhkosťou okolia.

Pri výpočte kotla sa ako prvá určuje stechiometria spalín, ktorou sa zistí objem vzduchu potrebný pre spaľovanie jednotkového množstva paliva a objem spalín, ktoré pri spaľovaní vzniknú.

V ďalšej časti výpočtu sa určia tepelné straty kotla, ktoré umožnia definovať celkovú tepelnú účinnosť kotla a následne aj spotrebu paliva pre dosiahnutie požadovaného tepelného výkonu.

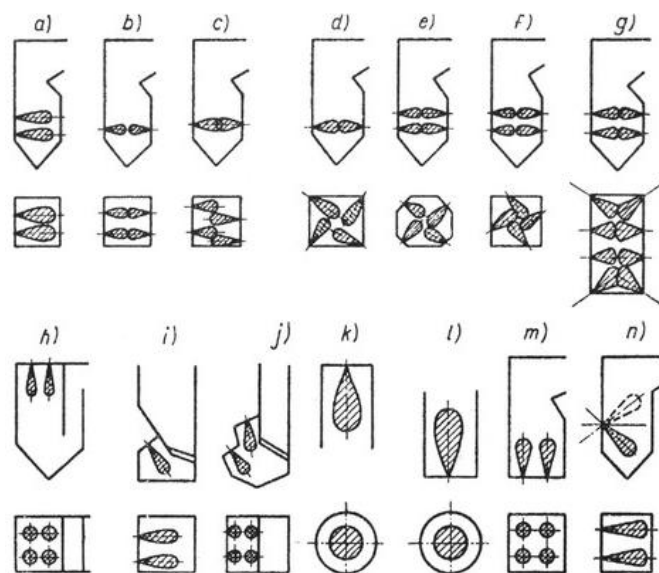
Ďalším krokom je rozvrhnutie výkonov jednotlivých výhrevných plôch. Z tohto návrhu vychádza tepelná bilancia na strane pary, tepelná bilancia na strane spalín a výpočet výhrevných plôch.

1 Práškové kotly

Práškový kotol je zariadenie, ktoré spaľuje v horákoch uhoľný prášok s veľkosťou zrna menšou ako 1 mm. Uhoľný prášok má oproti triedenému uhlíu pre roštové ohnisko radovo 100 až 1000-krát väčší merný povrch a preto jeho spaľovanie prebehne približne aj o toľkokrát rýchlejšie. Doba spaľovania je približne 0,5 – 2 s. V týchto kotloch sa nenachádza rošt, ktorý obmedzuje teplotu primárneho vzduchu a zaťaženie ohniska. Preto je možné ohrievať spaľovací vzduch na podstatne vyššiu teplotu – približne 300 až 450 °C. Tým sa zvýši teplota v ohnisku a umožní sa dokonalejšie spaľovanie aj palív, ktoré sa nedali spaľovať na rošte. Vďaka čomu sú práškové kotly používané na najvyššie výkony. [1, 2]

Uhlie sa na prášok melie v mlecích okruhoch (ventilátorové, tlukadlové, trubnaté a kladkové mlyny), kde dochádza aj k vysušeniu paliva. Rozomletý prášok sa zo zásobníku do ohniska prináša pneumaticky nosným médiom – primárna zmes. Týmto médiom sú spaliny, vzduch alebo ich kombinácia. Primárna zmes vstupuje do kotla práškovými horákmi a v priestore ohniska sa mieša s ďalšou časťou vzduchu – terciálny vzduch. Umiestnenie horákov sa hodnotí z viacerých hľadísk, napr. aké dlhé budú práškovody, stabilizácia zapalovania, rozdelenie tepelných tokov po výške rozdelenia spalín do dodatkových plôch. Avšak najdôležitejšie hľadisko s ohľadom na spaľovanie bude stupeň vyplnenia priečneho prierezu ohniska. Dôležitá je tiež požiadavka, aby sa plameň predčasne nedotýkal stien a tým nedochádzalo k ošľahávaniu trubiek, ktoré tvoria výhrevné plochy, k zatruskovaniu ohniska po zachladnutí tekutej popoloviny na stenách a k nadmerným miestnym tepelným tokom spojených až s poškodením výhrevných plôch. Na obr. 1-1 sú rôzne varianty usporiadania horákov. [1, 2, 3]

K nevýhodám práškových kotlov patrí zvýšenie investičných nákladov na mlecie okruhy a s nimi spojená vyššia vlastná spotreba, ktorá znižuje účinnosť celého zariadenia. Ďalšou nevýhodou je vysoké znečistenie spalín popolčekom, ktoré kladie vyššie nároky na následné odprašovacie zariadenie. [3]



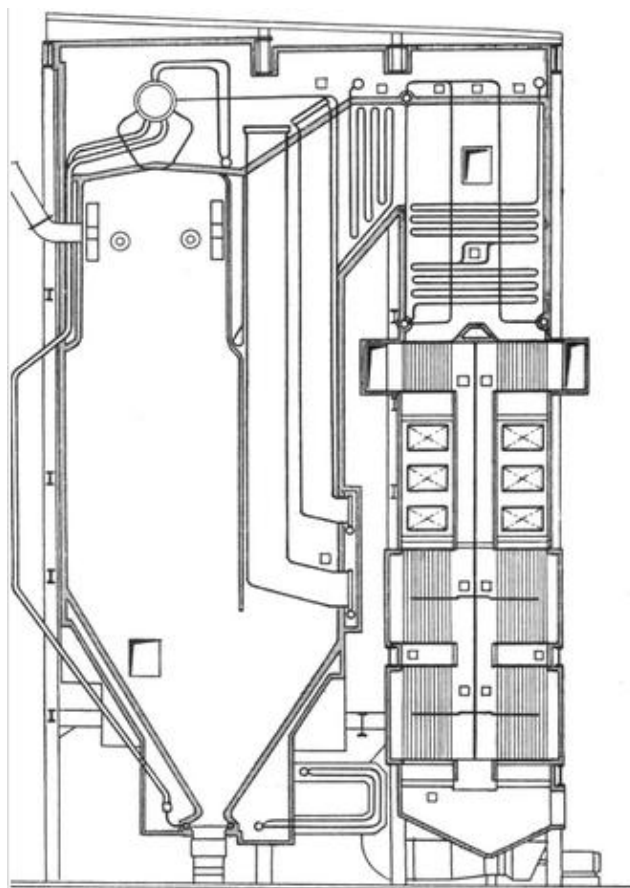
Obr. 1-1 Umiestnenie horákov v ohniskách parných kotlov [3]

a – dvojradové čelné, b – jednoradové protibežné, c – jednoradové vystriedané, d – jednoradové rohové, e – dvojradové tangenciálne (osemuholníkový prierez), f – dvojradové tangenciálne (štvorcový prierez), g – dvojradové kombinované usporiadanie, h – stropné, i – usporiadanie v šikmej stene, j – dvojradové usporiadanie šikmé, stropný olejový horák u valcového ohniska, l – v dne ohniska kruhového prierezu, n – naklápacie horáky

Práškové ohniská sa konštruujú v 2 variantách – granulačné a výtavné. Pri granulačných prebieha spaľovanie prášku za relatívne nižších teplôt v ohnisku, takže väčšina popoloviny neprekročí teplotu tečenia a odchádza z ohniska v tuhej forme ako škvára a popolček. Pri výtavných ohniskách sa popolovina odvádza ako tekutá struska (nad teplotou tečenia). [3]

1.1 Granulačné ohnisko

Granulačné ohniská sú vhodné pre spaľovanie kvalitných palív, ale aj palív menej hodnotných s vysokým podielom vody alebo popola. Ich výhodou je ľahšie udržovanie minimálnych výkonností aj bez stabilizačných horákov, ako u výtavných ohnisk. Tieto ohniská sú menej citlivé na jemnosť mletia a vysušenie paliva, preto stačí jednoduchšia príprava uhoľného prášku. Spaľovanie prebieha pri relatívne nízkych hodnotách, tak aby nedošlo k prekročeniu teplôt tečenia popola, čo vyžaduje intenzívne chladenie spaľovacej komory. Obvykle v jadre plameňa granulačných ohnisk nebývajú teploty vyššie ako 1100 až 1500 °C podľa druhu paliva. Požadovanej teploty v granulačných ohniskách sa dosahuje voľbou paliva, voľbou nižšej teploty spaľovacieho vzduchu (300 až 350 °C) a vychladením stien ohniska najčastejšie výhrevnou plochou výparníka. Častice popola sú počas spaľovania natevené, spájajú sa a tvoria škváru. Škvára padá do spodnej časti ohniska, do výsypky, prejde vodným uzáverom, ktorý zaistí jej chladenie a spolu s drtičom jej granuláciu a súčasne utesní ohnisko proti vnikaniu falošného vzduchu. Následne je kontinuálne odvádzaná mechanicky alebo hydraulicky. V škváre sa zachytí asi 15 až 25 % popolovín privedených v uhlí. Jemné zrná popolčeka, ktoré tvoria okolo 80 % všetkej popoloviny, sú strhávané spalinami a odchádzajú z ohniska do dodatkových plôch a cez odlučovače do komína. [1, 2, 3]

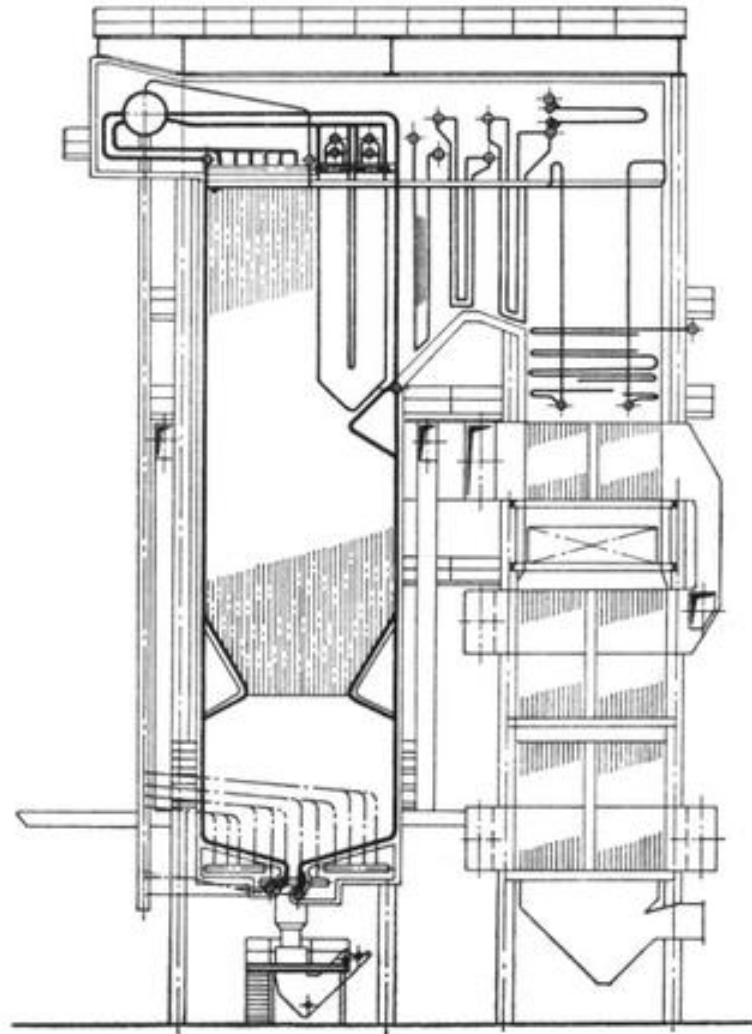


Obr. 1-2 Granulačný kotol s horákmi v hornej časti spaľovacej komory [3]

1.2 Výtavné ohnisko

Podmienkou výtavného procesu je udržať v ohnisku pri všetkých výkonoch v plnom rozsahu vyššiu teplotu, ako je teplota tečenia popolovín, aby sa zvyšky po spálení paliva zhromažďovali na dne výtavného ohniska vo forme tekutej strusky. Vysokých spaľovacích teplôt sa dosahuje voľbou vhodného paliva (vyššia výhrevnosť, nižší obsah vody, nízka teplota tečenia popolovín), vyššou teplotou spaľovacieho vzduchu (350 až 450 °C), zväčšením jemnosti mletia a vysušenia prášku, znížením vychladenia plameňa stenami ohniska v taviacom priestore a dokonalým zmiešavaním paliva a vzduchu (zmiešavacie horáky). Aby sa zaistila tvorba a odvod strusky a na konci ohniska teplota spalín nižšia ako teplota mäknutia popolovín, delí sa ohnisko na 2 priestory – výtavný a ochladzovací. Môžu byť od seba oddelené struskovou mrežou (dvoj priestorové výtavné ohniská) alebo bez struskovej mreže (jedno priestorové výtavné ohniská). Výtavný priestor tvoria steny z otrnených výparníkových trubiek omazaných keramikou hmotou, aby znížili prenos tepla a tým vychladenie a steny ochladzovacieho priestoru sú tvorené najčastejšie membránou bez omazu. Tekutá struska zachytáva na svojom povrchu čiastočky popolčeka a tým sa zvýši stupeň zachytenia popolovín na 40 – 60 %. Dno výtavného priestoru je prakticky vodorovné s malým sklonom trubiek okolo 5 % z dôvodu odvoditeľnosti a nachádza sa v ňom výtakový otvor. Pri spaľovaní palív s vysokou teplotou tečenia sa do paliva pridáva tavidlo (CaO alebo CaCO₃ v pomere 1 : 100), ktoré znižuje teplotu tavenia a tečenia a tým zlepšuje odtok strusky.

Najväčšou prednosťou výtavných ohnisk je vysoký stupeň zachytenia popolovín vo forme granulovanej strusky, ktorá sa ľahko ukladá na skládke. Spaľovanie paliva za vyšších teplôt dovoľuje zvýšiť merné objemové zaťaženie (zmenšenie veľkosti ohniska) a znížiť prebytok vzduchu pri nízkej strate nedopalom. Spaliny z výtavných ohnisk majú nižší rosný bod (približne o 20 °C) ako z granulovaných ohnisk, tým môže byť zvolená nižšia teplota spalín za kotlom a zníži sa komínová strata. Nevýhodou je vyššia vlastná spotreba (jemnejšie mletie paliva, väčšie rýchlosti primárnej zmesi v tryskách horákov), nižší regulačný rozsah, komplikovanejšie mletie okruhy a väčšia citlivosť na kolísanie vlastností palív. Výtavné ohniská môžu spaľovať iba palivá s vysokou výhrevnosťou (nad 18 MJ/kg), s nižším obsahom vody a popolovín a nižšou teplotou tečenia popolovín. [1, 2]



Obr. 1-3 Dvojprostorový výtavný kotel [3]

2 Stechiometrické výpočty

Cieľom stochiometrických výpočtov je zistenie objemu vzduchu potrebného pre spaľovanie 1 kg paliva a objemu spalín, ktoré pri spaľovaní vznikajú. Všetky vzorce sú odvodené za predpokladu dokonalého spaľovania. Ale používajú sa aj pri malom chemickom nedopale, ktorý je daný normou kotlových strát. [4, 5]

2.1 Minimálne objemy vzduchu a spalín

Tab. 2-1 Zloženie paliva

Výhrevnosť ² [MJ/kg]	W _t ^r [%]	A ^r [%]	C ^r [%]	H ^r [%]	N ^r [%]	S ^r [%]	O ^r [%]
13,851	41,48	7,89	36,95	3,33	0,11	0,11	10,13

Minimálny objem kyslíka potrebný pre dokonalé spálenie 1 kg paliva

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{\text{prch}}^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (2-1)$$

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,3695}{12,01} + \frac{0,0333}{4,032} + \frac{0,0011}{32,06} - \frac{0,1013}{32} \right) = 0,804 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Minimálny objem suchého vzduchu pre dokonalé spálenie 1 kg paliva

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} \quad (2-2)$$

$$O_{VS \min} = \frac{0,804}{0,21} = 3,827 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Podiel vodnej pary pripadajúcej na 1 Nm³ suchého vzduchu

$\varphi = 80 \%$ - relatívna vlhkosť

$p_c = 0,1 \text{ MPa}$ - celkový tlak

$p'' = 0,0048681 \text{ MPa}$ - parciálny tlak vodnej pary na medzi sýtosti pre teplotu vzduchu 32°C

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} \quad (2-3)$$

$$\chi_v = 1 + \frac{80}{100} \cdot \frac{0,0048681}{0,01 - \frac{80}{100} \cdot 0,0048681} = 1,041$$

Minimálny objem vlhkého vzduchu potrebný pre dokonalé spálenie 1 kg paliva

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} \quad (2-4)$$

$$O_{VV \min} = 1,041 \cdot 3,827 = 3,982 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Objem vodnej pary v tomto objeme

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{V}} = O_{\text{VVmin}} - O_{\text{VSmin}} \quad (2-5)$$

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{V}} = 3,982 - 3,827 = 0,155 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Objem oxidu uhličitého v spalínách

$$O_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^{\text{r}} + 0,0003 \cdot O_{\text{VSmin}} \quad (2-6)$$

$$O_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,3695 + 0,0003 \cdot 3,827 = 0,686 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Objem oxidu siričitého v spalínách

$$O_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^{\text{r}} \quad (2-7)$$

$$O_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0011 = 0,000751 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Objem dusíka v spalínách

$$O_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^{\text{r}} + 0,7805 \cdot O_{\text{VSmin}} \quad (2-8)$$

$$O_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0011 + 0,7805 \cdot 3,827 = 2,988 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Objem argónu v spalínách

$$O_{\text{Ar}} = 0,0092 \cdot O_{\text{VSmin}} \quad (2-9)$$

$$O_{\text{Ar}} = 0,0092 \cdot 3,827 = 0,035 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Minimálne množstvo suchých spalín

$$O_{\text{SSmin}} = O_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2} + O_{\text{N}_2} + O_{\text{Ar}} \quad (2-10)$$

$$O_{\text{SSmin}} = 0,686 + 0,000751 + 2,988 + 0,035 = 3,71 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkých spalín

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{S}} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^{\text{r}} + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^{\text{r}} + O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{V}} \quad (2-11)$$

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{S}} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0333 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4148 + 0,155 = 1,041 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

Minimálny objem vlhkých spalín pri spálení 1 kg paliva

$$O_{SVmin} = O_{SSmin} + O_{H_2O}^S \quad (2-12)$$

$$O_{SVmin} = 3,71 + 1,041 = 4,751 \frac{Nm^3}{kg}$$

2.2 Skutočné množstvo vzduchu a spalín

Skutočné množstvo vzduchu s prebytkom vzduchu $\alpha = 1,27$

$$O_{VS} = \alpha \cdot O_{VSmin} \quad (2-13)$$

$$O_{VS} = 1,27 \cdot 3,827 = 4,86 \frac{Nm^3}{kg}$$

Skutočné množstvo spalín z 1 kg paliva pri spaľovaní s prebytkom vzduchu $\alpha = 1,27$

$$O_{SV} = O_{SSmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VSmin} \quad (2-14)$$

$$O_{SV} = 3,71 + (1,27 - 1) \cdot 3,827 = 4,743 \frac{Nm^3}{kg}$$

2.3 Entalpia vzduchu a spalín

Pri tepelnej bilancii kotlov a spalinových výmenníkov je potrebné vyjadrovať teplo, ktoré je spalinám odoberané. K tomu je vhodnejšie využiť entalpiu spalín ako ich mernú tepelnú kapacitu, ktorá sa so zmenou teploty výrazne mení.

Tab. 2-2 Súčinitele prebytku vzduchu

v spaľovacej komore	β	1,18
za spaľovacou komorou	α_{ok}	1,27
pred ekonomizérom	α_1	1,28
pred ohrievačom vzduchu	α_2	1,32
za ohrievačom vzduchu	α_k	1,38

Entalpia minimálneho množstva spalín pre $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I_{Smin}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \quad (2-15)$$

$$I_{Smin}^t = 0,686 \cdot 170 + 0,000751 \cdot 191,2 + 2,988 \cdot 129,5 + 0,035 \cdot 93,07 + 1,041 \cdot 150,6 + 0,87 \cdot 0,0789 \cdot 80,4 = 666,190 \frac{kJ}{kg}$$

$a_{\dot{u}} = 87 \%$ - pomerný úlet popolčeka z ohniska

Tab. 2-3 Merná entalpia niektorých zložiek spalín v závislosti na teplote [4]

t [°C]	i_i^t [kJ/Nm ³]						popolček [kJ/kg]
	CO ₂	SO ₂	N ₂	A ^r	H ₂ O	suchý vzduch	
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,2	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	2500

Entalpia minimálneho množstva vzduchu pri teplote t = 100 °C

$$I_{Vmin}^t = O_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (2-16)$$

$$I_{Vmin}^t = 3,827 \cdot 132,3 + 0,155 \cdot 150,6 = 529,272 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

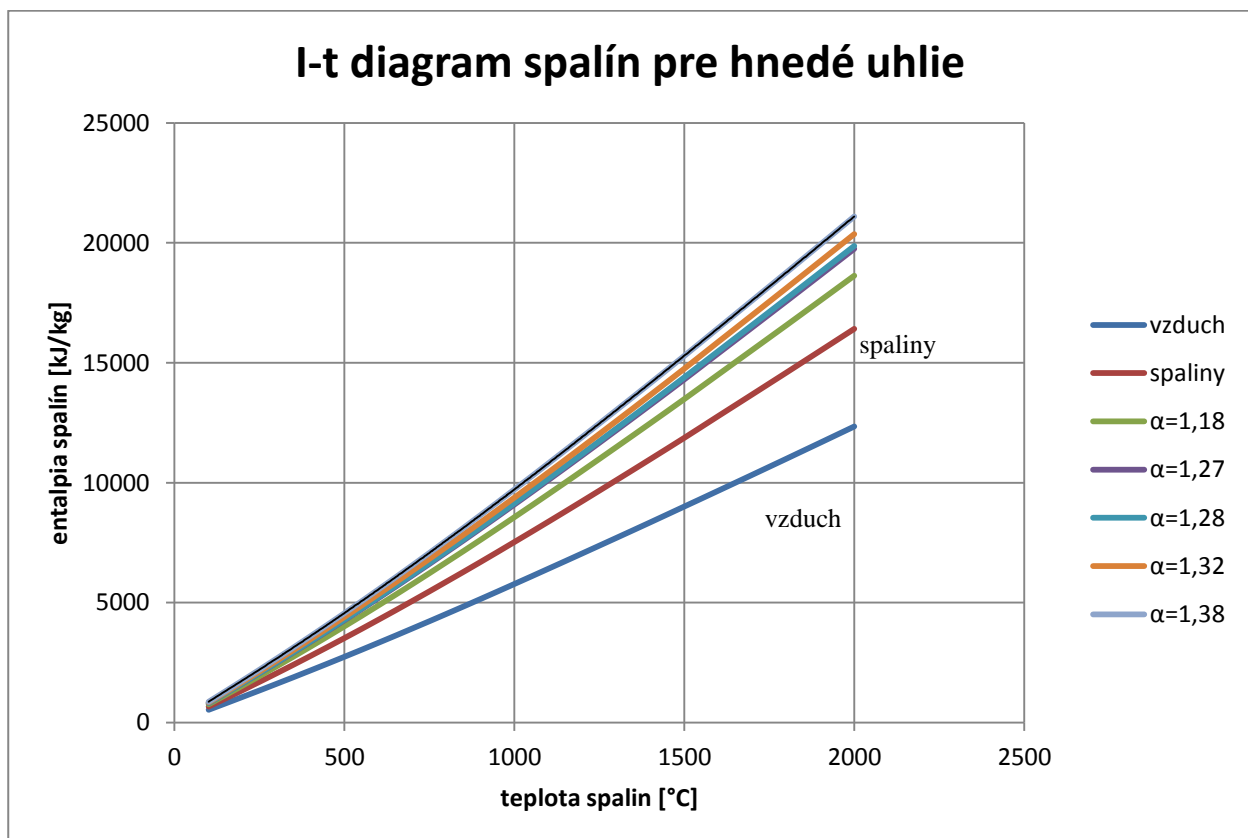
Entalpia spalín pre $\alpha = 1,27$ a t = 100 °C

$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t \quad (2-17)$$

$$I_S^{t,\alpha} = 666,190 + (1,27 - 1) \cdot 529,272 = 804,093 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tab. 2-4 Entalpia vzduchu a spalín pre rôzne súčinitele prebytku vzduchu

t [°C]	I_{Smin}^t [kJ/kg]	I_{Vmin}^t [kJ/kg]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ/kg]				
			$\alpha = 1,18$	$\alpha = 1,27$	$\alpha = 1,28$	$\alpha = 1,32$	$\alpha = 1,38$
100	666,1898	529,2724	761,4589	809,093	814,3861	835,557	867,3133
200	1350,7932	1065,9449	1542,6634	1638,598	1649,258	1691,896	1755,852
300	2054,9798	1612,1015	2345,1581	2490,247	2506,368	2570,852	2667,578
400	2779,5133	2170,1004	3170,1314	3365,44	3387,141	3473,945	3604,151
500	3524,3247	2741,1982	4017,7404	4264,448	4291,86	4401,508	4565,98
600	4289,5996	3325,0432	4888,1074	5187,361	5220,612	5353,613	5553,116
700	5073,5427	3921,2837	5779,3738	6132,289	6171,502	6328,353	6563,630
800	5875,7764	4527,608	6690,7459	7098,231	7143,507	7324,611	7596,267
900	6692,9793	5146,571	7619,3621	8082,554	8134,019	8339,882	8648,676
1000	7528,3406	5774,118	8567,6818	9087,352	9145,094	9376,058	9722,505
1100	8374,8702	6410,094	9528,6872	10105,6	10169,70	10426,10	10810,71
1200	9235,0651	7050,672	10504,1860	11138,75	11209,25	11491,28	11914,32
1300	10105,1530	7695,852	11490,4064	12183,03	12259,99	12567,83	13029,58
1400	10983,7449	8345,324	12485,9032	13236,98	13320,44	13654,25	14154,97
1500	11871,5233	9003,225	13492,1038	14302,39	14392,43	14752,56	15292,75
1600	12778,5508	9661,591	14517,6372	15387,18	15483,80	15870,26	16449,96
1800	14587,0401	10991,354	16565,4838	17554,71	17664,62	18104,27	18763,75
2000	16413,1214	12338,130	18633,9848	19744,42	19867,80	20361,32	21101,61



3 Tepelná bilancia kotla

Pri zostavovaní tepelnej bilancie sa berie kotol ako energetický stroj, ktorý transformuje chemicky viazanú energiu v palive uvoľňovanú spaľovaním do pracovného média – voda alebo para. Táto transformácia neprebíha dokonale, ale je spojená so vznikom určitých tepelných strát. Úlohou tepelnej bilancie kotla je určenie účinnosti kotla a spotreby paliva pre dosiahnutie požadovaného tepelného výkonu. [4]

3.1 Redukovaná výhrevnosť

Fyzické teplo paliva

Fyzické teplo sa uvažuje v prípadoch, keď je palivo predhrievané mimo kotla. Keď palivo nie je predhrievané cudzím zdrojom, uvažuje sa len keď je obsah vody v palive:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{15000 \cdot 4,19} \quad (3-1)$$

$$0,4148 \geq \frac{13851}{15000 \cdot 4,19}$$

0,4148 ≥ 0,2204 >> podmienka je splnená, fyzické teplo je uvažované

Ďalej sa určí tepelná kapacita tuhého paliva podľa vzorca:

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) \quad (3-2)$$

$$c_{pv} = 4,19 \cdot 0,4148 + 1,13 \cdot (1 - 0,4148) = 2,399 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{su} = 1,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \text{- merné teplo sušiny pre hnedé uhlie}$$

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} \quad (3-3)$$

$$i_{pv} = 2,399 \cdot 20 = 47,986 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t_{pv} = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{- teplota paliva}$$

Teplo privedené cudzím zdrojom

$$Q_{cz} = \beta'_{OVZ} \cdot \Delta I_{VVmin} \quad (3-4)$$

$$Q_{cz} = 1,18 \cdot 105,4154 = 124,082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

β'_{OVZ} [-] - súčiniteľ prebytku vzduchu na vstupe do ohrievača vzduchu

ΔI_{VVmin} [kJ/kg] - zvýšenie entalpie stechiometrického množstva vzduchu

Redukovaná výhrevnosť paliva

$$Q_{i \text{ red}} = Q_i^r + i_{pv} + Q_{cz} \quad (3-5)$$

$$Q_{i \text{ red}} = 13851 + 47,986 + 124,082 = 14020,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

3.2 Tepelné straty kotla a účinnosť

Pri spaľovaní tuhých palív sa uvažuje 5 základných strát:

- strata mechanickým nedopalom Z_c
- strata chemickým nedopalom Z_{co}
- strata sálaním a vedením tepla do okolia Z_{sv}
- strata fyzickým teplom tuhých zvyškov Z_f
- strata citelným teplom spalín (komínová) Z_k

3.2.1 Strata mechanickým nedopalom

Predstavuje stratu nespálenou horľavinou v tuhých zvyškoch.

Strata v škváre alebo struske

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot Q_{ci} \cdot 100 \quad (3-6)$$

$$Z_{cs} = \frac{0,1}{1 - 0,1} \cdot 0,08 \cdot \frac{0,0789}{14020,2} \cdot 32600 \cdot 100 = 0,163 \%$$

Strata v úlete

$$Z_{cú} = \frac{C_ú}{1 - C_ú} \cdot X_ú \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot Q_{ci} \cdot 100 \quad (3-7)$$

$$Z_{cú} = \frac{0,03}{1 - 0,03} \cdot 0,87 \cdot \frac{0,0789}{14020,2} \cdot 32600 \cdot 100 = 0,494 \%$$

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} \quad (3-8)$$

$$Z_c = 0,163 + 0,494 = 0,657 \%$$

C_s [-]	- podiel horľaviny v škváre
$C_ú$ [-]	- podiel horľaviny v úlete
X_s [-]	- podiel popola v škváre
$X_ú$ [-]	- podiel popola v úlete
Q_{ci} [kJ/kg]	- výhrevnosť horľaviny

3.2.2 Strata chemickým nedopalom

Taktiež strata horľavinou v spaliniách, je spôsobená nedokonalým spaľovaním paliva. Vyjadruje teplo stratené v dôsledku prítomnosti nespálených plynov v spaliniách.

$$Z_{co} = \frac{0,2116 \cdot \text{mgCO} \cdot O_{SS\text{min}}}{(1 - O_{2\text{ref}}) \cdot Q_{i \text{ red}}} \cdot 100 \quad (3-9)$$

$$Z_{\text{co}} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 3,71}{(21 - 6) \cdot 14020,2} \cdot 100 = 0,037 \%$$

$O_{2\text{ref}}$ [%] - obsah kyslíka pre referenčný stav spalín
 mgCO [mg/Mn^3] - emisný limit CO

3.2.3 Strata sálaním a vedením tepla do okolia

Táto strata zohľadňuje množstvo tepla, ktoré uniká plášťom kotla do okolia. Závisí na kvalite izolácie stien, veľkosti povrchu, spôsobe oplechovania a výkone kotla. Je volená na základe grafu pre stratu zdieľaním tepla do okolia [4].

$$Z_{\text{sv}} = 0,5 \%$$

3.2.4 Strata fyzickým teplom tuhých zvyškov

Skladá sa podobne ako strata mechanickým nedopalom zo straty v škváre či struske, popolčeka, úlete a prepade.

Strata fyzickým teplom v tuhých zvyškoch v škváre alebo struske

$$Z_{\text{fs}} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot c_s \cdot t_{\text{sk}} \cdot 100 \quad (3-10)$$

$$Z_{\text{fs}} = \frac{0,08}{1 - 0,1} \cdot \frac{0,0789}{14020,2} \cdot 0,95934 \cdot 860 \cdot 100 = 0,041 \%$$

Strata fyzickým teplom v tuhých zvyškoch v úlete

$$Z_{\text{fú}} = \frac{X_u}{1 - C_u} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot c_u \cdot t_u \cdot 100 \quad (3-11)$$

$$Z_{\text{fú}} = \frac{0,87}{1 - 0,03} \cdot \frac{0,0789}{14020,2} \cdot 0,8433 \cdot 180 \cdot 100 = 0,079 \%$$

c_s [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] - merná tepelná kapacita tuhých zvyškov pre teplotu 860 °C

c_u [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] - merná tepelná kapacita tuhých zvyškov pre teplotu 180 °C

t_{sk} [°C] - teplota škváry

t_u [°C] - teplota úletu

$$Z_f = Z_{\text{fs}} + Z_{\text{fú}} \quad (3-12)$$

$$Z_f = 0,041 + 0,079 = 0,12 \%$$

3.2.5 Strata citeľným teplom spalín (komínová)

Predstavuje teplo odchádzajúce z kotla v plynných spalínach. Je to najvýznamnejšia strata, ktorá najviac ovplyvňuje výslednú účinnosť kotla. Závisí na teplote spalín a súčiniteli prebytku vzduchu v spalínach za kotlom. Uvažované pre teplotu spalín za kotlom 180 °C.

$$Z_k = (1 - Z_c) \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i\text{red}}} \cdot 100 \quad (3-13)$$

$$Z_k = (1 - 0,00657) \frac{1631,457 - 1,38 \cdot 169,368}{14020,2} \cdot 100 = 9,904 \%$$

$I_S^{t_k, \alpha_k}$ [kJ/kg]	- entalpia spalín na vstupe do komína
I_{VZ} [kJ/kg]	- entalpia vzduchu
α_k [-]	- prebytok vzduchu za kotlom

3.2.6 Tepelná účinnosť kotla

$$\eta_k = 100 - \sum Z = 100 - (Z_c + Z_{co} + Z_{sv} + Z_f + Z_k) \quad (3-14)$$

$$\eta_k = 100 - (0,657 + 0,037 + 0,5 + 0,12 + 9,904) = 88,782 \%$$

3.3 Výrobné teplo pary a množstvo paliva

3.3.1 Výrobné teplo pary

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i_w - i_{nv}) \quad (3-15)$$

$$Q_v = 65,278 \cdot (3434,2 - 903,24) + 0,005 \cdot 65,278 \cdot (1618 - 903,24) = 165,449 \text{ MW}$$

i_{pp} [kJ/kg]	- entalpia prehriatej pary o teplote 540 °C a tlaku 14 MPa
i_{nv} [kJ/kg]	- entalpia napájacej vody o teplote 210°C a tlaku 16,7 MPa
i_w [kJ/kg]	- entalpia sýtej vody v bubne pri tlaku 15,2 MPa
M_o [kg/s]	- množstvo odluhu, tvorí 0,5 % množstva prehriatej pary
M_{pp} [kg/s]	- množstvo prehriatej pary

3.3.2 Množstvo paliva

Skutočné množstvo paliva privedeného do kotla

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k} \quad (3-16)$$

$$M_{pal} = \frac{165,449}{14,020 \cdot 88,782} = 47,851 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

Výpočtové množstvo spáleného paliva

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) \quad (3-17)$$

$$M_{pv} = 47,851 \cdot (1 - 0,657) = 47,536 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

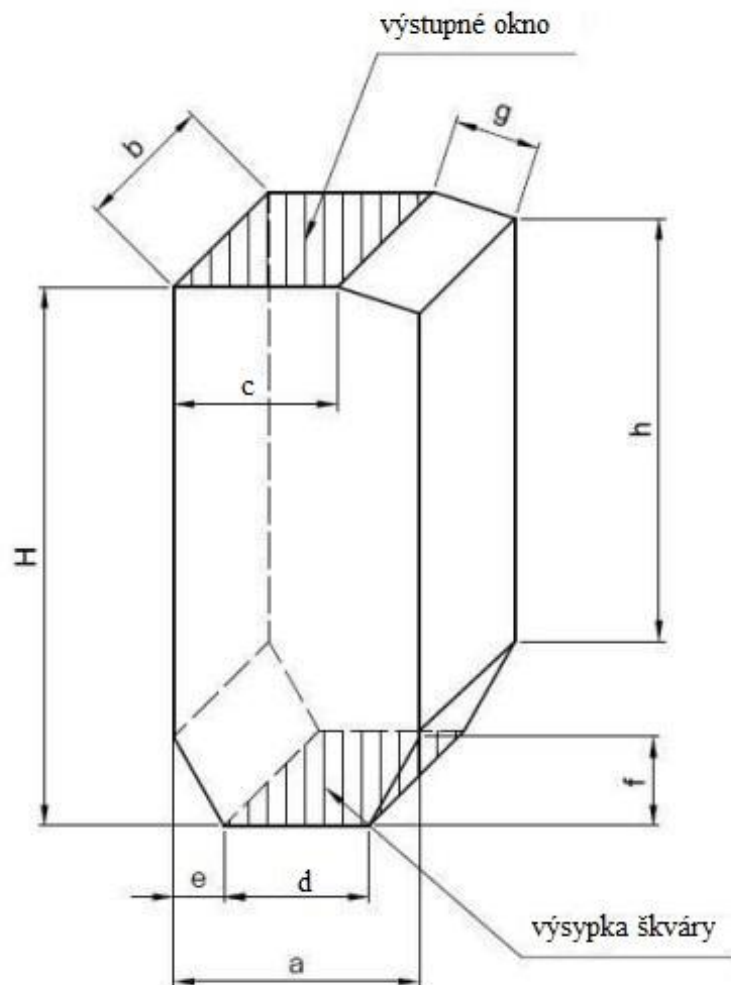
4 Výpočet spalovací komory

Spalovací komora kotla, tiež nazývaná ohnisko, je priestor do ktorého je horákmi privádzaný spaľovací vzduch a palivo, ktoré tu horí a uvoľňuje teplo za vzniku spalín. Je to časť kotla, kde sú teploty a tepelné toky najvyššie. Priestor ohniska je za prevádzky z väčšej časti zaplnený plameňom, preto sa necháva celý voľný. Ohnisko musí umožňovať kontinuálny odvod tuhých zvyškov po spaľovaní (výsyпка) a teplota odchádzajúcich spalín, respektíve úletu v nich musí byť dostatočne nízka, aby nedošlo k zastruskovaniu nasledujúcich výhrevných plôch. [4]

Rozmery spaľovacej komory vychádzajú z firemných podkladov [6]. V spaľovacej komore je umiestnených 8 tangenciálnych horákov v dvoch radoch.

Tab. 4-1 Rozmery spaľovacej komory

Šírka spaľovacej komory	$a = 8,280 \text{ m}$	Výška spodného skosenia	$f = 3,000 \text{ m}$
Hĺbka spaľovacej komory	$b = 9,080 \text{ m}$	Dĺžka horného skosenia	$g = 2,902 \text{ m}$
Šírka výstupného okna	$c = 5,527 \text{ m}$	Výška horného skosenia	$h = 0,897 \text{ m}$
Šírka výsyanky škváry	$d = 4,890 \text{ m}$	Celková výška spaľ. komory	$H = 18,170 \text{ m}$
Šírka spodného skosenia	$e = 1,695 \text{ m}$	Rozmery horáka	$0,8 \times 2 \text{ m}$



Obr. 4-1 Schéma spaľovacej komory

4.1 Aktivní objem ohniska

$$V_o = a \cdot b \cdot H - e \cdot f \cdot b - \frac{(a - c) \cdot h \cdot b}{2} \quad (4-1)$$

$$V_o = 8,28 \cdot 9,08 \cdot 18,17 - 1,695 \cdot 3 \cdot 9,08 - \frac{(8,28 - 5,527) \cdot 0,897 \cdot 9,08}{2} = 1308,68 \text{ m}^3$$

Objemové tepelné zat'azenie ohniska

$$q_v = \frac{M_{\text{pal}} \cdot Q_i^r}{V_o} \quad (4-2)$$

$$q_v = \frac{13,292 \cdot 13851}{1308,68} = 139,756 \frac{\text{kW}}{\text{m}^3}$$

4.2 Plochy ohniska

Plocha výstupného okna

$$S_{v_o} = b \cdot c \quad (4-3)$$

$$S_{v_o} = 9,08 \cdot 5,527 = 50,185 \text{ m}^2$$

Plocha horákov

$$S_h = 8 \cdot 0,8 \cdot 2 = 12,8 \text{ m}^2 \quad (4-4)$$

Plocha stien s trubkami

$$S_{\text{str}} = (H - f) \cdot b + (H - h - f) \cdot b + 2 \cdot \sqrt{e^2 + f^2} \cdot b + g \cdot b + 2 \cdot \left[(H - f) \cdot a - (a - c) \cdot \frac{h}{2} \right] + 2 \cdot \frac{a + d}{2} \cdot f - S_h \quad (4-5)$$

$$S_{\text{str}} = (18,17 - 3) \cdot 9,08 + (18,17 - 0,897 - 3) \cdot 9,08 + 2 \cdot \sqrt{1,695^2 + 3^2} \cdot 9,08 + 2,902 \cdot 9,08 + 2 \cdot \left[(18,17 - 3) \cdot 8,28 - (8,28 - 5,527) \cdot \frac{0,897}{2} \right] + 2 \cdot \frac{8,28 + 4,89}{2} \cdot 3 - 12,8 = 631,723 \text{ m}^2$$

Plocha výsypky škváry

$$S_{v_{\check{s}}} = d \cdot b \quad (4-6)$$

$$S_{v_{\check{s}}} = 4,89 \cdot 9,08 = 44,401 \text{ m}^2$$

Celkový povrch stien ohniska

$$S_{st} = S_{vo} + S_{str} + S_{vš} \quad (4-7)$$

$$S_{st} = 50,185 + 631,723 + 44,401 = 726,309 \text{ m}^2$$

4.3 Výpočet ohniska z hľadiska prenosu tepla

Cieľom tepelného výpočtu ohniska je určenie strednej teploty odchádzajúcich spalín t_{ok} . Prenos tepla v tomto priestore sa deje hlavne sálaním. Výpočet je založený na princípoch teórie podobnosti tepelných procesov prebiehajúcich v spaľovacej komore. [4]

Pre výpočet je potrebné najskôr zvoliť teplotu spalín na konci ohniska, s jej využitím vyjadriť potrebné parametre a vypočítať koncovú teplotu. Pokiaľ sa vypočítaná teplota líši od zvolenej o ± 50 °C, vypočítaná hodnota sa môže považovať za správnu. Zvolená hodnota teploty spalín na konci ohniska je $t_{ok} = 1230$ °C

4.3.1 Teplota nechladeného plameňa**Teplo privedené vo vzduchu**

$$Q_{vz} = (\alpha_{ok} - \Delta\alpha_0 - \Delta\alpha_{ml}) \cdot I_V^{t_{ovz}} + (\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha_{ml}) \cdot I_V^{t_f} \quad (4-8)$$

$$Q_{vz} = (1,27 - 0,09 - 0,10) \cdot 1891,101 + (0,09 + 0,10) \cdot 169,367 = 2054,046 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$\Delta\alpha_0$ [-]	- prisávanie v ohnisku [6]
$\Delta\alpha_{ml}$ [-]	- prisávanie vzduchu v mlynici [6]
$I_V^{t_{ovz}}$ [kJ/kg]	- entalpia riadeného vzduchu do kotla s teplotou 350°C
$I_V^{t_f}$ [kJ/kg]	- entalpia prisávaného vzduchu s teplotou 32 °C

Celkové užitočné teplo uvoľnené v ohnisku

$$Q_u = Q_{i \text{ red}} \cdot (1 - Z_{co} - Z_c - Z_f) + Q_{vz} - Q_{cz} \quad (4-9)$$

$$Q_u = 14020,2 \cdot (1 - 0,037 - 0,657 - 0,12) + 2054,046 - 124,082 = 15,658 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

- pre túto entalpiu odpovedá teplota nechladeného plameňa $t_{np} = 1624,99$ °C

4.3.2 Boltzmannovo číslo

Je to bezrozmerné podobnostné kritérium definované pre účely výpočtu ohnisk.

Pomerná strata sálaním a vedením tepla do okolia

$$Z_{sv}^o = \frac{Z_{sv}}{\eta_k + Z_{sv}} \quad (4-10)$$

$$Z_{sv}^o = \frac{0,5}{88,782 + 0,5} = 0,0056$$

Stredná tepelná pohltivosť spalín v ohnisku

$$(O_S c_S)_o = \frac{Q_u - I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} \quad (4-11)$$

$$(O_S c_S)_o = \frac{15658 - 11452,034}{1624,99 - 1230} = 10,649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}$ [kJ/kg] - entalpia spalín pri výstupe z ohniska pre teplotu 1230 °C a prebytok vzduchu 1,27

Súčiniteľ tepelnej efektívnosti stien

$$\psi = x \cdot \zeta = 1 \cdot 0,45 = 0,45 \quad (4-12)$$

x [-] - uhlový súčiniteľ osálenia [4]

ζ [-] - súčiniteľ zanesenia stien ohniska [4]

$$B_o = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_S c_S)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} \quad (4-13)$$

$$B_o = \frac{(1 - 0,0056) \cdot 13,205 \cdot 10,649}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 726,309 \cdot (273 + 1624,99)^3} = 1,122$$

4.3.3 Súčiniteľ M

$M = 0,29$ - hodnota určená na základe podkladov z firmy [6]

4.3.4 Stupeň černosti ohniska

Hmotnosť spalín G_S

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VVmin} \quad (4-14)$$

$$G_S = 1 - 0,0789 + 1,306 \cdot 1,27 \cdot 3,982 = 7,526 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Koncentrácia popola v spalinách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_u + 1)}{2 \cdot G_S} \quad (4-15)$$

$$\mu_{pk} = \frac{0,0789 \cdot (0,87 + 1)}{2 \cdot 7,526} = 0,00983$$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania popolčekovými časticami

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (4-16)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0093}{\sqrt[3]{(1230 + 273,15)^2 \cdot 0,000016^2}} = 0,687$$

$d_{pk} [\mu m]$ - stredný efektívny priemer častíc popolčeku [4]

Objemové podiely trojatómových plynov v spalinách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin}}{O_{SVmin} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (4-17)$$

$$r_{H_2O} = \frac{1,041 + (1,041 - 1) \cdot (1,27 - 1) \cdot 3,982}{4,751 + (1,27 - 1) \cdot 3,982} = 0,186$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SVmin} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (4-18)$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,686 + 0,0007511}{4,751 + (1,27 - 1) \cdot 3,982} = 0,118$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (4-19)$$

$$r_S = 0,186 + 0,118 = 0,304$$

Účinná hrúbka sáľavej vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{138,868}{726,309} = 6,487 \quad (4-20)$$

Parciálny tlak trojatómových plynov v spalinách

$$p_s = r_S \cdot p = 0,304 \cdot 0,101 = 0,03 \text{ MPa} \quad (4-21)$$

$p [\text{MPa}]$ - tlak za normálnych podmienok

Súčiniteľ zoslabenia sáľania trojatómovými plynmi

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S \quad (4-22)$$

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,186}{\sqrt{0,03 \cdot 6,487}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1230 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,304 = 0,915$$

Optická hustota plameňa

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s \quad (4-23)$$

$$k \cdot p \cdot s = (0,915 + 0,687 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,1) \cdot 0,101 \cdot 6,487 = 1,377$$

k_{kok} [-] - súčiniteľ zoslabenia sáľania koksovými časticami [4]

κ_1, κ_2 [-] - charakteristiky zohľadňujúce koncentráciu koksíku v plameni v závislosti na druhu paliva a spôsobe spaľovania [4]

Stupeň črnosti plameňa

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,377} = 0,744 \quad (4-24)$$

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \psi} \quad (4-25)$$

$$a_o = \frac{0,744}{0,744 + (1 - 0,744) \cdot 0,45} = 0,866$$

4.3.5 Teplota spalín na konci ohniska

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo} \right)^{0,6}} \quad (4-26)$$

$$t_{ok} = \frac{1624,99 + 273,15}{1 + 0,29 \cdot \left(\frac{0,866}{1,122} \right)^{0,6}} = 1249 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vypočítaná hodnota teploty spalín na konci ohniska sa od zvolenej líši o 19 °C, teda splňuje podmienku.

$$I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 11650,044 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad - \text{entalpia spalín na výstupe z ohniska pre teplotu } 1249 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.3.6 Množstvo tepla odovzdaného v ohnisku do stien**Tepelný výkon zachytený v priestore ohniska**

$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^o \cdot Q_{i red}) \quad (4-27)$$

$$Q_o = 13,205 \cdot (15658 - 11650,044 - 0,0056 \cdot 14020,2) = 52198,293 \text{ kW}$$

Stredný tepelný tok do stien

účinná sálavá plocha stien ohniska

$$S_{ús} = x \cdot S_{str} = 1 \cdot 631,723 = 631,723 \text{ m}^2 \quad (4-28)$$

účinná sálavá plocha výstupného prierezu ohniska

$$S_{úsvo} = S_{vo} \cdot \delta \cdot y_h = 50,185 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 28,104 \text{ m}^2 \quad (4-29)$$

- $x [-]$ - uhlový súčiniteľ osálenia trubkovej steny [4]
 $\delta [-]$ - súčiniteľ vyjadrujúci podiel tepelného toku výstupným prierezom a do stien v mieste výstupného prierezu [4]
 $y_h [-]$ - súčiniteľ tepelnej nerovnomernosti po výške ohniska [4]

$$q_{st} = \frac{Q_o}{S_{úsvo} + S_{ús}} \quad (4-30)$$

$$q_{st} = \frac{52198,293}{28,104 + 631,723} = 79,109 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$$

Tepelný výkon pripadajúci na trubky výparníka

$$Q_{pl} = q_{st} \cdot S_{ús} = 79,109 \cdot 631,723 = 50046,360 \text{ kW} \quad (4-31)$$

Tepelný výkon pripadajúci na výstupný prierez ohniska

$$Q_{ods} = q_{st} \cdot S_{úsvo} = 79,109 \cdot 28,104 = 2151,933 \text{ kW} \quad (4-31)$$

5 Návrh konvekčných plôch

5.1 Zadané hodnoty

Výpočet konvekčných plôch vychádza z požadovaných parametrov prehriatej pary na výstupe z kotla a parametrov napájacej vody. Kotel sa skladá z týchto konvekčných plôch: výparník (VYP), ekonomizér (EKO), stropný prehrievač pary SH1, prehrievač pary SH2, doskový prehrievač pary SH3 a výstupný prehrievač pary SH4. K určení entalpií a teplôt pary, respektíve vody v jednotlivých konvekčných plochách bol použitý program XSTEAM tables [7].

Tab. 5-1 Zadané hodnoty

Parný výkon	M_{pp}	65,278	kg/s
Výstupná teplota pary	t_{pp}	540	°C
Výstupný tlak pary	p_{pp}	14	MPa
Teplota napájacej vody	t_{nv}	210	°C
Tlak napájacej vody	p_{nv}	16,7	MPa

5.2 Tlakové straty konvekčných plôch

Tab. 5-2 Tlakové straty konvekčných plôch

	Tlakové straty		
Ekonomizér	Δp_{EKO}	0,3	MPa
Výparník	Δp_{VYP}	0	MPa
Prehrievač SH1	Δp_{SH1}	0,3	MPa
Prehrievač SH2	Δp_{SH2}	0,4	MPa
Prehrievač SH3	Δp_{SH3}	0,17	MPa
Prehrievač SH4	Δp_{SH4}	0,33	MPa

5.3 Hodnoty vstrekov a odluhu

Teplota pary na výstupe z kotla nemôže kolísať o viac ako 10 °C, čo je zaistené správnym dimenzovaním regulačných vstrekov. Pretože prevádzka kotla kolíše, teplota pary kolíše pri zmene výkonu kotla (napr. náhla zmena kvality hnédého uhlia), je dimenzovanie prietoku napájacej vody do vstrekov o 50 % vyššie ako je vypočítané množstvo napájacej vody pre menovitý výkon. Množstvo odluhu tvorí 0,5 % z množstva prehriatej pary podľa podkladov z firmy [6].

Tab. 5-3 Vstreky a odluh

Vstrek 1	M_{vs1}	5	kg/s
Vstrek 2	M_{vs2}	5	kg/s
Odluh	M_o	0,326	kg/s

5.4 Tepelná bilancia na strane média

V tejto kapitole je celkový výkon kotla rozdelený do jednotlivých výhrevných plôch. Potrebné hodnoty média sú určené podľa [7] a entalpie vzduchu sú odčítané z Tab. 2-4.

5.4.1 Prehrievač SH4

Tab. 5-4 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH4

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{SH4}^{in}	439,03	°C	teplota	t_{SH4}^{out}	540	°C
tlak	p_{SH4}^{in}	14,33	MPa	tlak	p_{SH4}^{out}	14	MPa
entalpia	i_{SH4}^{in}	3134,200	kJ/kg	entalpia	i_{SH4}^{out}	3434,200	kJ/kg

Tepelný výkon prehrievača SH4

$$Q_{SH4} = M_{pp} \cdot (i_{SH4}^{out} - i_{SH4}^{in}) \quad (5-1)$$

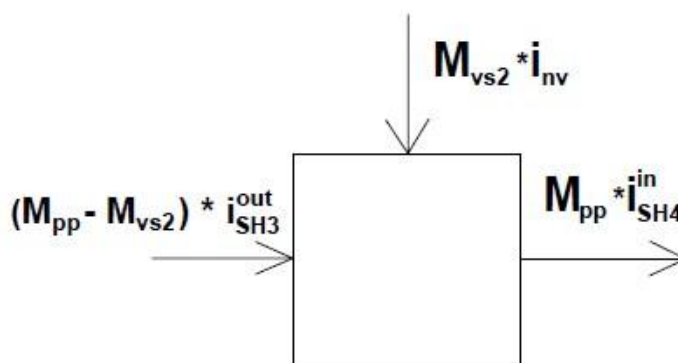
$$Q_{SH4} = 65,278 \cdot (3434,2 - 3134,2) = 19583,333 \text{ kW}$$

5.4.2 Prehrievač SH3

Tab. 5-5 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH3

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{SH3}^{in}	402,5	°C	teplota	t_{SH3}^{out}	499,75	°C
tlak	p_{SH3}^{in}	14,5	MPa	tlak	p_{SH3}^{out}	14,33	MPa
entalpia	i_{SH3}^{in}	2999,257	kJ/kg	entalpia	i_{SH3}^{out}	3319,257	kJ/kg

Bilancia vstrekov



Obr. 5-1 Schéma vstreku 2

$$(M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{SH3}^{out} + M_{vs2} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{SH4}^{in}$$

Entalpia na výstupe

$$i_{SH3}^{out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{SH4}^{in} - M_{vs2} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{vs2}} \quad (5-2)$$

$$i_{SH3}^{out} = \frac{65,278 \cdot 3134,2 - 5 \cdot 903,24}{65,278 - 5} = 3319,257 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon prehrievača SH3

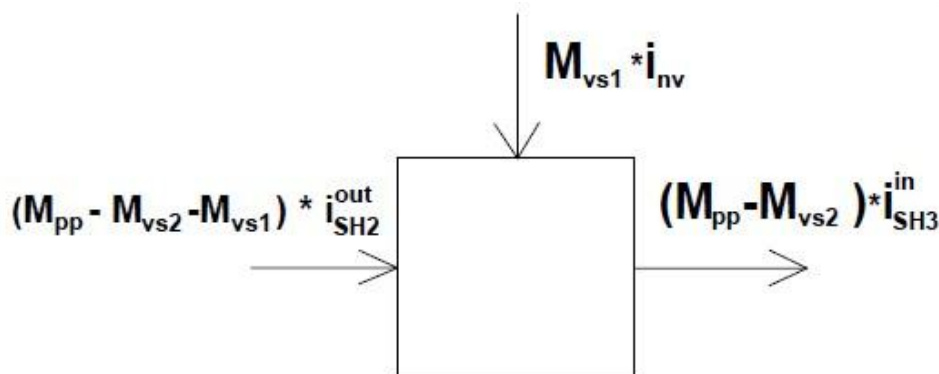
$$Q_{SH3} = (M_{pp} - M_{vs2}) \cdot (i_{SH3}^{out} - i_{SH3}^{in}) \quad (5-3)$$

$$Q_{SH3} = (65,278 - 5) \cdot (3319,257 - 2999,257) = 19288,889 \text{ kW}$$

5.4.3 Prehrievač SH2

Tab. 5-6 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH2

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{SH2}^{in}	348,78	°C	teplota	t_{SH2}^{out}	456,95	°C
tlak	p_{SH2}^{in}	14,9	MPa	tlak	p_{SH2}^{out}	14,5	MPa
entalpia	i_{SH2}^{in}	2688,846	kJ/kg	entalpia	i_{SH2}^{out}	3188,846	kJ/kg

Bilancia vstrekov

Obr. 5-2 Schéma vstreku 1

$$(M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1}) \cdot i_{SH2}^{out} + M_{vs1} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{SH3}^{in}$$

Entalpia na výstupe

$$i_{SH2}^{out} = \frac{(M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{SH3}^{in} - M_{vs1} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1}} \quad (5-4)$$

$$i_{SH2}^{out} = \frac{(65,278 - 5) \cdot 2999,257 - 5 \cdot 903,24}{65,278 - 5 - 5} = 3188,846 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon prehrievača SH2

$$Q_{SH2} = (M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1}) \cdot (i_{SH2}^{out} - i_{SH2}^{in}) \quad (5-5)$$

$$Q_{SH2} = (65,278 - 5 - 5) \cdot (3188,846 - 2688,846) = 27638,889 \text{ kW}$$

5.4.4 Prehrievač SH1

Tab. 5-7 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH1

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{SH1}^{in}	343,22	°C	teplota	t_{SH1}^{out}	348,78	°C
tlak	p_{SH1}^{in}	15,2	MPa	tlak	p_{SH1}^{out}	14,9	MPa
entalpia	i_{SH1}^{in}	2605,100	kJ/kg	entalpia	i_{SH1}^{out}	2688,846	kJ/kg

Tepelný výkon prehrievača SH1

$$Q_{SH1} = (M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1}) \cdot (i_{SH1}^{out} - i_{SH1}^{in}) \quad (5-6)$$

$$Q_{SH1} = (65,278 - 5 - 5) \cdot (2688,846 - 2605,100) = 4629,294 \text{ kW}$$

5.4.5 Výparník

Tab. 5-8 Parametre pary/vody na vstupe a výstupe z výparníka

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{VYP}^{in}	303,22	°C	teplota	t_{VYP}^{out}	343,22	°C
tlak	p_{VYP}^{in}	15,2	MPa	tlak	p_{VYP}^{out}	15,2	MPa
entalpia	i_{VYP}^{in}	1355,600	kJ/kg	entalpia	i_{VYP}^{out}	2605,100	kJ/kg

Tepelný výkon výparníku

$$Q_{VYP} = (M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1}) \cdot (i_{VYP}^{out} - i_{VYP}^{in}) \quad (5-7)$$

$$Q_{VYP} = (65,278 - 5 - 5) \cdot (2605,100 - 1355,600) = 69069,583 \text{ kW}$$

5.4.6 Ekonomizér

Tab. 5-9 Parametre vody na vstupe a výstupe z ekonomizéra

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{EKO}^{in}	210	°C	teplota	t_{EKO}^{out}	303,22	°C
tlak	p_{EKO}^{in}	15,5	MPa	tlak	p_{EKO}^{out}	15,2	MPa
entalpia	i_{EKO}^{in}	902,760	kJ/kg	entalpia	i_{EKO}^{out}	1355,600	kJ/kg

Tepelný výkon ekonomizéra

$$Q_{EKO} = (M_{pp} + M_O - M_{vs2} - M_{vs1}) \cdot (i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}) \quad (5-8)$$

$$Q_{EKO} = (65,278 + 0,326 - 5 - 5) \cdot (1355,600 - 902,760) = 25179,791 \text{ kW}$$

5.4.7 Ohřevač vzduchu

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_{OVZ}^{in}	60	°C	teplota	t_{OVZ}^{out}	350	°C
entalpia	i_{OVZ}^{in}	317,560	kJ/kg	entalpia	i_{OVZ}^{out}	1891,101	kJ/kg

Tepelný výkon ohřevaču vzduchu

$$Q_{OVZ} = M_{pv} \cdot \beta \cdot (i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}) \quad (5-9)$$

$$Q_{OVZ} = 13,205 \cdot 1,08 \cdot (1891,101 - 317,560) = 22440,898 \text{ kW}$$

5.4.8 Celkový tepelný výkon

$$Q_C = Q_{EKO} + Q_{VYP} + Q_{SH1} + Q_{SH2} + Q_{SH3} + Q_{SH4} \quad (5-10)$$

$$Q_C = 25179,791 + 69069,583 + 4629,294 + 27638,889 + 19288,889 + 19583,333 \\ = 165389,780 \text{ kW}$$

Tab. 5-10 Tepelná bilancia na strane média

Konvekčné plochy		tlak	teplota	entalpia	tepelný výkon
		[MPa]	[°C]	[kJ/kg]	[kW]
SH4	výstup	14	540	3434,200	19583,333
	vstup	14,33	439,03	3135,200	
SH3	výstup	14,33	499,75	3319,257	19288,889
	vstup	14,5	402,5	2999,257	
SH2	výstup	14,5	456,95	3188,846	27638,889
	vstup	14,9	348,78	2688,846	
SH1	výstup	14,9	348,78	2688,846	4629,294
	vstup	15,2	343,22	2605,100	
Výparník	výstup	15,2	343,22	2605,100	69069,583
	vstup	15,2	303,22	1355,600	
Ekonomizér	výstup	15,2	303,22	1355,600	25179,791
	vstup	15,5	210	902,760	

5.5 Tepelná bilancia na strane spalín

Entalpie spalín na vstupe a výstupe z konvekčných plôch sa získajú pomocou rovnice 5-11. Následne sa z Tab. 2-4 aproximáciou určia teploty spalín. Teplota spalín na vstupe do doskového prehrievača SH3 sa rovná teplote na konci ohniska.

$$i_i^{in} = \frac{Q_i + M_{pv} \cdot i_i^{out}}{M_{pv}} \rightarrow t_i^{in} [°C] \quad (5-11)$$

Ukážkový výpočet teploty spalín pre ohřevač vzduchu:

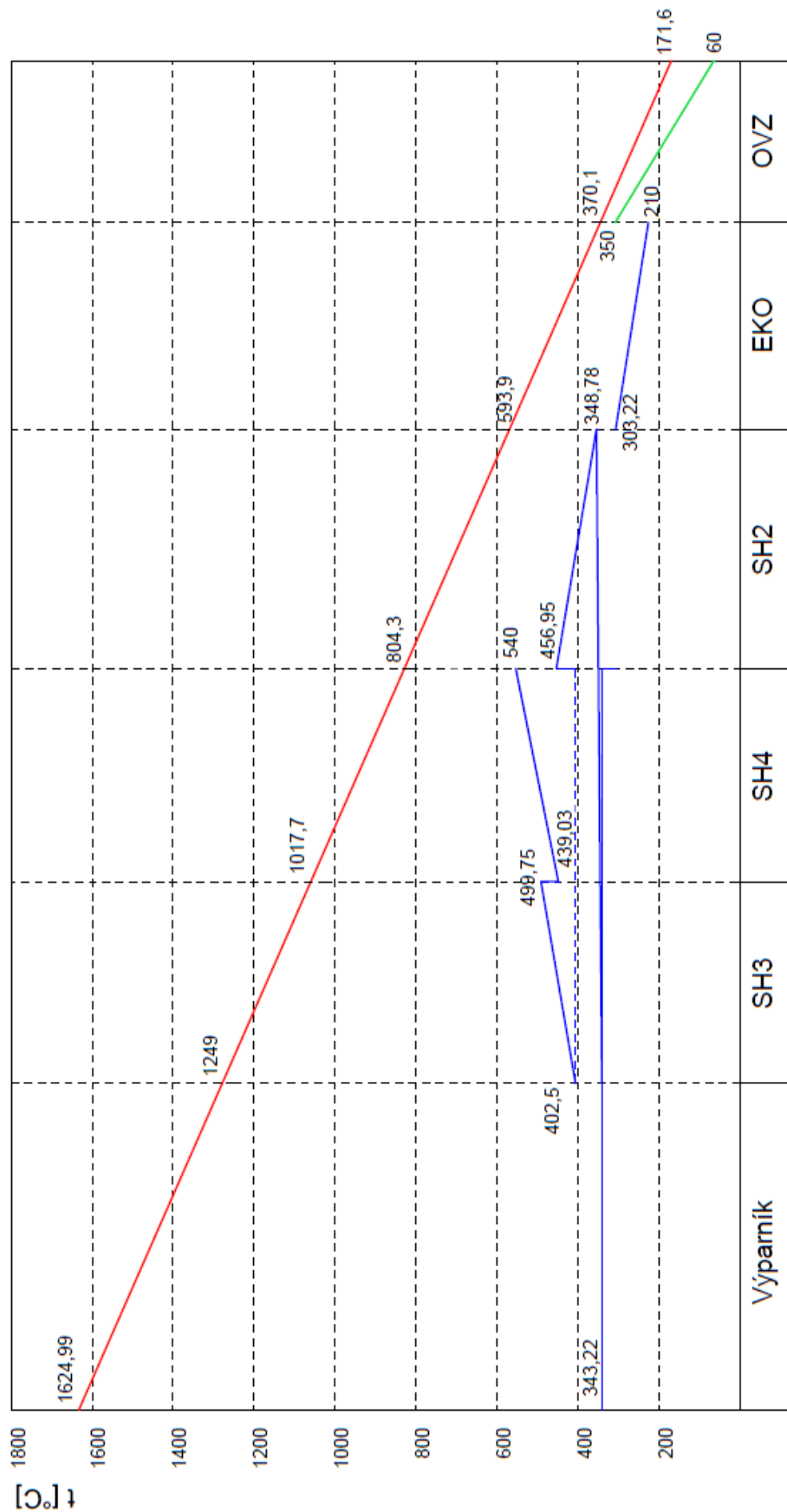
$$i_{OVZ}^{in} = \frac{22440,898 + 13,205 \cdot 1503,121}{13,205} = 3202,545 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \rightarrow t_{OVZ}^{in} = 370,1 \text{ °C}$$

i - typ konvekčnej plochy
 Q_i [kW] - teplo odobrané konvekčnou plochou

Tab. 5-11 Tepelná bilancia na strane spalín

Konvekčná plocha		teplota	entalpia
		[°C]	[kJ/kg]
SH3	vstup	1249	11650,044
	výstup	1017,7	9267,582
SH4	vstup	1017,7	9267,582
	výstup	804,3	7182,557
SH2	vstup	804,3	7182,557
	výstup	593,9	5163,958
Ekonomizér (EKO)	vstup	593,9	5163,958
	výstup	370,1	3202,545
Ohrievač vzduchu (OVZ)	vstup	370,1	3202,545
	výstup	171,6	1503,121

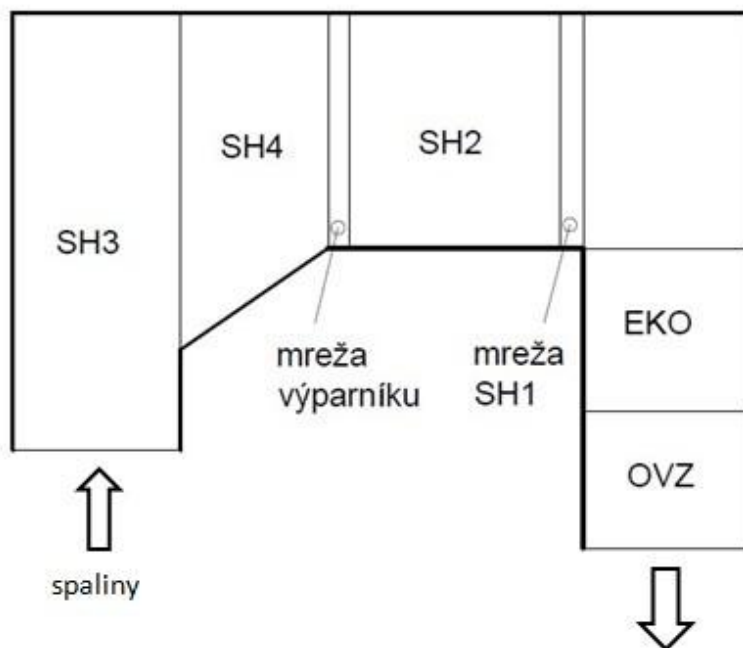
5.6 Pilový diagram



Obr. 5-3 Pilový diagram

6 Rozvrhnutie výpočtu konvekčných plôch

Výpočet spalinového kanála je rozdelený do niekoľkých častí, v ktorých je riešený prestup tepla konvekciou a sálaním pre hlavné a taktiež paralelné konvekčné plochy. Výpočet začína na konci spaľovacej komory, ďalej spaliny pri prechode spalinovým kanálom odovzdávajú tepelnú energiu a chladnú až na požadovanú výstupnú teplotu.



Obr. 6-1 Rozvrhnutie výpočtu konvekčných plôch

Tab. 6-1 Rozvrhnutie výpočtu konvekčných plôch

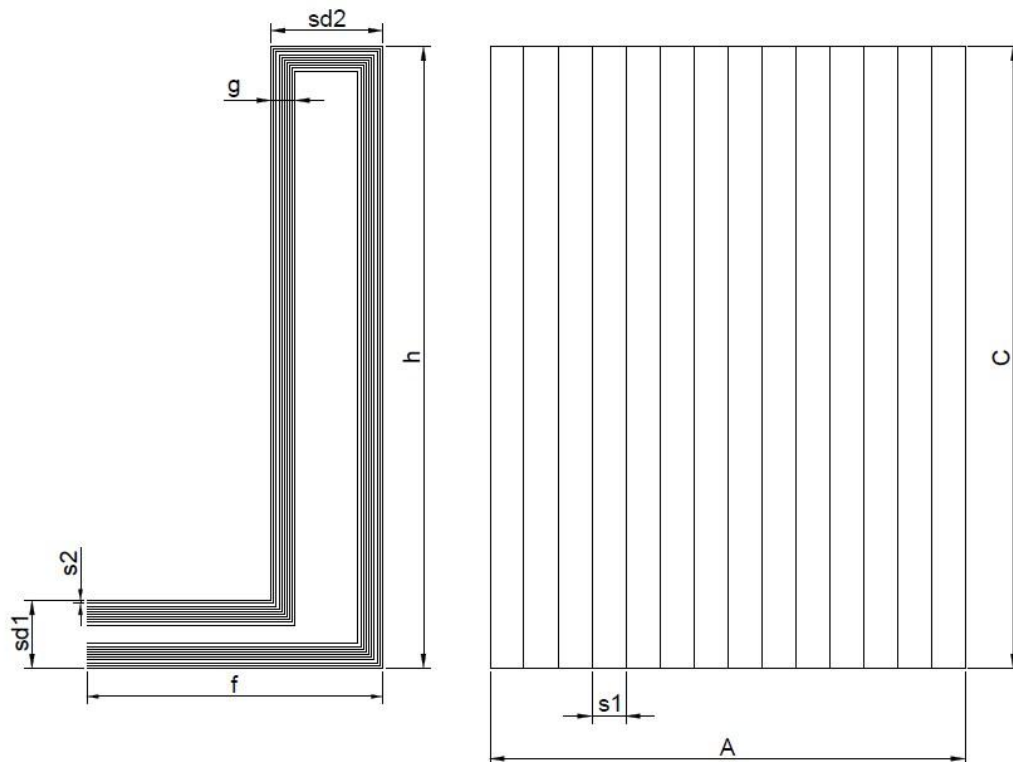
Hlavná plocha	Paralelná plocha
doskový prehrievač SH3	prvý úsek stropného prehrievača SH1 trubky výparníka na stenách
výstupný prehrievač SH4	druhý úsek stropného prehrievača SH1 trubky výparníka na stenách
mreža výparníka	tretí úsek stropného prehrievača SH1
prehrievač SH2	štvrtý úsek stropného prehrievača SH1
mreža stropného prehrievača SH1	-
ekonomizér (EKO)	-
ohrievač vzduchu (OVZ)	-

7 Doskový prehrívač SH3

Doskový prehrívač je tvorený zväzkami trubiek, ktoré sú usporiadané do zvislých rovnobežných dosiek. Steny ťahu sú tvorené paralelnými plochami – trubky výparníka na stenách a prvý úsek stropného prehrívača SH1.

7.1 Návrh geometrie

Geometria doskového prehrívača



Obr. 7-1 Geometria doskového prehrívača SH3

Vonkajší priemer trubky:	$D = 38,1 \text{ mm} = 0,0381 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 5,63 \text{ mm} = 0,00563 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 38,1 - 2 \cdot 5,63 = 26,84 \text{ mm} = 0,02684 \text{ m}$
Rozteč dosiek:	$s_1 = 600 \text{ mm} = 0,6 \text{ m}$
Rozteč trubiek:	$s_2 = 48 \text{ mm} = 0,048 \text{ m}$
Počet dosiek:	$n_d = 15$
Počet trubiek v doske:	$n_{tr} = 10$
Pozdĺžna šírka dosky:	$s_{d1} = 1194 \text{ mm} = 1,194 \text{ m}$
Priečna šírka dosky:	$s_{d2} = 1974 \text{ mm} = 1,974 \text{ m}$
Spodná šírka dosky:	$j = 5224 \text{ mm} = 5,224 \text{ m}$
Rozmer dosky:	$k = 477 \text{ mm} = 0,477 \text{ m}$
Výška dosky:	$l = 10992 \text{ mm} = 10,992 \text{ m}$

Plocha 1 dosky

$$S_d = 2 \cdot [s_{d1} \cdot j + (l - s_{d1}) \cdot s_{d2} - (l - 2 \cdot k) \cdot (s_{d2} - 2 \cdot k)] + D \quad (7-1)$$

$$\cdot [2 \cdot j + 2 \cdot l - s_{d1} + 2 \cdot (l - s_{d1}) + 2 \cdot (s_{d2} - 2 \cdot k)]$$

$$S_d = 2 \cdot [1,194 \cdot 5,224 + (10,992 - 1,194) \cdot 1,974 - (10,992 - 2 \cdot 0,477) \cdot (1,974 - 2 \cdot 0,477)] + 0,0381$$

$$\cdot [2 \cdot 5,224 + 2 \cdot 10,992 - 1,194 + 2 \cdot (10,992 - 1,194) + 2 \cdot (1,974 - 2 \cdot 0,477)] = 32,694 \text{ m}^2$$

Plocha doskového prehrievača SH3

$$S_{SH3} = n_d \cdot S_d = 15 \cdot 32,694 = 490,416 \text{ m}^2 \quad (7-2)$$

Geometria spalínového kanála

Šírka spalínového kanála: $A = 5527 \text{ mm} = 5,527 \text{ m}$
 Hĺbka spalínového kanála: $B = 9080 \text{ mm} = 9,08 \text{ m}$
 Výška spalínového kanála: $C = 10992 \text{ mm} = 10,992 \text{ m}$

Uzavretá plocha stien

$$S = 2 \cdot (A \cdot B + B \cdot C + B \cdot C) \quad (7-3)$$

$$S = 2 \cdot (5,527 \cdot 9,08 + 5,527 \cdot 10,992 + 9,08 \cdot 10,992) = 421,491 \text{ m}^2$$

7.2 Parametre pary a spalín

Parametre pary

Tab. 7-1 Parametre pary pre prehrievač SH3

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_p^{in}	402,5	°C	teplota	t_p^{out}	499,75	°C
tlak	p_p^{in}	14,5	MPa	tlak	p_p^{out}	14,33	MPa
merný objem	v_p^{in}	0,01659	m ³ /kg	merný objem	v_p^{out}	0,02190	m ³ /kg

Parametre spalín

Tab. 7-2 Parametre spalín pre prehrievač SH3

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_s^{in}	1249	°C	teplota	t_s^{out}	1017,7	°C

Středné hodnoty

Středná teplota pary

$$t_p = \frac{t_p^{\text{in}} + t_p^{\text{out}}}{2} = \frac{402,5 + 499,75}{2} = 451,125 \text{ °C} \quad (7-4)$$

Středný měrný objem pary

$$v_p = \frac{v_p^{\text{in}} + v_p^{\text{out}}}{2} = \frac{0,01659 + 0,02190}{2} = 0,01924 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (7-5)$$

Středná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{\text{in}} + t_s^{\text{out}}}{2} = \frac{1249 + 1017,7}{2} = 1133,35 \text{ °C} \quad (7-6)$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = A \cdot B - n_d \cdot D \cdot j = 5,527 \cdot 9,08 - 15 \cdot 0,0381 \cdot 5,224 = 47,2 \text{ m}^2 \quad (7-7)$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{pv} \cdot [O_{SV\text{min}} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\text{min}}] \quad (7-8)$$

$$V_s = 13,205 \cdot [4,751 + (1,27 - 1) \cdot 3,982] = 76,926 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s \cdot (273 + t_s)}{F_s \cdot 273} = \frac{76,926 \cdot (273 + 1133,35)}{47,2 \cdot 273} = 8,396 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7-9)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot (M_{pp} - M_{vs2}) \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_d \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot (65,278 - 5) \cdot 0,01924}{\pi \cdot 0,02684^2 \cdot 15 \cdot 10} = 13,669 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7-10)$$

7.3 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

Tab. 7-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v prehrievači SH3 [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$208,155 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$12,731 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,5981	$[-]$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín pri priečnom obtekaní trubiek

pomerná priečna rozteč trubiek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,6}{0,0381} = 15,748 \quad (7-11)$$

pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,048}{0,0381} = 1,26 \quad (7-12)$$

korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} \quad (7-13)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 15,748 - 3) \left(1 - \frac{1,26}{2}\right)^3\right]^2} = 0,167$$

$C_z = 1$ - korekčný súčiniteľ na počet radov zväzku v pozdĺžnom smere [4]

$$\alpha_{ks}^{pr} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s}\right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} \quad (7-14)$$

$$\alpha_{ks}^{pr} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,167 \cdot \frac{12,731 \cdot 10^{-2}}{0,0381} \cdot \left(\frac{8,396 \cdot 0,0381}{208,155 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \cdot 0,5981^{0,33}$$

$$\alpha_{ks}^{pr} = 11,124 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín pri pozdĺžnom obtekaní trubiek

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(A \cdot B - n_{tr} \cdot n_d \frac{\pi \cdot D^2}{4}\right)}{2 \cdot (A + B) + n_{tr} \cdot n_d \cdot \pi \cdot D} \quad (7-15)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(5,527 \cdot 9,08 - 10 \cdot 15 \frac{\pi \cdot 0,0381^2}{4}\right)}{2 \cdot (5,527 + 9,08) + 10 \cdot 15 \cdot \pi \cdot 0,0381} = 4,241 \text{ m}$$

$$\alpha_{ks}^{po} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{v_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (7-16)$$

$$\alpha_{ks}^{po} = 0,023 \cdot \frac{12,731 \cdot 10^{-2}}{4,241} \cdot \left(\frac{8,396 \cdot 4,241}{208,155 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,5981^{0,4} = 8,636 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

7.4 Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 7-4 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH3

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$77,449 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,711 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot \rho_p$	$5,217 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,115	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (7-17)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{77,449 \cdot 10^{-3}}{0,02684} \cdot \left(\frac{13,669 \cdot 0,02684}{5,217 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,115^{0,4} = 3300,151 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

7.5 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = \frac{1}{\frac{1}{a} + \frac{1}{b} + \frac{1}{c}} = \frac{1}{\frac{1}{10,992} + \frac{1}{5,224} + \frac{1}{0,6}} = 0,924 \quad (7-18)$$

a, b, c [m] - výška, šírka a hĺbka voľného priestoru medzi doskami

Objemová koncentrácia trojatómových plynov

$$\Gamma_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin}}{O_{SVmin} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (7-19)$$

$$\Gamma_{H_2O} = \frac{1,041 + (1,041 - 1) \cdot (1,27 - 1) \cdot 3,982}{4,751 + (1,27 - 1) \cdot 3,982} = 0,186$$

$$\Gamma_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SVmin} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (7-20)$$

$$\Gamma_{RO_2} = \frac{0,686 + 0,0007511}{4,751 + (1,27 - 1) \cdot 3,982} = 0,118$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (7-21)$$

$$r_S = 0,186 + 0,118 = 0,304$$

Parciální tlak trojatómových plynů v spalínách

$$p_S = r_S \cdot p = 0,304 \cdot 0,101 = 0,03 \text{ MPa} \quad (7-22)$$

p [MPa] - tlak za normálnych podmienok

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S \quad (7-23)$$

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,186}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,924}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1133,35 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,304 = 2,838$$

Hmotnosť spalín G_S

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VVmin} \quad (7-24)$$

$$G_S = 1 - 0,0789 + 1,306 \cdot 1,27 \cdot 3,982 = 7,526 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Koncentrácia popola v spalínách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} \quad (7-25)$$

$$\mu_{pk} = \frac{0,0789 \cdot (0,87 + 1)}{2 \cdot 7,526} = 0,00983$$

Súčiniteľ zoslabenia sálaním popolčkovými časticami

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (7-26)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0093}{\sqrt[3]{(1133,35 + 273,15)^2 \cdot 0,000016^2}} = 0,701$$

d_{pk} [μm] - stredný efektívny priemer častíc popolčeku [4]

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad (7-27)$$

$$k \cdot p \cdot s = (2,838 + 0,701) \cdot 0,101 \cdot 0,924 = 0,331$$

Stupeň černosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,331} = 0,279 \quad (7-28)$$

Teplota povrchu nánosu na strane spalín

$$t_z = t_p + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{SH3}}{S_{SH3}} \cdot 10^3 \quad (7-29)$$

$$t_z = 451,125 + \left(0,0059 + \frac{1}{3300,151} \right) \cdot \frac{19288,888}{490,416} \cdot 10^3 = 695,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad - \text{ súčiniteľ zanesenia [4]}$$

$$a_{st} = 0,8 [-] \quad - \text{ stupeň černosti povrchu stien [4]}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (t_s + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}} \quad (7-30)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,279 \cdot (1133,35 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{695,1 + 273,15}{1133,35 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{695,1 + 273,15}{1133,35 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 99,078 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

7.6 Súčiniteľ prostupu tepla

$$\xi = 0,85 [-] \quad - \text{ súčiniteľ využitia plochy [4]}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín pre priečne prúdenie

$$\alpha_s^{pr} = \xi \cdot \left(\alpha_{ks}^{pr} \cdot \frac{D}{2 \cdot s_2 \cdot 0,95} + \alpha_{sal} \right) \quad (7-31)$$

$$\alpha_s^{pr} = 0,85 \cdot \left(11,124 \cdot \frac{0,0381}{2 \cdot 0,048 \cdot 0,95} + 99,078 \right) = 96,626 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín pre priečne prúdenie

$$\alpha_s^{po} = \xi \cdot \left(\alpha_{ks}^{po} \cdot \frac{D}{2 \cdot s_2 \cdot 0,95} + \alpha_{sal} \right) \quad (7-32)$$

$$\alpha_s^{po} = 0,85 \cdot \left(8,636 \cdot \frac{0,0381}{2 \cdot 0,048 \cdot 0,95} + 99,078 \right) = 93,85 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Podiel tepla vysálaného z ohniska a odovzdaného do priestoru

$$m = \frac{Q_{ods}}{Q_{SH3}} = \frac{2226,419}{19288,889} = 0,115 \quad (7-33)$$

Súčiniteľ prostupu tepla pre priečne prúdenie

$$k^{pr} = \frac{\alpha_s^{pr}}{1 + \alpha_s^{pr} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot (1 + m)} \quad (7-34)$$

$$k^{pr} = \frac{96,626}{1 + 96,626 \cdot \left(0,0059 + \frac{1}{3300,151}\right) \cdot (1 + 0,115)} = 57,91 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prostupu tepla pre pozdĺžne prúdenie

$$k^{po} = \frac{\alpha_s^{po}}{1 + \alpha_s^{po} \cdot \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot (1 + m)} \quad (7-35)$$

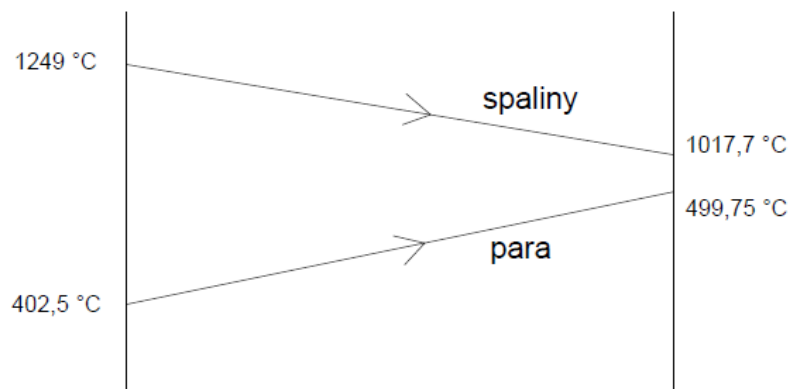
$$k^{po} = \frac{93,85}{1 + 93,85 \cdot \left(0,0059 + \frac{1}{3300,151}\right) \cdot (1 + 0,115)} = 56,901 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$k_{cel} = k^{pr} \cdot 0,7 + k^{po} \cdot 0,3 = 57,91 \cdot 0,7 + 56,901 \cdot 0,3 = 57,607 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7-36)$$

7.7 Tepelný výkon doskového prehrievača SH3**Teplotný spád**

Pomer väčšieho a menšieho rozdielu teplôt je menší ako 1,7 preto sa môže teplotný spád počítať ako rozdiel strednej teploty spalín a pary.

$$\Delta t = t_s - t_p = 1133,35 - 451,125 = 682,225 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7-37)$$



Obr. 7-2 Teplotný spád doskového prehrievača SH3

Tepelný výkon

$$Q_{SH3}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S_{SH3} = 57,607 \cdot 682,225 \cdot 490,416 = 19273,92 \text{ kW} \quad (7-38)$$

Kontrola

$$\Delta Q_{SH3} = \frac{Q_{SH3}^{\text{skut}} - Q_{SH3}}{Q_{SH3}} \cdot 100 = \frac{19273,92 - 19288,889}{19288,889} \cdot 100 = -0,078 \% \quad (7-39)$$

7.8 Výpočet paralelných plôch**7.8.1 Prvý úsek stropného prehrievača SH1****Návrh geometrie**

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 6,2 \text{ mm} = 0,0062 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 6,2 = 47,9 \text{ mm} = 0,0479 \text{ m}$
Rozteč trubiiek:	$s_1 = 210 \text{ mm} = 0,21 \text{ m}$
Počet trubiiek:	$n_{\text{tr}} = 40$

Povrch trubiiek

$$S = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{\text{tr}} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 5,527 \cdot 40 = 41,881 \text{ m}^2 \quad (7-40)$$

Parametre pary a spalín

Tab. 7-5 Parametre spalín a pary pre prvý úsek stropného prehrievača SH1

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota pary	t_p^{in}	343,22	°C	teplota pary	t_p^{out}	344,62	°C
teplota spalín	t_s^{in}	1249	°C	teplota spalín	t_s^{out}	1017,7	°C

Stredné hodnoty

Stredný merný objem pary

$$v_p^{\text{in}} = 0,0101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p^{\text{out}} = 0,0117 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p = \frac{v_p^{\text{in}} + v_p^{\text{out}}}{2} = \frac{0,0101 + 0,0117}{2} = 0,0109 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (7-41)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot (M_{pp} - M_{vs1} - M_{vs2}) \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (7-42)$$

$$w_p = \frac{4 \cdot (65,278 - 5 - 5) \cdot 0,0109}{\pi \cdot 0,04794^2 \cdot 40} = 8,359 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 7-6 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$109,0535 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,287 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot v_p$	$2,493 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	2,141	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (7-43)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{109,0535 \cdot 10^{-3}}{0,0479} \cdot \left(\frac{8,359 \cdot 0,0479}{2,493 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,141^{0,4} = 6545,184 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{2 \cdot (A + B)} = \frac{4 \cdot 47,2}{2 \cdot (5,527 + 9,08)} = 6,463 \text{ m} \quad (7-44)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (7-45)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{12,731 \cdot 10^{-2}}{6,463} \cdot \left(\frac{8,396 \cdot 6,463}{208,155 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,5981^{0,4} = 7,939 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Keďže je prvý úsek stropného prehrievača SH1 paralelná plocha k doskovému prehrievaču SH3, súčiniteľ prestupu tepla sálaním má rovnakú hodnotu.

$$\alpha_{sal} = 99,078 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 0,9 \cdot (7,939 + 99,078) = 96,315 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (7-46)$$

ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [4]

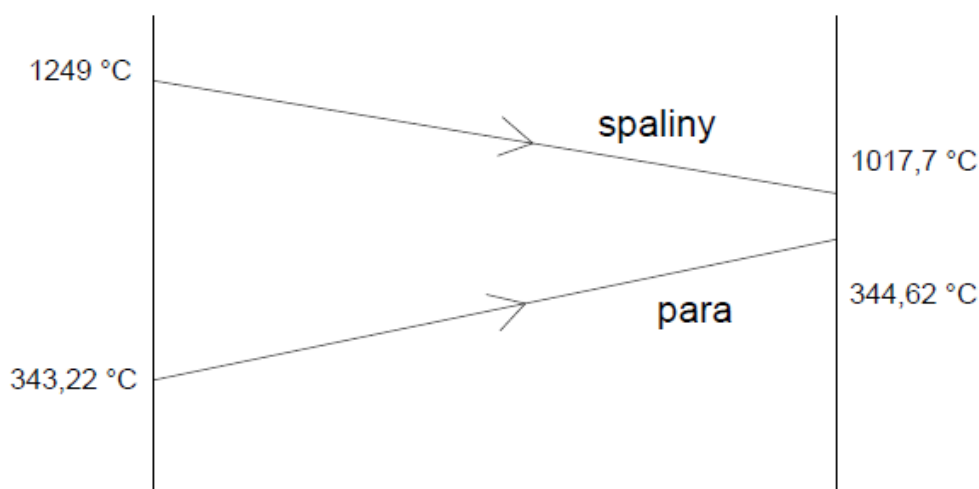
Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_{\text{cel}} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s} = \frac{96,315}{1 + \left(0,0035 + \frac{1}{6545,1849}\right) \cdot 96,315} = 71,248 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (7-47)$$

$$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad - \text{ súčiniteľ zanesenia [4]}$$

Tepelný výkon

teplotný spád



Obr. 7-3 Teplotný spád prvého úseku stropného prehrievača SH1

$$\Delta t_{\text{in}} = t_s^{\text{in}} - t_p^{\text{in}} = 1249 - 343,22 = 905,78 \text{ °C} \quad (7-48)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_s^{\text{out}} - t_p^{\text{out}} = 1017,7 - 344,62 = 673,08 \text{ °C} \quad (7-49)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{905,78 - 673,08}{\ln\left(\frac{905,78}{673,08}\right)} = 783,68 \text{ °C} \quad (7-50)$$

$$Q_{\text{SH1}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 71,248 \cdot 783,68 \cdot 41,881 = 2338,461 \text{ kW} \quad (7-51)$$

7.8.2 Trubky výparníka na stenách

Návrh geometrie

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 5 = 50,3 \text{ mm} = 0,0503 \text{ m}$
Rozteč trubiek:	$s_1 = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$
Počet trubiek:	$n_{tr} = 250$

Povrch trubiek

$$S = B \cdot C + 2 \cdot A \cdot C + B \cdot 1,013 \quad (7-52)$$

$$S = 9,08 \cdot 10,992 + 2 \cdot 5,527 \cdot 10,992 + 9,08 \cdot 1,013 = 230,511 \text{ m}^2$$

Parametre parovodnej zmesi a spalín

Tab. 7-7 Parametre spalín a parovodnej zmesi pre trubky výparníka na stenách

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota vody	t_p^{in}	303,22	°C	teplota pary	t_p^{out}	343,22	°C
teplota spalín	t_s^{in}	1249	°C	teplota spalín	t_s^{out}	1017,7	°C

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(A \cdot B - n_{tr} \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot (A + B) + n_{tr} \cdot \pi \cdot D} \quad (7-53)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(5,527 \cdot 9,08 - 250 \cdot \frac{60,3^2}{4} \right)}{2 \cdot (5,527 + 9,08) + 250 \cdot \pi \cdot 60,3} = 2,61 \text{ m}$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{v_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (7-54)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{12,731 \cdot 10^{-2}}{2,61} \cdot \left(\frac{8,396 \cdot 2,61}{208,155 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,5981^{0,4} = 9,517 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Keďže sú trubky výparníka na stenách paralelná plocha k doskovému prehrievaču SH3, súčiniteľ prestupu tepla sálaním má rovnakú hodnotu.

$$\alpha_{sal} = 99,078 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 0,85 \cdot (9,517 + 99,078) = 92,306 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7-55)$$

ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [4]

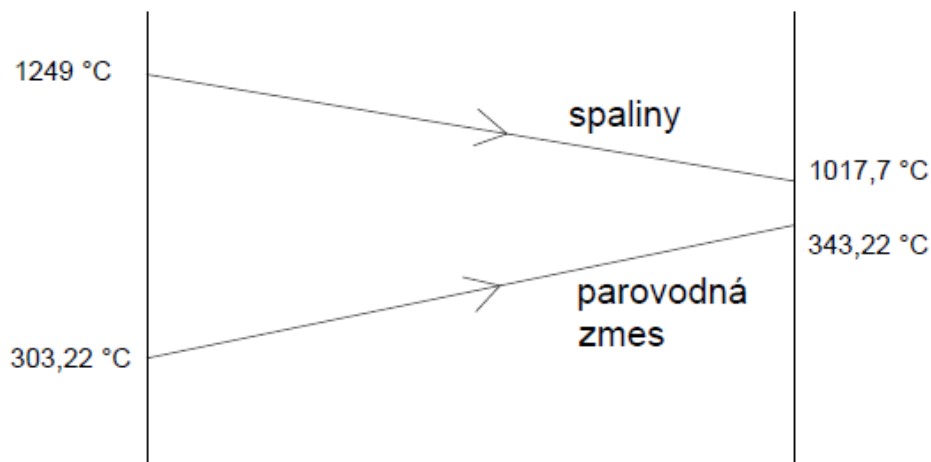
Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_{cel} = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} = \frac{92,306}{1 + 0,0035 \cdot 92,306} = 57,824 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7-56)$$

$\varepsilon \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [4]

Tepelný výkon

teplotný spád



Obr. 7-4 Teplotný spád trubiek výparníka na stenách

$$\Delta t_{in} = t_s^{in} - t_p^{in} = 1249 - 303,22 = 945,78 \text{ °C} \quad (7-57)$$

$$\Delta t_{out} = t_s^{out} - t_p^{out} = 1017,7 - 343,22 = 674,48 \text{ °C} \quad (7-58)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{in} - \Delta t_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{in}}{\Delta t_{out}}\right)} = \frac{945,78 - 674,48}{\ln\left(\frac{945,78}{674,48}\right)} = 802,501 \text{ °C} \quad (7-59)$$

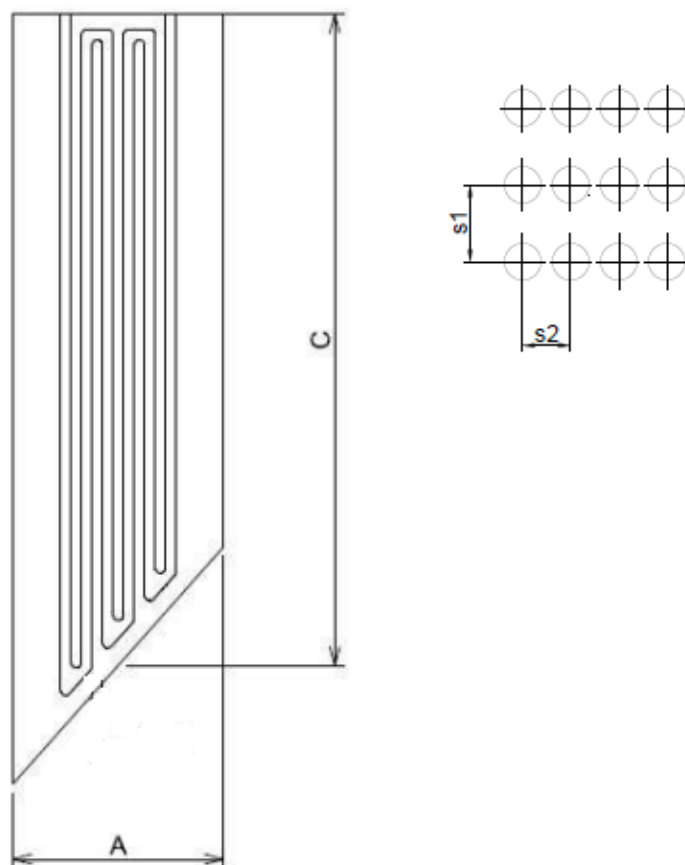
$$Q_{VYPI}^{skut} = k_{cel} \cdot \Delta t \cdot S = 57,824 \cdot 802,501 \cdot 230,511 = 10696,594 \text{ kW} \quad (7-60)$$

8 Výstupný prehrievač SH4

Prehrievač SH4 je tvorený trúbkami, ktoré vytvárajú dvojhady usporiadané vedľa seba. Prehrievač je v súpruďom zapojení a sú k nemu priradené paralelné plochy – druhý úsek stropného prehrievača SH1, trubky výparníka na stenách.

8.1 Návrh geometrie

Geometria výstupného prehrievača SH4



Obr. 8-1 Geometria výstupného prehrievača SH4

Vonkajší priemer trubky:	$D = 38,1 \text{ mm} = 0,0381 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 5,63 \text{ mm} = 0,00563 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 38,1 - 2 \cdot 5,63 = 26,84 \text{ mm} = 0,02684 \text{ m}$
Priečna rozteč:	$s_1 = 160 \text{ mm} = 0,16 \text{ m}$
Pozdĺžna rozteč:	$s_2 = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Počet radov:	$n_r = 53$
Počet trúbiek v rade:	$n_{tr} = 2$
Dĺžka jedného hada:	$l = 51253 \text{ mm} = 51,253 \text{ m}$

Povrch trubky

$$S_{\text{trubky}} = \pi \cdot D \cdot l = \pi \cdot 0,0381 \cdot 51,253 = 6,135 \text{ m}^2 \quad (8-1)$$

Plocha prehrievača SH4

$$S = S_{\text{trubky}} \cdot n_r \cdot n_{tr} = 6,135 \cdot 53 \cdot 2 = 650,279 \text{ m}^2 \quad (8-2)$$

Geometria spalínového kanála

Šírka spalínového kanála: $A = 2753 \text{ mm} = 2,753 \text{ m}$

Hĺbka spalínového kanála: $B = 9080 \text{ mm} = 9,08 \text{ m}$

Stredná výška spalínového kanála: $C = 8286 \text{ mm} = 8,286 \text{ m}$

8.2 Parametre pary a spalín

Parametre pary

Tab. 8-1 Parametre pary pre prehrievač SH4

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_p^{in}	439,3	°C	teplota	t_p^{out}	540	°C
tlak	p_p^{in}	14,33	MPa	tlak	p_p^{out}	14	MPa
merný objem	v_p^{in}	0,0190	m ³ /kg	merný objem	v_p^{out}	0,0243	m ³ /kg

Parametre spalín

Tab. 8-2 Parametre spalín pre prehrievač SH4

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_s^{in}	1017,7	°C	teplota	t_s^{out}	804,3	°C

Stredné hodnoty

Stredná teplota pary

$$t_p = \frac{t_p^{\text{in}} + t_p^{\text{out}}}{2} = \frac{439,3 + 540}{2} = 489,515 \text{ °C} \quad (8-3)$$

Stredný merný objem pary

$$v_p = \frac{v_p^{\text{in}} + v_p^{\text{out}}}{2} = \frac{0,0190 + 0,0243}{2} = 0,02165 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (8-4)$$

Středná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{\text{in}} + t_s^{\text{out}}}{2} = \frac{1017,7 + 804,3}{2} = 911^\circ\text{C} \quad (8-5)$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = B \cdot C - n_r \cdot D \cdot C = 9,08 \cdot 8,286 - 53 \cdot 0,0381 \cdot 8,286 = 58,501 \text{ m}^2 \quad (8-6)$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{pv} \cdot [O_{sv\text{min}} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{vv\text{min}}] \quad (8-7)$$

$$V_s = 13,205 \cdot [4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982] = 77,452 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s \cdot (273 + t_s)}{F_s \cdot 273} = \frac{77,452 \cdot (273 + 911)}{58,501 \cdot 273} = 5,742 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (8-8)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot M_{pp} \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_r \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 65,278 \cdot 0,02165}{\pi \cdot 0,02684^2 \cdot 53 \cdot 2} = 23,565 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (8-9)$$

8.3 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

Tab. 8-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v prehrievači SH4 [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$158,307 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$10,710 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,619	$[-]$

pomerná priečna rozteč trubiek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,16}{0,0381} = 4,119 \quad (8-10)$$

pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0381} = 2,625 \quad (8-11)$$

korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} \quad (8-12)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 4,119 - 3) \left(1 - \frac{2,625}{2}\right)^3\right]^2} = 1,433$$

$C_z = 1$ - korekčný súčiniteľ na počet radov zväzku v pozdĺžnom smere [4]

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s}\right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33} \quad (8-13)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,433 \cdot \frac{10,710 \cdot 10^{-2}}{0,0381} \cdot \left(\frac{5,742 \cdot 0,0381}{158,307 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \cdot 0,619^{0,33}$$

$$\alpha_{ks} = 75,541 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

8.4 Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 8-4 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH4

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$79,428 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,876 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot v_p$	$6,227 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,046	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{v_p}\right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (8-14)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{79,428 \cdot 10^{-3}}{0,02684} \cdot \left(\frac{23,565 \cdot 0,02684}{6,227 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,115^{0,4} = 4428,160 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

8.5 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (8-15)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0381 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,16 \cdot 0,1}{0,0381^2} - 1\right) = 0,447 \text{ m}$$

Objemová koncentracie trojatómových plynov

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{S}} + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_1 - 1) \cdot O_{\text{VVmin}}}{O_{\text{SVmin}} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{\text{VVmin}}} \quad (8-16)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1,041 + (1,041 - 1) \cdot (1,28 - 1) \cdot 3,982}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,185$$

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{O_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2}}{O_{\text{SVmin}} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{\text{VVmin}}} \quad (8-17)$$

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{0,686 + 0,0007511}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,117$$

$$r_{\text{S}} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} \quad (8-18)$$

$$r_{\text{S}} = 0,185 + 0,117 = 0,302$$

Parciálny tlak trojatómových plynov v spalínách

$$p_{\text{S}} = r_{\text{S}} \cdot p = 0,302 \cdot 0,101 = 0,03 \text{ MPa} \quad (8-19)$$

p [MPa] - tlak za normálnych podmienok

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi

$$k_{\text{S}} \cdot r_{\text{S}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{S}} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{\text{S}} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{\text{S}} \quad (8-20)$$

$$k_{\text{S}} \cdot r_{\text{S}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,447}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{911 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,302 = 4,834$$

Hmotnosť spalín G_{S}

$$G_{\text{S}} = 1 - A^{\text{r}} + 1,306 \cdot \alpha_1 \cdot O_{\text{VVmin}} \quad (8-21)$$

$$G_{\text{S}} = 1 - 0,0789 + 1,306 \cdot 1,28 \cdot 3,982 = 7,578 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Koncentracie popola v spalínách

$$\mu_{\text{pk}} = \frac{A^{\text{r}} \cdot (X_{\text{ú}} + 1)}{2 \cdot G_{\text{S}}} \quad (8-22)$$

$$\mu_{\text{pk}} = \frac{0,0789 \cdot (0,87 + 1)}{2 \cdot 7,578} = 0,0097$$

Súčiniteľ zoslabenia sálaním popolčkovými časticami

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (8-23)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0097}{\sqrt[3]{(911 + 273,15)^2 \cdot 0,000016^2}} = 0,683$$

$d_{pk} [\mu m]$ - stredný efektívny priemer častíc popolčeku [4]

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad (8-24)$$

$$k \cdot p \cdot s = (4,834 + 0,683) \cdot 0,101 \cdot 0,447 = 0,249$$

Stupeň černosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,249} = 0,219 \quad (8-25)$$

Teplota povrchu nánosů na strane spalín

$$t_z = t_p + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{SH4}}{S_{SH4}} \cdot 10^3 \quad (8-26)$$

$$t_z = 489,515 + \left(0,0054 + \frac{1}{4428,160} \right) \cdot \frac{19583,333}{650,279} \cdot 10^3 = 658,938 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad - \text{súčiniteľ zanesenia [4]}$$

$a_{st} = 0,8 [-]$ - stupeň černosti povrchu stien [4]

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (t_s + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}} \quad (8-27)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,219 \cdot (911 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{658,938 + 273,15}{911 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{658,938 + 273,15}{911 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 53,881 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

8.6 Súčiniteľ prostupu tepla

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (75,541 + 53,881) = 129,422 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (8-28)$$

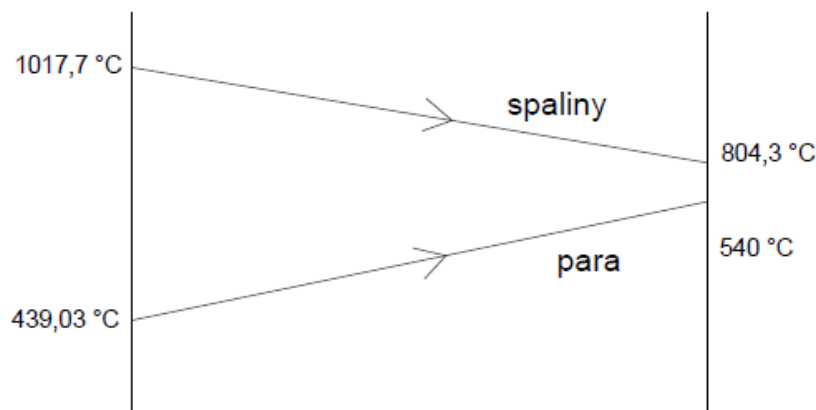
ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [5]

$$k_{\text{cel}} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s} = \frac{129,422}{1 + \left(0,0054 + \frac{1}{4428,160}\right) \cdot 129,422} = 74,892 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (8-29)$$

$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [5]

8.7 Tepelný výkon výstupného prehrievača SH4

Teplotný spád



Obr. 8-2 Teplotný spád prehrievača SH4

$$\Delta t_{\text{in}} = t_s^{\text{in}} - t_p^{\text{in}} = 1017,7 - 439,03 = 578,67 \text{ °C} \quad (8-30)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_s^{\text{out}} - t_p^{\text{out}} = 804,3 - 540 = 264,3 \text{ °C} \quad (8-31)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{578,67 - 264,3}{\ln\left(\frac{578,67}{264,3}\right)} = 401,162 \text{ °C} \quad (8-32)$$

Tepelný výkon

$$Q_{SH4}^{skut} = k_{cel} \cdot \Delta t \cdot S = 74,892 \cdot 401,162 \cdot 650,279 = 19536,981 \text{ kW} \quad (8-33)$$

Kontrola

$$\Delta Q_{SH4} = \frac{Q_{SH4}^{skut} - Q_{SH4}}{Q_{SH4}} \cdot 100 = \frac{19536,981 - 19583,333}{19583,333} \cdot 100 = -0,237 \% \quad (8-34)$$

8.8 Výpočet paralelných plôch**8.8.1 Druhý úsek stropného prehrievača SH1****Návrh geometrie**

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 6,2 \text{ mm} = 0,0062 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 6,2 = 47,9 \text{ mm} = 0,0479 \text{ m}$
Rozteč trubiek:	$s_1 = 210 \text{ mm} = 0,21 \text{ m}$
Počet trubiek:	$n_{tr} = 40$

Povrch trubiek

$$S = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,753 \cdot 40 = 20,861 \text{ m}^2 \quad (8-35)$$

Parametre pary a spalín

Tab. 8-5 Parametre spalín a pary pre druhý úsek stropného prehrievača SH1

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota pary	t_p^{in}	344,62	°C	teplota pary	t_p^{out}	345,82	°C
teplota spalín	t_s^{in}	1017,7	°C	teplota spalín	t_s^{out}	804,3	°C

Stredné hodnoty

Stredný merný objem pary

$$v_p^{in} = 0,0101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p^{out} = 0,0117 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p = \frac{v_p^{in} + v_p^{out}}{2} = \frac{0,0101 + 0,0117}{2} = 0,0109 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (8-36)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot (M_{pp} - M_{vs1} - M_{vs2}) \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (8-37)$$

$$w_p = \frac{4 \cdot (65,278 - 5 - 5) \cdot 0,0109}{\pi \cdot 0,04794^2 \cdot 40} = 8,359 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 8-6 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$109,0535 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,287 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot v_p$	$2,493 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	2,141	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [5]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (8-38)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{109,0535 \cdot 10^{-3}}{0,0479} \cdot \left(\frac{8,359 \cdot 0,0479}{2,493 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,141^{0,4} = 6545,184 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{2 \cdot (B + C)} = \frac{4 \cdot 58,501}{2 \cdot (9,08 + 8,286)} = 6,738 \text{ m} \quad (8-39)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (8-40)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{10,710 \cdot 10^{-2}}{6,738} \cdot \left(\frac{5,742 \cdot 6,738}{158,307 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,619^{0,4} = 6,162 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Keďže je druhý úsek stropného prehrievaču SH1 paralelná plocha k výstupnému prehrievaču SH4, súčiniteľ prestupu tepla sálaním má rovnakú hodnotu.

$$\alpha_{sal} = 53,881 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (6,162 + 53,881) = 60,043 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (8-41)$$

ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [4]

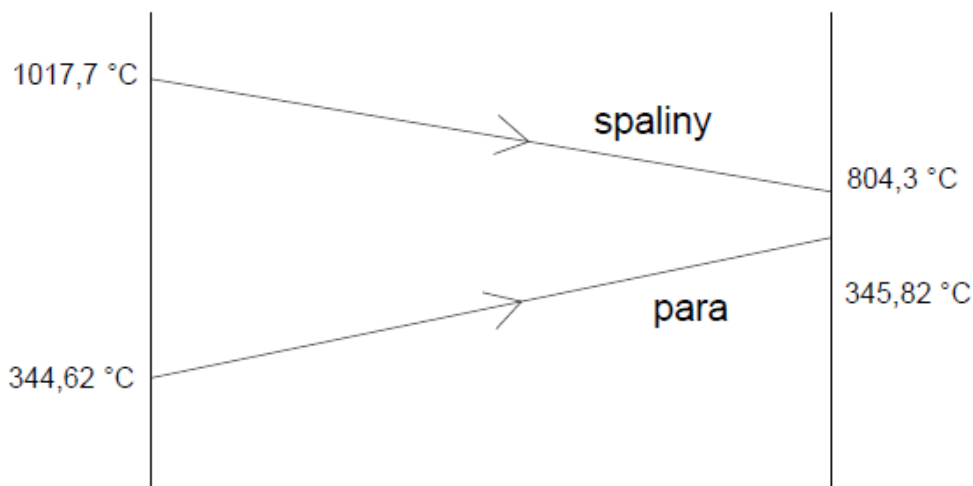
Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_{\text{cel}} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s} = \frac{60,043}{1 + \left(0,0105 + \frac{1}{6545,184}\right) \cdot 60,043} = 36,620 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (8-42)$$

$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [4]

Tepelný výkon

teplotný spád



Obr. 8-3 Teplotný spád druhého úseku stropného prehrievača SH1

$$\Delta t_{\text{in}} = t_s^{\text{in}} - t_p^{\text{in}} = 1017,7 - 344,62 = 673,08 \text{ °C} \quad (8-43)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_s^{\text{out}} - t_p^{\text{out}} = 804,3 - 345,82 = 458,48 \text{ °C} \quad (8-44)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{673,08 - 458,48}{\ln\left(\frac{673,08}{458,48}\right)} = 558,93 \text{ °C} \quad (8-45)$$

$$Q_{\text{SH1II}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 36,620 \cdot 558,93 \cdot 20,861 = 426,982 \text{ kW} \quad (8-46)$$

8.8.2 Trubky výparníka na stenách

Návrh geometrie

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 5 = 50,3 \text{ mm} = 0,0503 \text{ m}$
Rozteč trubiek:	$s_1 = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$
Počet trubiek:	$n_{tr} = 180$
Dĺžka šikmého dna:	$l = 3703 \text{ mm} = 3,703 \text{ m}$
Výška šikmého dna:	$h_d = 2477 \text{ mm} = 2,477 \text{ m}$
Zadná výška:	$h_z = 7321 \text{ mm} = 7,321 \text{ m}$

Plocha trubiek výparníka na stenách

$$S = l \cdot B + 2 \cdot \left(A \cdot h_z + \frac{A \cdot h_d}{2} \right) \quad (8-47)$$

$$S = 3,703 \cdot 9,08 + 2 \cdot \left(2,753 \cdot 7,321 + \frac{2,753 \cdot 2,477}{2} \right) = 80,752 \text{ m}^2$$

Parametre parovodnej zmesi a spalín

Tab. 8-7 Parametre spalín a parovodnej zmesi pre trubky výparníka na stenách

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota vody	t_p^{in}	303,22	°C	teplota pary	t_p^{out}	343,22	°C
teplota spalín	t_s^{in}	1017,7	°C	teplota spalín	t_s^{out}	804,3	°C

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{2 \cdot (B + C)} = \frac{4 \cdot 58,501}{2 \cdot (9,08 + 8,286)} = 6,738 \text{ m} \quad (8-48)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{v_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (8-49)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{10,710 \cdot 10^{-2}}{6,738} \cdot \left(\frac{5,742 \cdot 6,738}{158,307 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,619^{0,4} = 6,162 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Keďže sú trubky výparníka na stenách paralelná plocha k výstupnému prehrievaču SH4, súčiniteľ prestupu tepla sálaním má rovnakú hodnotu.

$$\alpha_{sal} = 53,881 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (6,162 + 53,881) = 60,043 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8-50)$$

ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [4]

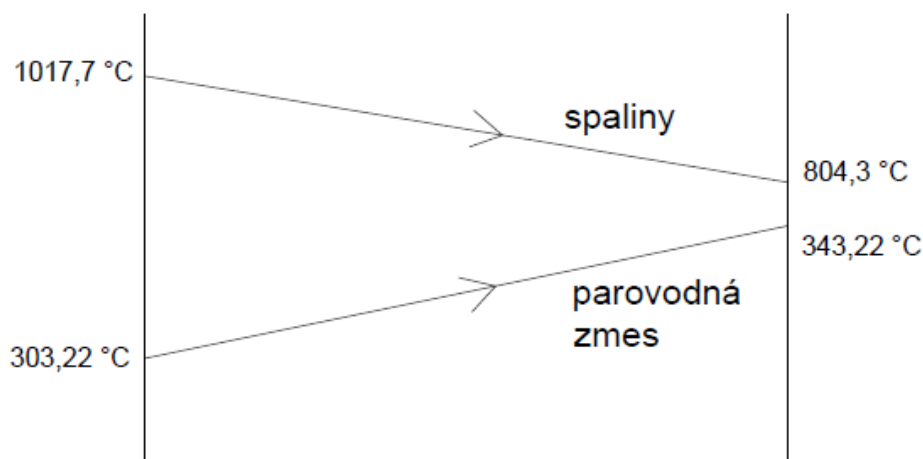
Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_{cel} = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} = \frac{60,043}{1 + 0,006 \cdot 60,043} = 44,141 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8-51)$$

$\varepsilon \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [4]

Tepelný výkon

teplotný spád



Obr. 8-4 Teplotný spád trubiek výparníku na stenách

$$\Delta t_{in} = t_s^{in} - t_p^{in} = 1017,7 - 303,22 = 714,48 \text{ °C} \quad (8-52)$$

$$\Delta t_{out} = t_s^{out} - t_p^{out} = 804,3 - 343,22 = 461,08 \text{ °C} \quad (8-53)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{in} - \Delta t_{out}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{in}}{\Delta t_{out}} \right)} = \frac{714,48 - 461,08}{\ln \left(\frac{714,48}{461,08} \right)} = 578,561 \text{ °C} \quad (8-54)$$

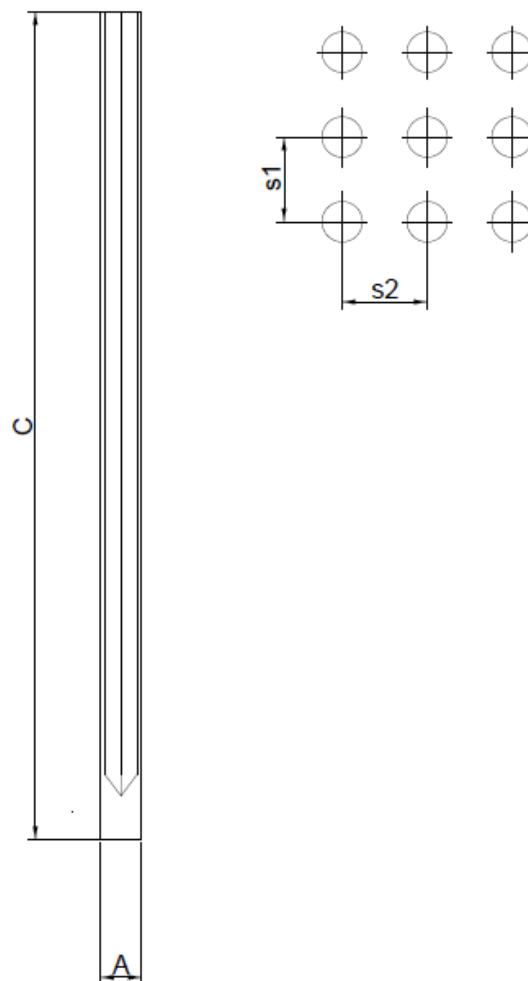
$$Q_{VYPH}^{skut} = k_{cel} \cdot \Delta t \cdot S = 44,141 \cdot 578,561 \cdot 80,752 = 2062,257 \text{ kW} \quad (8-55)$$

9 Mreža výparníka

Mreža výparníka je tvorená trubkami usporiadanými za sebou. Prevádza parovodnú zmes z membránovej steny cez spalínový kanál ku bubnu. Paralelná plocha k mreži výparníka je tretí úsek stropného prehrievača SH1.

9.1 Návrh geometrie

Geometria mreže výparníku



Obr. 9-1 Geometria mreže výparníka

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 5 = 50,3 \text{ mm} = 0,0503 \text{ m}$
Priečna rozteč:	$s_1 = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$
Pozdĺžna rozteč:	$s_2 = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ m}$
Počet radov:	$n_r = 60$
Počet trubiek v rade:	$n_{tr} = 3$
Dĺžka jednej trubky:	$l = 7200 \text{ mm} = 7,200 \text{ m}$

Povrch trubky

$$S_{\text{trubky}} = \pi \cdot D \cdot l = \pi \cdot 0,0603 \cdot 7,200 = 1,364 \text{ m}^2 \quad (9-1)$$

Plocha mreže výparníku

$$S = S_{\text{trubky}} \cdot n_r \cdot n_{\text{tr}} = 1,364 \cdot 60 \cdot 3 = 245,512 \text{ m}^2 \quad (9-2)$$

Geometria spalínového kanála

Šírka spalínového kanála: $A = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$
 Hĺbka spalínového kanála: $B = 9080 \text{ mm} = 9,08 \text{ m}$
 Výška spalínového kanála: $C = 7321 \text{ mm} = 7,321 \text{ m}$

9.2 Parametre parovodnej zmesi a spalín

Parametre parovodnej zmesi

Tab. 9-1 Parametre parovodnej zmesi pre mrežu výparníka

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_p^{in}	303,22	°C	teplota	t_p^{out}	343,22	°C
tlak	p_p^{in}	15,2	MPa	tlak	p_p^{out}	15,2	MPa

Parametre spalín

Tab. 9-2 Parametre spalín pre mrežu výparníka

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_s^{in}	804,3	°C	teplota	t_s^{out}	790,8	°C

Stredné hodnoty

Stredná teplota parovodnej zmesi

$$t_p = \frac{t_p^{\text{in}} + t_p^{\text{out}}}{2} = \frac{303,22 + 343,22}{2} = 323,22 \text{ °C} \quad (9-3)$$

Stredná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{\text{in}} + t_s^{\text{out}}}{2} = \frac{804,3 + 790,8}{2} = 797,55 \text{ °C} \quad (9-4)$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = B \cdot C - n_r \cdot D \cdot l = 9,08 \cdot 7,321 - 60 \cdot 0,0603 \cdot 7,200 = 40,425 \text{ m}^2 \quad (9-5)$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{pv} \cdot [O_{svmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{vvmin}] \quad (9-6)$$

$$V_s = 13,205 \cdot [4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982] = 77,452 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s \cdot (273 + t_s)}{F_s \cdot 273} = \frac{77,452 \cdot (273 + 797,55)}{40,425 \cdot 273} = 7,513 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9-7)$$

9.3 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

Tab. 9-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v mreži výparníka [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$134,757 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$9,691 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,632	$[-]$

pomerná priečna rozteč trubiek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,15}{0,0603} = 2,488 \quad (9-8)$$

pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,15}{0,0603} = 2,488 \quad (9-9)$$

korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} \quad (9-10)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,488 - 3) \left(1 - \frac{2,488}{2}\right)^3\right]^2} = 1,06$$

korekčný súčiniteľ na počet radov zväzku v pozdĺžnom smere [4]

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{tr} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (9-11)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33} \quad (9-12)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 1,06 \cdot \frac{9,691 \cdot 10^{-2}}{0,0603} \cdot \left(\frac{7,513 \cdot 0,0603}{134,757 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,632^{0,33}$$

$$\alpha_{ks} = 52,88 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

9.4 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (9-13)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,15}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,373 \text{ m}$$

Objemová koncentrácia trojatómových plynov

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (X_v - 1) \cdot (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}}{O_{SVmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (9-14)$$

$$r_{H_2O} = \frac{1,041 + (1,041 - 1) \cdot (1,28 - 1) \cdot 3,982}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,185$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SVmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (9-15)$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,686 + 0,0007511}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,117$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (9-16)$$

$$r_s = 0,185 + 0,117 = 0,302$$

Parciálny tlak trojatómových plynov v spalinách

$$p_s = r_s \cdot p = 0,302 \cdot 0,101 = 0,03 \text{ MPa} \quad (9-17)$$

p [MPa] - tlak za normálnych podmienok

Súčiniteľ zoslabenia sárania trojatómovými plynmi

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S \quad (9-18)$$

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,373}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{797,55 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,303 = 5,723$$

Hmotnosť spalín G_S

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_1 \cdot O_{VVmin} \quad (9-19)$$

$$G_S = 1 - 0,0789 + 1,306 \cdot 1,28 \cdot 3,982 = 7,578 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Koncentrácia popola v spalinách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} \quad (9-20)$$

$$\mu_{pk} = \frac{0,0789 \cdot (0,87 + 1)}{2 \cdot 7,578} = 0,0097$$

Súčiniteľ zoslabenia sálaním popolčekovými časticami

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (9-21)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0097}{\sqrt[3]{(797,55 + 273,15)^2 \cdot 0,000016^2}} = 0,835$$

$d_{pk} [\mu m]$ - stredný efektívny priemer častíc popolčeku [4]

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad (9-22)$$

$$k \cdot p \cdot s = (5,723 + 0,835) \cdot 0,101 \cdot 0,373 = 0,244$$

Stupeň černosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,244} = 0,217 \quad (9-23)$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalín

$$t_z = t_p + \Delta t = 323,22 + 80 = 403,22 \text{ °C} \quad (9-24)$$

Δt [°C] - zvýšení teploty [4]

$a_{st} = 0,8$ [-] - stupeň černosti povrchu stien [4]

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (t_s + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}} \quad (9-25)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,219 \cdot (797,55 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{403,22 + 273,15}{797,55 + 273,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{403,22 + 273,15}{797,55 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 31,193 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

9.5 Súčiniteľ prostupu tepla**Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín**

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (52,880 + 31,193) = 84,073 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (9-26)$$

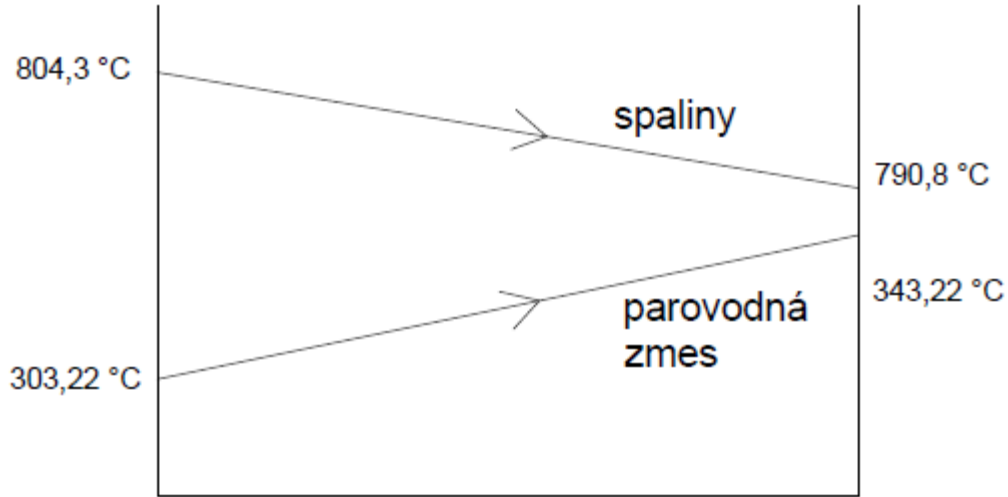
ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [4]

$$k_{cel} = \psi \cdot \alpha_s = 0,65 \cdot 84,073 = 54,647 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (9-27)$$

ψ [-] - súčiniteľ tepelnej efektívnosti [4]

9.6 Tepelný výkon mreže výparníka

Teplotný spád



Obr. 9-2 Teplotný spád mreže výparníka

$$\Delta t_{\text{in}} = t_{\text{s}}^{\text{in}} - t_{\text{p}}^{\text{in}} = 804,3 - 303,22 = 501,08 \text{ °C} \quad (9-28)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_{\text{s}}^{\text{out}} - t_{\text{p}}^{\text{out}} = 790,8 - 343,22 = 447,58 \text{ °C} \quad (9-29)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{501,08 - 447,58}{\ln\left(\frac{501,08}{447,58}\right)} = 473,827 \text{ °C} \quad (9-30)$$

Tepelný výkon

$$Q_{\text{mVYP}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 54,647 \cdot 473,827 \cdot 245,512 = 6357,139 \text{ kW} \quad (9-31)$$

Kontrola výkonu výparníka

$$Q_{\text{VYP}}^{\text{skut}} = Q_{\text{pl}} + Q_{\text{VYPI}}^{\text{skut}} + Q_{\text{VYPII}}^{\text{skut}} + Q_{\text{mVYP}}^{\text{skut}} \quad (9-32)$$

$$Q_{\text{VYP}}^{\text{skut}} = 50046,360 + 10696,594 + 2062,257 + 6357,139 = 69162,350 \text{ kW}$$

$$\Delta Q_{\text{VYP}}^{\text{skut}} = \frac{Q_{\text{VYP}}^{\text{skut}} - Q_{\text{VYP}}}{Q_{\text{VYP}}} \cdot 100 = \frac{69162,350 - 69069,583}{69069,583} \cdot 100 = 0,134 \% \quad (9-33)$$

9.7 Výpočet paralelných plôch

9.7.1 Tretí úsek stropného prehrievača SH1

Návrh geometrie

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 6,2 \text{ mm} = 0,0062 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 6,2 = 47,9 \text{ mm} = 0,0479 \text{ m}$
Rozteč trubiek:	$s_1 = 210 \text{ mm} = 0,21 \text{ m}$
Počet trubiek:	$n_{tr} = 40$

Povrch trubiek

$$S = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 0,3 \cdot 40 = 2,273 \text{ m}^2 \quad (9-34)$$

Parametre pary a spalín

Tab. 9-4 Parametre spalín a pary pre tretí úsek stropného prehrievača SH1

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota pary	t_p^{in}	345,82	°C	teplota pary	t_p^{out}	346,08	°C
teplota spalín	t_s^{in}	804,3	°C	teplota spalín	t_s^{out}	790,8	°C

Stredné hodnoty

Stredný merný objem pary

$$v_p^{in} = 0,0101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p^{out} = 0,0117 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p = \frac{v_p^{in} + v_p^{out}}{2} = \frac{0,0101 + 0,0117}{2} = 0,0109 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (9-35)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot (M_{pp} - M_{vs1} - M_{vs2}) \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (9-36)$$

$$w_p = \frac{4 \cdot (65,278 - 5 - 5) \cdot 0,0109}{\pi \cdot 0,04794^2 \cdot 40} = 8,359 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 9-5 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$109,0535 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,287 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot v_p$	$2,493 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	2,141	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (9-37)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{109,0535 \cdot 10^{-3}}{0,0479} \cdot \left(\frac{8,359 \cdot 0,0479}{2,493 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,141^{0,4} = 6545,184 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{2 \cdot (B + C)} = \frac{4 \cdot 40,425}{2 \cdot (9,08 + 7,321)} = 4,930 \text{ m} \quad (9-38)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{v_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (9-39)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{9,691 \cdot 10^{-2}}{4,930} \cdot \left(\frac{7,513 \cdot 4,930}{134,757 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,632^{0,4} = 8,438 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Keďže je tretí úsek stropného prehrievača SH1 paralelná plocha k mreži výparníka, súčiniteľ prestupu tepla sálaním má rovnakú hodnotu.

$$\alpha_{sal} = 31,193 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (8,438 + 31,193) = 39,631 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9-40)$$

$\omega [-]$ - súčiniteľ omývania plochy [4]

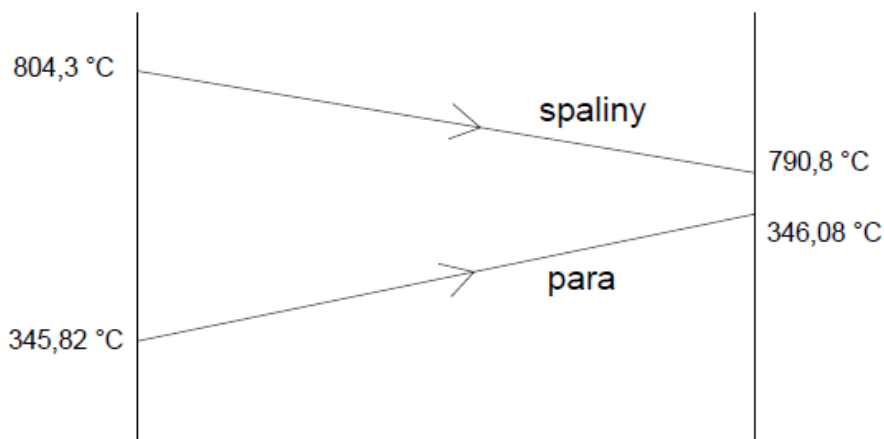
Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_{cel} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_s} = \frac{39,631}{1 + \left(0,0065 + \frac{1}{6545,184} \right) \cdot 39,631} = 31,363 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9-41)$$

$\varepsilon \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [4]

Tepelný výkon

teplotný spád



Obr. 9-3 Teplotný spád tretieho úseku stropného prehrievača SH1

$$\Delta t_{\text{in}} = t_{\text{s}}^{\text{in}} - t_{\text{p}}^{\text{in}} = 804,3 - 345,82 = 458,48 \text{ °C} \quad (9-42)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_{\text{s}}^{\text{out}} - t_{\text{p}}^{\text{out}} = 790,8 - 346,08 = 444,72 \text{ °C} \quad (9-43)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{458,48 - 444,72}{\ln\left(\frac{458,48}{444,72}\right)} = 451,56 \text{ °C} \quad (9-44)$$

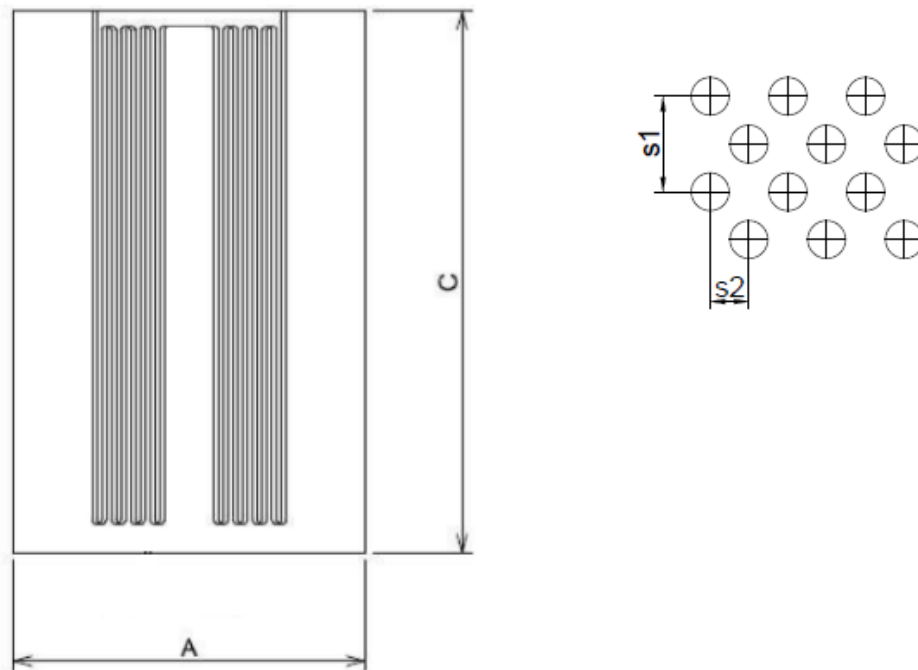
$$Q_{\text{SH1III}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 31,363 \cdot 451,56 \cdot 2,273 = 32,194 \text{ kW} \quad (9-45)$$

10 Prehrievač SH2

Prehrievač SH2 je tvorený dvoj-hadmi, ktorých trubky sú usporiadané striedavo a v protiprúdom zapojení. K prehrievaču SH2 patrí paralelná plocha štvrtý úsek stropného prehrievača SH1.

10.1 Návrh geometrie

Geometria prehrievača SH2



Obr. 10-1 Geometria prehrievača SH2

Vonkajší priemer trubky:	$D = 31,8 \text{ mm} = 0,0318 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 5,63 \text{ mm} = 0,00563 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 31,8 - 2 \cdot 5,63 = 20,54 \text{ mm} = 0,02054 \text{ m}$
Priečna rozteč:	$s_1 = 160 \text{ mm} = 0,16 \text{ m}$
Pozdĺžna rozteč:	$s_2 = 65 \text{ mm} = 0,065 \text{ m}$
Počet radov:	$n_r = 56$
Počet trubiek v rade:	$n_{tr} = 2$
Dĺžka jedného hada:	$l = 112605 \text{ mm} = 112,605 \text{ m}$
Výška prehrievača:	$h = 6870 \text{ mm} = 6,870 \text{ m}$

Povrch trubky

$$S_{trubky} = \pi \cdot D \cdot l = \pi \cdot 0,0318 \cdot 112,605 = 11,25 \text{ m}^2 \quad (10-1)$$

Plocha prehrievača SH2

$$S = S_{\text{trubky}} \cdot n_r \cdot n_{tr} = 11,25 \cdot 56 \cdot 2 = 1259,948 \text{ m}^2 \quad (10-2)$$

Geometria spalínového kanála

Šírka spalínového kanála: $A = 5028 \text{ mm} = 5,028 \text{ m}$

Hĺbka spalínového kanála: $B = 9080 \text{ mm} = 9,08 \text{ m}$

Výška spalínového kanála: $C = 7321 \text{ mm} = 7,321 \text{ m}$

10.2 Parametre pary a spalín

Parametre pary

Tab. 10-1 Parametre pary pre prehrievač SH2

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_p^{in}	348,78	°C	teplota	t_p^{out}	456,95	°C
tlak	p_p^{in}	14,9	MPa	tlak	p_p^{out}	14,5	MPa
merný objem	v_p^{in}	0,0117	m ³ /kg	merný objem	v_p^{out}	0,0196	m ³ /kg

Parametre spalín

Tab. 10-2 Parametre spalín pre prehrievač SH2

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_s^{in}	790,8	°C	teplota	t_s^{out}	593,9	°C

Stredné hodnoty

Stredná teplota pary

$$t_p = \frac{t_p^{\text{in}} + t_p^{\text{out}}}{2} = \frac{348,78 + 456,95}{2} = 402,865 \text{ °C} \quad (10-3)$$

Stredný merný objem pary

$$v_p = \frac{v_p^{\text{in}} + v_p^{\text{out}}}{2} = \frac{0,0117 + 0,0196}{2} = 0,01565 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (10-4)$$

Stredná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{\text{in}} + t_s^{\text{out}}}{2} = \frac{790,8 + 593,9}{2} = 692,35 \text{ °C} \quad (10-5)$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = B \cdot C - n_r \cdot n_{tr} \cdot D \cdot h \quad (10-6)$$

$$F_s = 9,08 \cdot 7,321 - 56 \cdot 2 \cdot 0,0318 \cdot 6,870 = 42,006 \text{ m}^2$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{pv} \cdot [O_{SVmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}] \quad (10-7)$$

$$V_s = 13,205 \cdot [4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982] = 77,452 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s \cdot (273 + t_s)}{F_s \cdot 273} = \frac{77,452 \cdot (273 + 692,35)}{42,006 \cdot 273} = 6,52 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (10-8)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot (M_{pp} - M_{vs1} - M_{vs2}) \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_r \cdot n_{tr}} \quad (10-9)$$

$$w_p = \frac{4 \cdot (65,278 - 5 - 5) \cdot 0,01565}{\pi \cdot 0,02054^2 \cdot 56 \cdot 2} = 23,311 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

10.3 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

Tab. 10-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v prehrievači SH2 [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$112,589 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$8,685 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,641	$[-]$

pomerná priečna rozteč trubiek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,16}{0,0318} = 5,031 \quad (10-10)$$

pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,065}{0,0318} = 2,044 \quad (10-11)$$

pomerná uhlopriečna rozteč

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (10-12)$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot 5,031^2 + 2,044^2} = 3,241$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{5,031 - 1}{3,241 - 1} = 1,799 \quad (10-13)$$

korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,361 \quad (10-14)$$

korekčný súčiniteľ na počet radov zväzku v pozdĺžnom smere [4]

$$C_z = 1$$

$$\alpha_{ks} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} \quad (10-15)$$

$$\alpha_{ks} = 1 \cdot 0,361 \cdot \frac{8,685 \cdot 10^{-2}}{0,0318} \cdot \left(\frac{6,52 \cdot 0,0318}{112,589 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,641^{0,33}$$

$$\alpha_{ks} = 77,389 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

10.4 Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 10-4 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH2

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$78,614 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,505 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_{p=}$ $\eta_p \cdot \nu_p$	$3,92 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,274	[-]

$C_l = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (10-16)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{78,614 \cdot 10^{-3}}{0,02054} \cdot \left(\frac{23,311 \cdot 0,02054}{3,92 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,274^{0,4} = 7179,707 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

10.5 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (10-17)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,16 \cdot 0,0605}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,346 \text{ m}$$

Objemová koncentrácia trojatómových plynov

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{O_{\text{H}_2\text{O}}^s + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_1 - 1) \cdot O_{\text{VVmin}}}{O_{\text{SVmin}} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{\text{VVmin}}} \quad (10-18)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1,041 + (1,041 - 1) \cdot (1,28 - 1) \cdot 3,982}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,185$$

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{O_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2}}{O_{\text{SVmin}} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{\text{VVmin}}} \quad (10-19)$$

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{0,686 + 0,0007511}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,117$$

$$r_s = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} \quad (10-20)$$

$$r_s = 0,185 + 0,117 = 0,302$$

Parciálny tlak trojatómových plynov v spalinách

$$p_s = r_s \cdot p = 0,302 \cdot 0,101 = 0,03 \text{ MPa} \quad (10-21)$$

p [MPa] - tlak za normálnych podmienok

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s \quad (10-22)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,346}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{692,35 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,302 = 6,296$$

Hmotnost' spalín G_S

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_1 \cdot O_{VVmin} \quad (10-23)$$

$$G_S = 1 - 0,0789 + 1,306 \cdot 1,28 \cdot 3,982 = 7,578 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Koncentrácia popola v spalínách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} \quad (10-24)$$

$$\mu_{pk} = \frac{0,0789 \cdot (0,87 + 1)}{2 \cdot 7,578} = 0,0097$$

Súčiniteľ zoslabenia sálaním popolčekovými časticami

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (10-25)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0097}{\sqrt[3]{(911 + 273,15)^2 \cdot 0,000016^2}} = 0,683$$

$d_{pk} [\mu m]$ - stredný efektívny priemer častíc popolčeku [4]

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad (10-26)$$

$$k \cdot p \cdot s = (6,296 + 0,683) \cdot 0,101 \cdot 0,346 = 0,244$$

Stupeň černosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,244} = 0,216 \quad (10-27)$$

Teplota povrchu nánosů na strane spalín

$$t_z = t_p + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{SH2}}{S} \cdot 10^3 \quad (10-28)$$

$$t_z = 402,865 + \left(0,0035 + \frac{1}{7179,707} \right) \cdot \frac{27638,889}{1259,948} \cdot 10^3 = 483,358 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [4]

$a_{st} = 0,8 [-]$ - stupeň černosti povrchu stien [4]

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (t_s + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}} \quad (10-29)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,216 \cdot (692,35 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{483,358 + 273,15}{692,35 + 273,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{483,358 + 273,15}{692,35 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 28,511 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

10.6 Súčiniteľ prostupu tepla

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (77,389 + 28,511) = 105,900 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10-30)$$

$\omega [-]$ - súčiniteľ omývania plochy [4]

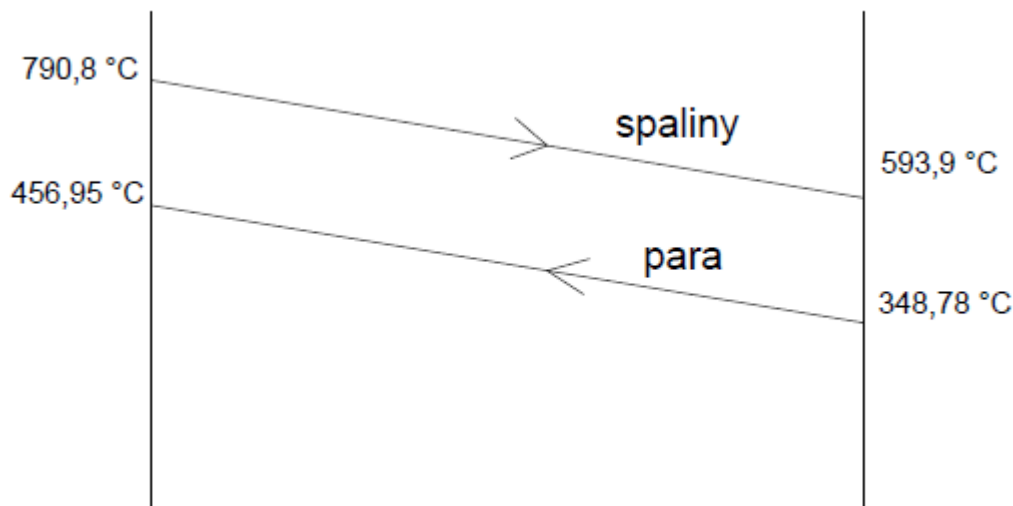
$$k_{cel} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s} \quad (10-31)$$

$$k_{cel} = \frac{105,900}{1 + \left(0,0035 + \frac{1}{7179,707}\right) \cdot 105,900} = 76,441 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$\varepsilon \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$ - súčiniteľ zanesenia [4]

10.7 Tepelný výkon prehrievača SH2

Teplotný spád



Obr. 10-2 Teplotný spád prehrievača SH2

$$\Delta t_{\text{in}} = t_{\text{s}}^{\text{in}} - t_{\text{p}}^{\text{in}} = 790,8 - 456,95 = 333,85 \text{ °C} \quad (10-32)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_{\text{s}}^{\text{out}} - t_{\text{p}}^{\text{out}} = 593,9 - 348,78 = 245,12 \text{ °C} \quad (10-33)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{333,85 - 245,12}{\ln\left(\frac{333,85}{245,12}\right)} = 287,204 \text{ °C} \quad (10-34)$$

Tepelný výkon

$$Q_{\text{SH2}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 76,441 \cdot 287,204 \cdot 1259,948 = 27660,793 \text{ kW} \quad (10-35)$$

Kontrola

$$\Delta Q_{\text{SH2}} = \frac{Q_{\text{SH2}}^{\text{skut}} - Q_{\text{SH2}}}{Q_{\text{SH2}}} \cdot 100 = \frac{27660,793 - 27638,889}{27638,889} \cdot 100 = 0,079\% \quad (10-36)$$

10.8 Výpočet paralelných plůch

10.8.1 Štvrtý úsek stropného prehrievača SH1

Návrh geometrie

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 6,2 \text{ mm} = 0,0062 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 6,2 = 47,9 \text{ mm} = 0,0479 \text{ m}$
Rozteč trubiek:	$s_1 = 210 \text{ mm} = 0,21 \text{ m}$
Počet trubiek:	$n_{tr} = 40$

Povrch trubiek

$$S = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 5,028 \cdot 40 = 38,100 \text{ m}^2 \quad (10-37)$$

Parametre pary a spalín

Tab. 10-5 Parametre spalín a pary pre štvrtý úsek stropného prehrievača SH1

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota pary	t_p^{in}	346,08	°C	teplota pary	t_p^{out}	347,28	°C
teplota spalín	t_s^{in}	790,8	°C	teplota spalín	t_s^{out}	593,9	°C

Stredné hodnoty

Stredný merný objem pary

$$v_p^{\text{in}} = 0,0101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p^{\text{out}} = 0,0117 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p = \frac{v_p^{\text{in}} + v_p^{\text{out}}}{2} = \frac{0,0101 + 0,0117}{2} = 0,0109 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (10-38)$$

Rýchlosť prúdenia pary

$$w_p = \frac{4 \cdot (M_{pp} - M_{vs1} - M_{vs2}) \cdot v_p}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (10-39)$$

$$w_p = \frac{4 \cdot (65,278 - 5 - 5) \cdot 0,0109}{\pi \cdot 0,04794^2 \cdot 40} = 8,359 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 10-6 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$109.0535 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,287 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot \nu_p$	$2,493 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	2,141	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (10-40)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{109.0535 \cdot 10^{-3}}{0,0479} \cdot \left(\frac{8,359 \cdot 0,0479}{2,493 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,141^{0,4} = 6545,184 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

ekvivalentný priemer

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{2 \cdot (B + C)} = \frac{4 \cdot 42,006}{2 \cdot (9,08 + 7,321)} = 5,122 \text{ m} \quad (10-41)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (10-42)$$

$$\alpha_{ks} = 0,023 \cdot \frac{8,685 \cdot 10^{-2}}{5,122} \cdot \left(\frac{6,52 \cdot 5,122}{112,589 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,641^{0,4} = 7,790 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Keďže je štvrtý úsek stropného prehrievača SH1 paralelná plocha k prehrievaču SH2, súčiniteľ prestupu tepla sálaním má rovnakú hodnotu.

$$\alpha_{sal} = 28,511 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (7,790 + 28,511) = 36,301 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (10-43)$$

ω [-] - súčiniteľ omývania plochy [4]

Súčiniteľ prostupu tepla

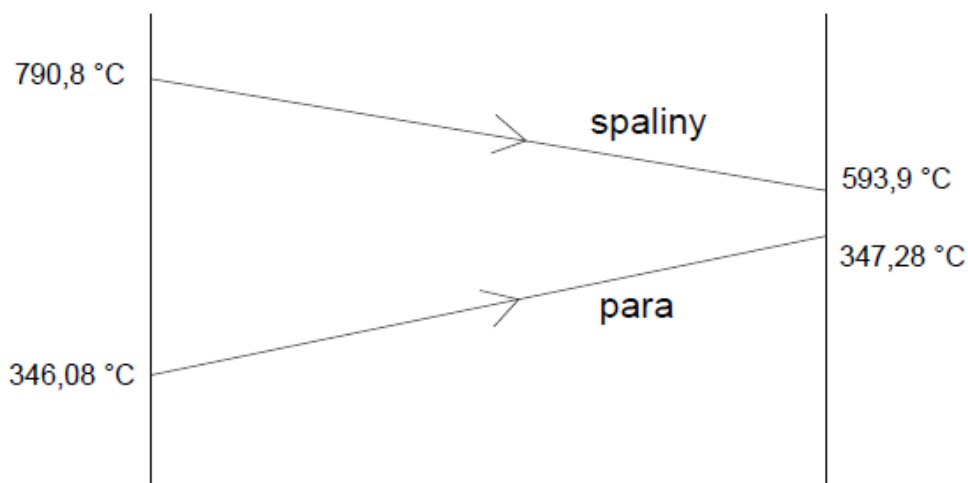
$$k_{\text{cel}} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s} \quad (10-44)$$

$$k_{\text{cel}} = \frac{36,301}{1 + \left(0,0065 + \frac{1}{6545,184}\right) \cdot 36,301} = 29,240 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad - \text{ súčiniteľ zanesenia [4]}$$

Tepelný výkon

teplotný spád



Obr. 10-3 Teplotný spád štvrtého úseku stropného prehrievača SH1

$$\Delta t_{\text{in}} = t_s^{\text{in}} - t_p^{\text{in}} = 790,8 - 346,08 = 444,72 \text{ °C} \quad (10-45)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_s^{\text{out}} - t_p^{\text{out}} = 593,9 - 347,28 = 246,62 \text{ °C} \quad (10-46)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{444,72 - 246,62}{\ln\left(\frac{444,72}{246,62}\right)} = 335,993 \text{ °C} \quad (10-47)$$

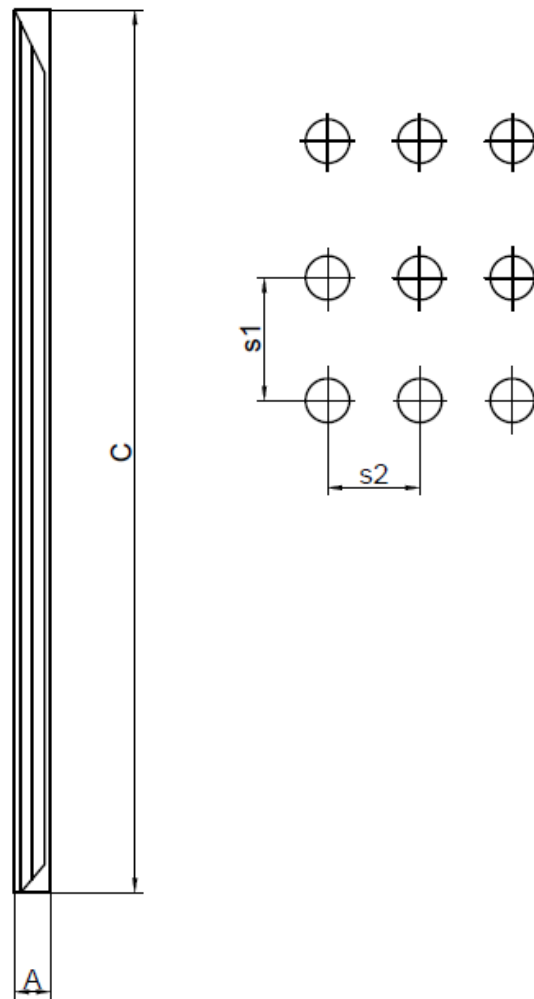
$$Q_{\text{SH1IV}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 29,240 \cdot 335,993 \cdot 38,100 = 374,302 \text{ kW} \quad (10-48)$$

11 Mreža stropného prehrievača SH1

Mreža stropného prehrievača je tvorená trubkami usporiadanými za sebou. Tieto trubky prevádzajú paru zo stropnej časti prehrievača SH1 cez spalinový kanál do zbernej komory, z kadiaľ následne para smeruje do prehrievača SH2.

11.1 Návrh geometrie

Geometria mreže stropného prehrievača SH1



Obr. 11-1 Geometria mreže stropného prehrievača SH1

Vonkajší priemer trubky:	$D = 60,3 \text{ mm} = 0,0603 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 6,2 \text{ mm} = 0,0062 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 60,3 - 2 \cdot 6,2 = 47,9 \text{ mm} = 0,0479 \text{ m}$
Priečna rozteč:	$s_1 = 210 \text{ mm} = 0,21 \text{ m}$
Pozdĺžna rozteč:	$s_2 = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$
Počet radov:	$n_r = 40$
Počet trubiek v rade:	$n_{tr} = 3$
Dĺžka trubiek:	$l = 6870 \text{ mm} = 6,870 \text{ m}$

Plocha mreže stropného prehrievača SH1

$$S = \pi \cdot D \cdot l \cdot n_r \cdot n_{tr} \quad (11-1)$$

$$S = \pi \cdot 0,0603 \cdot 6,870 \cdot 40 \cdot 3 = 156,173 \text{ m}^2$$

Geometria spalínového kanála

Šírka spalínového kanála:	A = 300 mm = 0,3 m
Hĺbka spalínového kanála:	B = 9080 mm = 9,08 m
Výška spalínového kanála:	C = 7321 mm = 7,321 m

11.2 Parametre pary a spalín

Tab. 11-1 Parametre spalín a pary pre mrežu stropného prehrievača SH1

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota pary	t_p^{in}	347,28	°C	teplota pary	t_p^{out}	348,78	°C
teplota spalín	t_s^{in}	593,9	°C	teplota spalín	t_s^{out}	581,3	°C

Stredné hodnoty

Stredný merný objem pary

$$v_p^{\text{in}} = 0,0101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p^{\text{out}} = 0,0117 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p = \frac{v_p^{\text{in}} + v_p^{\text{out}}}{2} = \frac{0,0101 + 0,0117}{2} = 0,0109 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-2)$$

Stredná teplota pary

$$t_p = \frac{t_p^{\text{in}} + t_p^{\text{out}}}{2} = \frac{347,28 + 348,78}{2} = 348,03 \text{ °C} \quad (11-3)$$

Stredná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{\text{in}} + t_s^{\text{out}}}{2} = \frac{593,9 + 581,3}{2} = 587,6 \text{ °C} \quad (11-4)$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = B \cdot C - n_r \cdot D \cdot l \quad (11-5)$$

$$F_s = 9,08 \cdot 7,321 - 40 \cdot 0,0603 \cdot 6,870 = 49,904 \text{ m}^2$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{pv} \cdot [O_{svmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{vvmin}] \quad (11-6)$$

$$V_s = 13,205 \cdot [4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982] = 77,452 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s \cdot (273 + t_s)}{F_s \cdot 273} = \frac{77,452 \cdot (273 + 587,6)}{49,904 \cdot 273} = 4,893 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-7)$$

11.3 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

Tab. 11-2 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v mreži strop. prehrievača SH1 [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$94,423 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$7,713 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,651	$[-]$

pomerná priečna rozteč trubiek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,0603} = 3,483 \quad (11-8)$$

pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,125}{0,0603} = 2,073 \quad (11-9)$$

korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} \quad (11-10)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3,483 - 3) \left(1 - \frac{2,073}{2}\right)^3\right]^2} = 1$$

korekčný súčiniteľ na počet radov zväzku v pozdĺžnom smere

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{tr} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (11-11)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33} \quad (11-12)$$

$$\alpha_{ks} = 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 1 \cdot \frac{7,713 \cdot 10^{-2}}{0,0603} \cdot \left(\frac{4,893 \cdot 0,0603}{94,423 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,651^{0,33}$$

$$\alpha_{ks} = 38,302 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

11.4 Súčiniteľ prestupu tepla na strane pary

Tab. 11-3 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_p	$109.0535 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_p	$2,287 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_p = \eta_p \cdot v_p$	$2,493 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_p	2,141	[-]

$C_1 = 1$ - korekčný súčiniteľ [4]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (11-13)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{109.0535 \cdot 10^{-3}}{0,0479} \cdot \left(\frac{8,359 \cdot 0,0479}{2,493 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,141^{0,4} = 6545,184 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

11.5 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (11-14)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,21 \cdot 0,125}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,445 \text{ m}$$

Objemová koncentrácia trojatómových plynov

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}}{O_{SVmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (11-15)$$

$$r_{H_2O} = \frac{1,041 + (1,041 - 1) \cdot (1,28 - 1) \cdot 3,982}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,185$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SVmin} + (\alpha_1 - 1) \cdot O_{VVmin}} \quad (11-16)$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,686 + 0,0007511}{4,751 + (1,28 - 1) \cdot 3,982} = 0,117$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (11-17)$$

$$r_S = 0,185 + 0,117 = 0,302$$

Parciální tlak trojatómových plynů v spalinách

$$p_S = r_S \cdot p = 0,302 \cdot 0,101 = 0,03 \text{ MPa} \quad (11-18)$$

p [MPa] - tlak za normálních podmínek

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S \quad (11-19)$$

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,185}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,445}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{587,6 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,302 = 5,861$$

Hmotnosť spalín G_S

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_1 \cdot O_{VVmin} \quad (11-20)$$

$$G_S = 1 - 0,0789 + 1,306 \cdot 1,28 \cdot 3,982 = 7,578 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Koncentrácia popola v spalinách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_u + 1)}{2 \cdot G_S} \quad (11-21)$$

$$\mu_{pk} = \frac{0,0789 \cdot (0,87 + 1)}{2 \cdot 7,578} = 0,0097$$

Súčiniteľ zoslabenia sálaním popolčkovými časticami

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (11-22)$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0097}{\sqrt[3]{(587,6 + 273,15)^2 \cdot 0,000016^2}} = 0,966$$

d_{pk} [μm] - stredný efektívny priemer častíc popolčeku [4]

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s \quad (11-23)$$

$$k \cdot p \cdot s = (5,861 + 0,966) \cdot 0,101 \cdot 0,445 = 0,307$$

Stupeň černosti prúdu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,307} = 0,264 \quad (11-24)$$

Teplota povrchu nánosů na strane spalín

$$t_z = t_p + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (11-25)$$

$$t_z = 348,03 + \left(0,01 + \frac{1}{6545,184} \right) \cdot 10 \cdot 10^3 = 449,558 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad - \text{ s\u00f4\u00e7inite\u0142 zanesenia [4]}$$

$$\frac{Q}{S} \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \right] \quad - \text{ tepeln\u00e9 za\u0142a\u017eenie pre stropn\u00e9 prehrieva\u010e [4]}$$

$$a_{st} = 0,8 [-] \quad - \text{ stupe\u0144 \u010dernosti povrchu stien [4]}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (t_s + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_s + 273,15}} \quad (11-26)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,216 \cdot (587,6 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{449,558 + 273,15}{587,6 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{449,558 + 273,15}{587,6 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 25,746 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

11.6 S\u00f4\u00e7inite\u0142 prostupu tepla**S\u00f4\u00e7inite\u0142 prestupu tepla na strane spal\u00edn**

$$\alpha_s = \omega \cdot (\alpha_{ks} + \alpha_{sal}) = 1 \cdot (38,302 + 25,746) = 64,048 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (11-27)$$

$$\omega [-] \quad - \text{ s\u00f4\u00e7inite\u0142 om\u00fdvania plochy [4]}$$

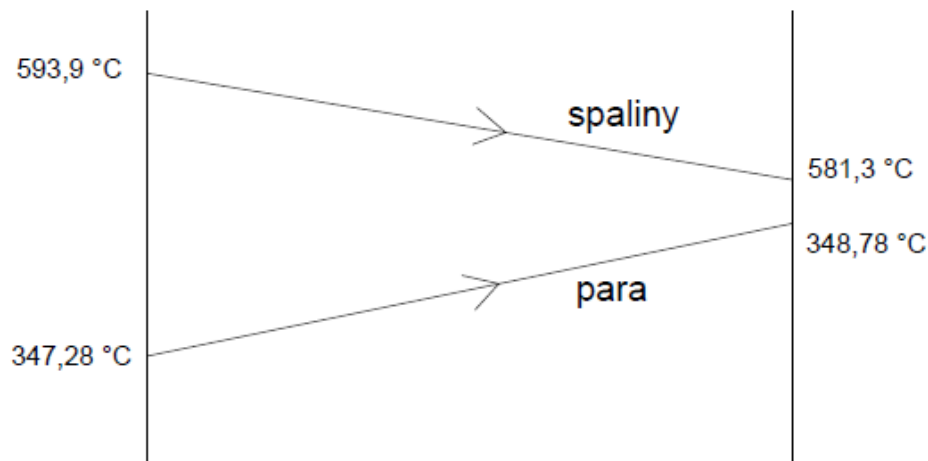
$$k_{\text{cel}} = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s} \quad (11-28)$$

$$k_{\text{cel}} = \frac{64,048}{1 + \left(0,01 + \frac{1}{6545,184}\right) \cdot 64,048} = 38,881 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\varepsilon \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right] \quad - \text{ súčiniteľ zanesenia [4]}$$

11.7 Tepelný výkon mreže prehrievača SH1

Teplotný spád



Obr. 11-2 Teplotný spád mreže prehrievača SH1

$$\Delta t_{\text{in}} = t_s^{\text{in}} - t_p^{\text{in}} = 593,9 - 347,28 = 246,62 \text{ °C} \quad (11-29)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_s^{\text{out}} - t_p^{\text{out}} = 581,3 - 348,78 = 232,52 \text{ °C} \quad (11-30)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{246,62 - 232,52}{\ln\left(\frac{246,62}{232,52}\right)} = 239,501 \text{ °C} \quad (11-31)$$

Tepelný výkon

$$Q_{\text{SH1m}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 38,881 \cdot 239,501 \cdot 156,173 = 1454,289 \text{ kW} \quad (11-32)$$

Kontrola výkonu stropného prehrievača SH1

$$Q_{SH1}^{skut} = Q_{SH1I}^{skut} + Q_{SH1II}^{skut} + Q_{SH1III}^{skut} + Q_{SH1IV}^{skut} + Q_{SH1m}^{skut} \quad (11-33)$$

$$Q_{SH1}^{skut} = 2338,461 + 426,982 + 32,194 + 374,302 + 1454,289$$

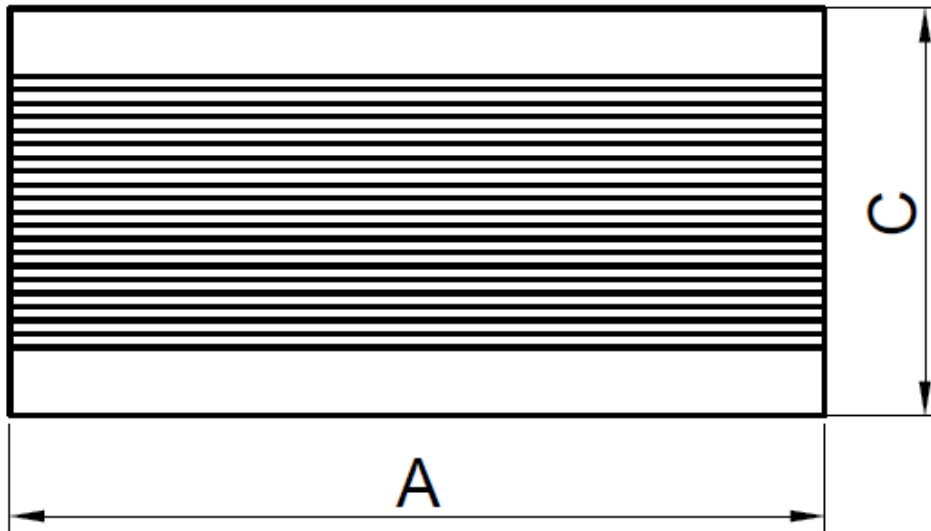
$$Q_{SH1}^{skut} = 4626,228 \text{ kW}$$

$$\Delta Q_{SH1} = \frac{Q_{SH1}^{skut} - Q_{SH1}}{Q_{SH1}} \cdot 100 = \frac{4626,228 - 4629,294}{4629,294} \cdot 100 = -0,066\% \quad (11-34)$$

12 Ekonomizér

Ekonomizér tvoria rebrované trubky usporiadané za sebou, ktoré sú v protiprúdovom zapojení. Funkciou ekonomizéra je ohriatie napájacej vody na určenú teplotu 303,22 °C a jej prívod do bubna.

12.1 Návrh geometrie



Obr. 12-1 Geometria ekonomizéru

Geometria trubiek

Vonkajší priemer trubky:	$D = 38,1 \text{ mm} = 0,0381 \text{ m}$
Hrúbka steny:	$s = 4,26 \text{ mm} = 0,00426 \text{ m}$
Vnútorý priemer trubky:	$d = D - 2 \cdot s = 38,1 - 2 \cdot 4,26 = 47,9 \text{ mm} = 0,02958 \text{ m}$
Priečna rozteč:	$s_1 = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$
Pozdĺžna rozteč:	$s_2 = 75 \text{ mm} = 0,075 \text{ m}$
Počet radov v hadovi:	$n_r = 28$
Počet hadov:	$n_{tr} = 88$
Dĺžka jedného hada:	$l = n_r \cdot A = 28 \cdot 6 = 168 \text{ m}$

Geometria rebier

Výška rebra:	$h_z = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$
Priemer rebra:	$D_z = D + 2 \cdot h_z = 38,1 + 2 \cdot 10 = 58,1 \text{ mm} = 0,0581 \text{ m}$
Hrúbka rebra:	$t_z = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$
Počet rebier:	$n_z = 80 \text{ m}^{-1}$
Rozteč rebier:	$s_z = 12,5 \text{ mm} = 0,0125 \text{ m}$

Geometria spalínového kanála

Šírka spalínového kanála:	$A = 6000 \text{ mm} = 6 \text{ m}$
Hĺbka spalínového kanála:	$B = 9080 \text{ mm} = 9,08 \text{ m}$
Výška spalínového kanála:	$C = 3000 \text{ mm} = 3 \text{ m}$

Plocha jednoho rebra

$$S_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \quad (12-1)$$

$$S_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0581^2 - 0,0381^2)}{4} + \pi \cdot 0,0581 \cdot 0,001 = 0,003205 \text{ m}^2$$

Povrch ekonomizéra na strane spalín

$$S_S = [\pi \cdot D \cdot (1 - t_z \cdot n_z^{-1}) + n_z^{-1} \cdot S_z] \cdot l \cdot n_{tr} \quad (12-2)$$

$$S_S = [\pi \cdot 0,0381 \cdot (1 - 0,001 \cdot 80^{-1}) + 80^{-1} \cdot 0,003205] \cdot 168 \cdot 88 = 5418,309 \text{ m}^2$$

Povrch ekonomizéra na strane vody

$$S_V = \pi \cdot d \cdot l \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,02958 \cdot 168 \cdot 88 = 1373,852 \text{ m}^2 \quad (12-3)$$

12.2 Parametre vody a spalín

Parametre pary

Tab. 12-1 Parametre vody pre ekonomizér

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_v^{in}	210	°C	teplota	t_v^{out}	303,22	°C
tlak	p_v^{in}	15,5	MPa	tlak	p_v^{out}	15,2	MPa
merný objem	v_v^{in}	0,00116	m ³ /kg	merný objem	v_v^{out}	0,00139	m ³ /kg

Parametre spalín

Tab. 12-2 Parametre spalín pre ekonomizér

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota	t_s^{in}	581,3	°C	teplota	t_s^{out}	370,1	°C

Stredné hodnoty

Stredná teplota vody

$$t_v = \frac{t_v^{\text{in}} + t_v^{\text{out}}}{2} = \frac{210 + 303,22}{2} = 256,6 \text{ °C} \quad (12-4)$$

Stredný merný objem vody

$$v_v = \frac{v_v^{\text{in}} + v_v^{\text{out}}}{2} = \frac{0,00116 + 0,00139}{2} = 0,00128 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (12-5)$$

Stredná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{\text{in}} + t_s^{\text{out}}}{2} = \frac{581,3 + 370,1}{2} = 475,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12-6)$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = A \cdot B - n_{\text{tr}} \cdot [D \cdot A + (D_z - D) \cdot t_z \cdot n_z \cdot A] \quad (12-7)$$

$$F_s = 6 \cdot 9,08 - 88 \cdot [0,0381 \cdot 6 + (0,0581 - 0,0381) \cdot 0,001 \cdot 80 \cdot 6] = 33,518 \text{ m}^2$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{\text{pv}} \cdot [O_{\text{svmin}} + (\alpha_2 - 1) \cdot O_{\text{vmin}}] \quad (12-8)$$

$$V_s = 13,205 \cdot [4,751 + (1,32 - 1) \cdot 3,982] = 79,555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s \cdot (273 + t_s)}{F_s \cdot 273} = \frac{79,555 \cdot (273 + 475,7)}{33,518 \cdot 273} = 6,509 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (12-9)$$

Rýchlosť prúdenia vody

$$w_v = \frac{4 \cdot (M_{\text{pp}} - M_{\text{vs1}} - M_{\text{vs2}}) \cdot v_v}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{\text{tr}}} \quad (12-10)$$

$$w_v = \frac{4 \cdot (65,278 - 5 - 5) \cdot 0,00128}{\pi \cdot 0,02958^2 \cdot 88} = 1,165 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

12.3 Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla z vonkajšej strany

Tab. 12-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v ekonomizéri [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$73,801 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$6,704 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$

Podiel výhrevných plôch rebier a celkovej plochy zo strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{d} - \frac{t_z}{d}\right)} \quad (12-11)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,0381}{0,02958}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0381}{0,02958}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0125}{0,02958} - \frac{1}{0,02958}\right)} = 0,459$$

Podiel voľných častí trubky. kde nie sú rebrá a celkovej plochy na strane spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,459 = 0,541 \quad (12-12)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{0,075}{0,02958} = 2,535 \quad (12-13)$$

$C_s = 1 [-]$ - opravný koeficient pre usporiadanie trubiiek vo zväzku [4]
 $C_z = 1 [-]$ - opravný koeficient pre počet priečných radov vo zväzku [4]

Súčiniteľ prestupu tepla pre rebrované trubky

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{s_z} \cdot \left(\frac{d}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_s \cdot s_z}{u_s}\right)^{0,72} \quad (12-14)$$

$$\alpha_k = 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{6,704 \cdot 10^{-2}}{0,0125} \cdot \left(\frac{0,02958}{0,0125}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,0125}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6,509 \cdot 0,0125}{73,801 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 34,651 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Súčiniteľ β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \quad (12-15)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 34,651}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,011 \cdot 0,85 \cdot 34,651)}} = 33,351$$

$\psi_z = 0,85 [-]$ - súčiniteľ, charakterizujúci nerovnomerné rozloženie α_k po povrchu rebra [4]

$\lambda_z = 40 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$ - súčiniteľ tepelnej vodivosti rebier [4]

$\varepsilon = 0,011 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$ - súčiniteľ znečistenia [4]

$E = 0,97 [-]$ - súčiniteľ efektívnosti rebra [4]

$\mu = 1 [-]$ - súčiniteľ rozšírenia rebra [4]

$$\alpha_{Sr} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (12-16)$$

$$\alpha_{Sr} = (0,459 \cdot 0,97 \cdot 1 + 0,541) \cdot \frac{0,85 \cdot 34,651}{1 + 0,01 \cdot 0,85 \cdot 34,651} = 21,940 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

12.4 Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla z vnútornej strany

Tab. 12-4 Látkové vlastnosti vody pre strednú teplotu v ekonomizéri

Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_v	$624,1733 \cdot 10^{-3}$	[W/m · K]
Súčiniteľ dynamickej viskozity	η_v	$10,62 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
Súčiniteľ kinematickej viskozity	$\nu_v = \eta_v \cdot \rho_v$	$1,354 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo	Pr_v	0,814	[-]

Teplota steny

$$t_{st} = \frac{t_v + t_s}{2} = \frac{256,6 + 475,7}{2} = 366,15 \text{ °C} \quad (12-17)$$

Súčiniteľ dynamickej viskozity pre teplotu steny

$$\eta_{st} = 2,401 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Opravný koeficient

$$C_t = \left(\frac{\eta_v}{\eta_{st}} \right)^{0,11} = \left(\frac{10,62 \cdot 10^{-5}}{2,401 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,11} = 1,178 \quad (12-18)$$

$$\alpha_{vR} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d} \cdot \left(\frac{w_v \cdot d}{\nu_v} \right)^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} \cdot C_t \quad (12-19)$$

$$\alpha_{vR} = 0,023 \cdot \frac{624,1733 \cdot 10^{-3}}{0,02958} \cdot \left(\frac{1,165 \cdot 0,02958}{1,354 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 0,814^{0,4} \cdot 1,178 = 11118,388$$

$$\alpha_{vR} = 11118,388 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

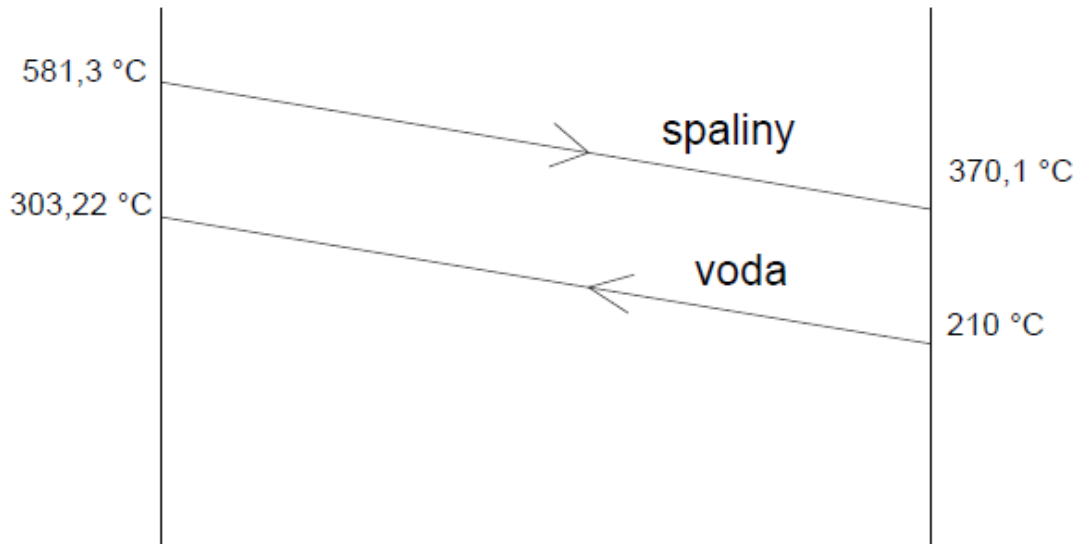
12.5 Súčiniteľ prostupu tepla

$$k_{cel} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Sr}} + \frac{1}{\alpha_{vR}} \cdot \frac{S_S}{S_v}} \quad (12-20)$$

$$k_{cel} = \frac{1}{\frac{1}{21,940} + \frac{1}{11118,388} \cdot \frac{5418,309}{1373,852}} = 21,771 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

12.6 Tepelný výkon ekonomizéra

Teplotný spád



Obr. 12-2 Teplotný spád ekonomizéra

$$\Delta t_{\text{in}} = t_{\text{s}}^{\text{in}} - t_{\text{v}}^{\text{in}} = 581,3 - 303,22 = 278,08 \text{ °C} \quad (12-21)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_{\text{s}}^{\text{out}} - t_{\text{v}}^{\text{out}} = 370,1 - 210 = 160,10 \text{ °C} \quad (12-22)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{278,08 - 160,10}{\ln\left(\frac{278,08}{160,10}\right)} = 213,689 \text{ °C} \quad (12-23)$$

Tepelný výkon

$$Q_{\text{EKO}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 21,771 \cdot 213,689 \cdot 5418,309 = 25207,183 \text{ kW} \quad (12-24)$$

Kontrola

$$\Delta Q_{\text{EKO}} = \frac{Q_{\text{EKO}}^{\text{skut}} - Q_{\text{EKO}}}{Q_{\text{EKO}}} \cdot 100 = \frac{25207,183 - 25179,791}{25179,791} \cdot 100 = 0,108\% \quad (12-25)$$

13 Ohřevač vzduchu

Ohřevač vzduchu je typu Ljungstrom, využívá teplo spalín na ohřevání spalovacího vzduchu na teplotu 350°C, čím zvyšuje účinnost kotla. Vzduch je před ohřevačem předhřátý v kaloriferi na teplotu 60°C, aby sa predchádzalo nízkoteplotnej korózii.

13.1 Návrh geometrie

Priemer rotora:	$D = 7900 \text{ mm} = 7,9 \text{ m}$
Výška rotora:	$h = 2230 \text{ mm} = 2,23 \text{ m}$
Otáčky rotora:	$n = 1,25 \text{ min}^{-1}$
Šírka spalínovej časti:	$a = 2850 \text{ mm} = 2,85 \text{ m}$
Dĺžka spalínovej časti:	$b = 6300 \text{ mm} = 6,3 \text{ m}$
Uhlová oblasť spalín:	$\omega_s = 225^\circ$
Uhlová oblasť vzduchu:	$\omega_{vz} = 135^\circ$

$K_r = 0,92 [-]$ - súčiniteľ rotoru [4]

$S_1 = 325 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \right]$ - veľkosť obojstrannej výhrevnej plochy 1 m³ výplne rotoru [4]

Obojstranná výhrevná plocha

$$S = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot K_r \cdot S_1 \cdot h \quad (13-1)$$

$$S = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 7,9^2 \cdot 0,92 \cdot 325 \cdot 2,23 = 31048,721 \text{ m}^2$$

13.2 Parametre vzduchu a spalín

Tab. 13-1 Parametre vzduchu a spalín pre ohřevač vzduchu

Vstupné hodnoty				Výstupné hodnoty			
teplota vzduchu	t_{vz}^{in}	60	°C	teplota vzduchu	t_{vz}^{out}	350	°C
teplota spalín	t_s^{in}	370,1	°C	teplota spalín	t_s^{out}	171,6	°C

Stredná teplota vzduchu

$$t_{vz} = \frac{t_{vz}^{in} + t_{vz}^{out}}{2} = \frac{60 + 350}{2} = 205 \text{ °C} \quad (13-2)$$

Stredná teplota spalín

$$t_s = \frac{t_s^{in} + t_s^{out}}{2} = \frac{370,1 + 171,6}{2} = 270,85 \text{ °C} \quad (13-3)$$

Spalinový díel

$$x_s = \frac{\omega_s}{360} = \frac{225}{360} = 0,625 \quad (13-4)$$

Vzduchový díel

$$x_{vz} = \frac{\omega_{vz}}{360} = \frac{135}{360} = 0,375 \quad (13-5)$$

Skutočný prietok spalín

$$V_s = M_{pv} \cdot O_{svmin} \cdot \alpha_k \cdot \frac{t_s + 273}{273} \quad (13-6)$$

$$V_s = 13,205 \cdot 4,751 \cdot 1,38 \cdot \frac{270,85 + 273}{273} = 172,452 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Skutočný prietok vzduchu

$$V_{vz} = M_{pv} \cdot O_{vvmin} \cdot \beta'_{ovz} \cdot \frac{t_{vz} + 273}{273} \quad (13-7)$$

$$V_{vz} = 13,205 \cdot 3,982 \cdot 1,08 \cdot \frac{205 + 273}{273} = 99,430 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Svetlý prierez spalín

$$F_s = a \cdot b = 2,85 \cdot 6,3 = 17,955 \text{ m}^2 \quad (13-8)$$

Rýchlosť prúdenia spalín

$$w_s = \frac{V_s}{F_s} = \frac{172,452}{17,955} = 9,605 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13-9)$$

Rýchlosť prúdenia vzduchu

$$w_{vz} = \frac{V_{vz}}{V_s} \cdot \frac{x_s}{x_{vz}} \cdot w_s = \frac{99,430}{172,452} \cdot \frac{0,625}{0,375} \cdot 9,605 = 9,230 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13-10)$$

13.3 Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín

Tab. 13-2 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v ohrievači vzduchu [5]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_s	$41,772 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_s	$4,724 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,6967	$[-]$

$$\alpha_{ks} = 0,037 \cdot C_t \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_s^{0,4} \quad (13-11)$$

$$\alpha_{ks} = 0,037 \cdot 1 \cdot \frac{4,724 \cdot 10^{-2}}{0,0096} \cdot \left(\frac{9,605 \cdot 0,0096}{41,772 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6967^{0,4}$$

$$\alpha_{ks} = 74,568 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$C_t = 1 [-] \quad - \text{opravný koeficient [4]}$$

$$d_e = 0,0096[\text{m}] \quad - \text{ekvivalentný priemer [4]}$$

13.4 Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu

Tab. 13-3 Látkové vlastnosti vzduchu pre strednú teplotu v ohrievači vzduchu [4]

Súčiniteľ kinematickej viskozity	ν_{vz}	$34,821 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$
Súčiniteľ tepelnej vodivosti	λ_{vz}	$3,925 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Prandtlovo číslo	Pr_{vz}	0,69	$[-]$

Teplota steny listu

$$t_{st} = \frac{x_s \cdot t_s + x_{vz} \cdot t_{vz}}{x_s + x_{vz}} = \frac{0,625 \cdot 270,85 + 0,375 \cdot 205}{0,625 + 0,375} = 246,156 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13-12)$$

Opravný koeficient

$$C_t = \left(\frac{t_{vz} + 273,15}{t_{st} + 273,15} \right)^{0,5} = \left(\frac{205 + 273,15}{246,156 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,960 \quad (13-13)$$

$$\alpha_{vz} = 0,037 \cdot C_t \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d_e}{\nu_{vz}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{vz}^{0,4} \quad (13-14)$$

$$\alpha_{vz} = 0,037 \cdot 0,960 \cdot \frac{3,925 \cdot 10^{-2}}{0,0096} \cdot \left(\frac{9,230 \cdot 0,0096}{34,821 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,69^{0,4}$$

$$\alpha_{vz} = 66,355 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

13.5 Súčiniteľ prostupu tepla

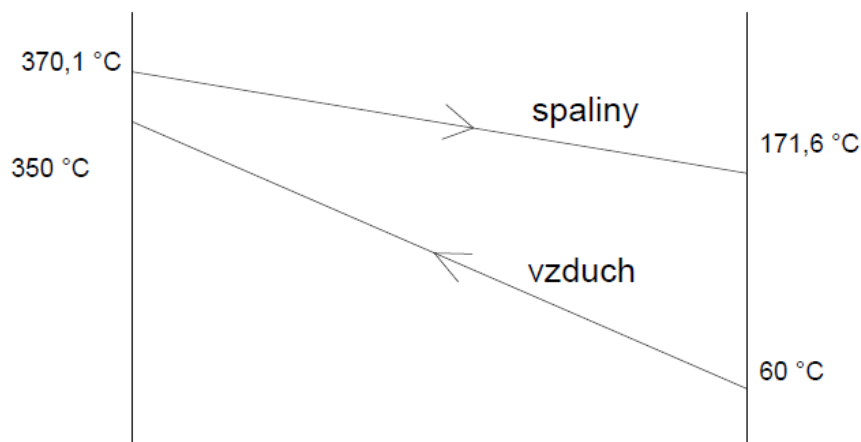
$$k_{\text{cel}} = \frac{\zeta_{\text{vz}} \cdot P}{\frac{1}{x_s \cdot \alpha_{\text{ks}}} + \frac{1}{x_{\text{vz}} \cdot \alpha_{\text{vz}}}} = \frac{0,85 \cdot 0,985}{\frac{1}{0,625 \cdot 74,568} + \frac{1}{0,375 \cdot 66,355}} = 13,582 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (13-15)$$

$\zeta_{\text{vz}} = 0,85 [-]$ - súčiniteľ využitia ohrievaču vzduchu [4]

$P = 0,985 [\text{m}]$ - parameter nestacionárneho zdieľania tepla [4]

13.6 Tepelný výkon ohrievača vzduchu

Teplotný spád



Obr. 13-1 Teplotný spád ohrievača vzduchu

$$\Delta t_{\text{in}} = t_s^{\text{in}} - t_{\text{vz}}^{\text{in}} = 370,1 - 350 = 20,1 \text{ °C} \quad (13-16)$$

$$\Delta t_{\text{out}} = t_s^{\text{out}} - t_{\text{vz}}^{\text{out}} = 171,6 - 60 = 111,6 \text{ °C} \quad (13-17)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{in}} - \Delta t_{\text{out}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{in}}}{\Delta t_{\text{out}}}\right)} = \frac{20,1 - 111,6}{\ln\left(\frac{20,1}{111,6}\right)} = 53,378 \text{ °C} \quad (13-18)$$

Tepelný výkon

$$Q_{\text{OVZ}}^{\text{skut}} = k_{\text{cel}} \cdot \Delta t \cdot S = 13,582 \cdot 53,378 \cdot 31048,721 = 22509,694 \text{ kW} \quad (13-19)$$

Kontrola

$$\Delta Q_{\text{OVZ}} = \frac{Q_{\text{OVZ}}^{\text{skut}} - Q_{\text{OVZ}}}{Q_{\text{OVZ}}} \cdot 100 = \frac{22509,694 - 22440,898}{22440,898} \cdot 100 = 0,307\% \quad (13-20)$$

14 Kontrola tepelnej bilancie

Výrobné teplo pary

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i_w - i_{nv}) \quad (14-1)$$

$$Q_v = 65,278 \cdot (3434,2 - 903,24) + 0,005 \cdot 65,278 \cdot (1618 - 903,24) = 165448,734 \text{ kW}$$

Súčtový výkon kotla

$$Q^{\text{skut}} = Q_{\text{EKO}}^{\text{skut}} + Q_{\text{VYP}}^{\text{skut}} + Q_{\text{SH1}}^{\text{skut}} + Q_{\text{SH2}}^{\text{skut}} + Q_{\text{SH3}}^{\text{skut}} + Q_{\text{SH4}}^{\text{skut}} \quad (14-2)$$

$$Q^{\text{skut}} = 25207,183 + 69162,350 + 4626,228 + 27660,793 + 19273,920 + 19536,981$$

$$Q^{\text{skut}} = 165467,455 \text{ kW}$$

Odchýlka

$$\Delta Q = \frac{Q^{\text{skut}} - Q_v}{Q_v} \cdot 100 = \frac{165467,455 - 165448,734}{165448,734} \cdot 100 = 0,011\% \quad (14-3)$$

Odchýlka tepelnej bilancie nemôže prekročiť hodnotu $\pm 0,5\%$. V tomto prípade je odchýlka $0,011\%$, ktorá tejto podmienke vyhovuje.

15 Záver

Cieľom diplomovej práce bol tepelný výpočet a návrh kotla na spaľovanie uhlia pre výrobu vysokotlakej pary s výkonom 235 t/h, tlakom 14 MPa a teplotou 540 °C, pri zníženej teplote napájacej vody 210 °C. Ako palivo je použité hnedé uhlie s vysokou vlhkosťou $W_t^r = 41,48 \%$ a hodnotou výhrevnosti $Q_i^r = 13,851 \text{ MJ/kg}$. Z toho dôvodu bol kotel navrhnutý ako práškový s granulačným ohniskom, keďže tieto ohniská sú menej citlivé na vysušenie paliva a jemnosť mletia. Taktiež sa v nich využíva nižšia teplota spaľovacieho vzduchu (300 až 350 °C), aby nedošlo k prekročeniu teplôt tečenia popola. Pre návrh kotla bola zvolená teplota spaľovacieho vzduchu 350 °C.

Na základe stechiometrických výpočtov a zvolených prebytkov vzduchu v kotle boli stanovené entalpie spaľovacieho vzduchu a spalín. Z následnej tepelnej bilancie kotla boli pomocou nepriamej metódy ako prvé určené jednotlivé tepelné straty kotla a potom účinnosť kotla $\eta = 88,782 \%$. Pri tejto účinnosti dosahuje kotel tepelný výkon $Q = 165,449 \text{ MW}$ pri potrebnom množstve privedeného paliva $M_{\text{pal}} = 47,851 \text{ t/h}$. V ďalšom kroku bola vypočítaná spaľovacia komora, v ktorej je umiestnených 8 tangenciálnych horákov v dvoch radoch a určená teplota spalín na konci ohniska $t_{\text{ok}} = 1249 \text{ °C}$.

Výpočet pokračoval návrhom tepelných výkonov jednotlivých výhrevných plôch zo strany pracovného média a zostrojením pilového diagramu. Ďalej nasledoval návrh geometrie a tepelný výpočet jednotlivých výhrevných plôch. Pri výpočte musí byť odchýlka tepelných bilancií jednotlivých výhrevných plôch maximálne 0,5 %. Spaliny pri prechode spalínovým kanálom postupne predávajú tepelnú energiu výparníku cez membránové trubky, za spaľovacou komorou nasleduje doskový prehrievač pary SH3, výstupný prehrievač pary SH4, mreža výparníka, prehrievač pary SH2, mreža stropného prehrievača pary SH1, ekonomizér a ohrievač vzduchu typu Ljungstrom, ktorý využíva teplo spalín na ohrievanie vzduchu a tým zvyšuje účinnosť kotla. Medzi prehrievačmi pary SH2 a SH3 a medzi prehrievačmi pary SH3 a SH4 sú zavedené vstreky napájacej vody, ktoré slúžia k regulácii výkonu kotla. Teplota pary na výstupe z kotla nemôže kolísať o viac ako 10 °C, čo je zaistené správnym dimenzovaním regulačných vstrekov. Oblasti prehrievačov pary SH3, SH4, SH2 a mreža výparníka sú doplnené o paralelné plochy - výparníkové trubky a stropný prehrievač pary SH1.

Návrh kotla bol ukončený kontrolou celkovej tepelnej bilancie kotla, ktorej výsledok musí byť v tolerancii $\pm 0,5 \%$. Pri výpočte bola dosiahnutá odchýlka 0,011 %, ktorá tejto podmienke vyhovuje. Spaliny na konci kotla majú teplotu 171,6 °C, čo je dostatočné pre nepodkroenie teploty rosného bodu vodnej pary a síry obsiahnutej v spalínach. Čím sa predíde nízkoteplotnej korózii.

16 Zoznam použitej literatúry

- [1] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983, 864 s. Technický průvodce.
- [2] ČERNÝ, Václav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1986, 240 s.
- [3] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2013, 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [4] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 212 s. ISBN 80-01-02591-8.
- [5] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [6] Firemné podklady
- [7] HOLMGREN. X Steam: IAPWS IF97 Excel Steam Tables. Version 2.6. 2006.

17 Zoznam použitých skratiek a symbolov

a	[m]	šírka spaľovacej komory
a	[–]	stupeň černosti prúdu spalín
A	[m]	šírka spalinového kanála
A ^r	[%]	obsah popola
a _o	[–]	stupeň černosti ohniska
a _{pl}	[–]	stupeň černosti plameňa
a _{st}	[–]	stupeň černosti povrchu stien
a _ú	[%]	pomerný úlet popolčeka z ohniska
α, β	[–]	súčinitele prebytku vzduchu
Δα ₀	[–]	prisávanie v ohnisku
α _k	[–]	súčiniteľ prebytku vzduchu za kotlom
α _k	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla pre rebrované trubky
Δα _{ml}	[–]	prisávanie vzduchu v mlynici
α _{ks} ^{po}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín pri pozdĺžnom obtekaní trubiek
α _{ks} ^{pr}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín pri priečnom obtekaní trubiek
α _p	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla na strane pary
α _s ^{po}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín pre pozdĺžne prúdenie
α _s ^{pr}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín pre priečne prúdenie
α _{sal}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla sálaním
α _{Sr}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	redukovaný súčiniteľ prestupu tepla z vonkajšej strany
α _{Vr}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	redukovaný súčiniteľ prestupu tepla z vnútornej strany
α _{vz}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu
b	[m]	hĺbka spaľovacej komory
B	[m]	hĺbka spalinového kanála
Bo	[–]	Boltzmannovo číslo
β _{OVZ} '	[–]	súčiniteľ prebytku vzduchu na vstupe do ohrievača vzduchu
c	[m]	šírka výstupného okna
C	[m]	výška spalinového kanála
C ₁	[–]	korekčný súčiniteľ
C ^r	[%]	obsah uhlíka
c _{pV}	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	tepelná kapacita tuhého paliva
C _s	[–]	podiel horľaviny vo škváre
C _s	[–]	korekčný súčiniteľ na usporiadanie zväzku
c _s	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	merná tepelná kapacita tuhých zvyškov (škvára)
c _{su}	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	merné teplo sušiny pre hnedé uhlie
C _t	[–]	opravný koeficient
C _ú	[–]	podiel horľaviny v úlete
c _ú	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	merná tepelná kapacita tuhých zvyškov (úlet)
C _z	[–]	korekčný súčiniteľ na počet radov zväzku
d	[m]	vnútorný priemer trubky

D	[m]	vonkajší priemer trubky
d_e	[m]	ekvivalentný priemer
d_{pk}	[μm]	stredný efektívny priemer častíc popolčeka
$D_{\dot{z}}$	[m]	priemer rebra
δ	[–]	súčiniteľ vyjadrujúci podiel tepelného toku
e	[m]	šírka spodného skosenia spaľovacej komory
E	[–]	súčiniteľ efektívnosti rebra
ε	[–]	súčiniteľ zanesenia
η_k	[%]	tepelná účinnosť kotla
η_p	[Pa · s]	súčiniteľ dynamickej viskozity pary
η_v	[Pa · s]	súčiniteľ dynamickej viskozity vody
f	[m]	výška spodného skosenia spaľovacej komory
F_s	[m ²]	svetlý prierez spalín
φ	[%]	relatívna vlhkosť
φ_σ	[–]	parameter
g	[m]	dĺžka horného skosenia spaľovacej komory
G_S	[kg · kg ⁻¹]	hmotnosť spalín
h	[m]	výška horného skosenia spaľovacej komory
H	[m]	celková výška spaľovacej komory
H^r	[%]	obsah vodíku
$h_{\dot{z}}$	[m]	výška rebra
χ_v	[–]	podiel vodnej pary
i_{Ar}^t	[kJ · Nm ⁻³]	merná entalpia argónu
$i_{CO_2}^t$	[kJ · Nm ⁻³]	merná entalpia oxidu uhličitého
$i_{H_2O}^t$	[kJ · Nm ⁻³]	merná entalpia vody
i^{in}	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia na vstupe
$i_{N_2}^t$	[kJ · Nm ⁻³]	merná entalpia dusíka
i_{nv}	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia napájajúcej vody
i^{out}	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia na výstupe
i_{pop}^t	[kJ · kg ⁻¹]	merná entalpia popolčeka
i_{pp}	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia prehriatej pary na výstupe z kotla
i_{pv}	[kJ · kg ⁻¹]	fyzické teplo paliva
$i_{SO_2}^t$	[kJ · Nm ⁻³]	merná entalpia oxidu siričitého
I_{Smin}^t	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia minimálneho množstva spalín
$I_S^{t,\alpha}$	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia spalín
$I_S^{t_k,\alpha_k}$	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia spalín za kotlom
$I_S^{t_{ok},\alpha_{ok}}$	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia spalín na výstupe z ohniska
$I_V^{t_f}$	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia prisávaného vdychu
$I_V^{t_{ovz}}$	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia riadeného vzduchu do kotla
I_{Vmin}^t	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia minimálneho množstva vzduchu
ΔI_{VVmin}	[kJ · kg ⁻¹]	zvýšenie entalpie stechiometrického množstva vzduchu
I_{VZ}	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia vzduchu
i_w	[kJ · kg ⁻¹]	entalpia sýtej vody v bubne
j	[m]	spodná šírka dosky
k	[m]	rozmer dosky
k_{cel}	[W · m ⁻² · K ⁻¹]	súčiniteľ prostupu tepla

k_{kok}	[-]	súčiniteľ zoslabenia sárania koksíkovými časticami
$k_p \cdot \mu_{\text{pk}}$	[-]	súčiniteľ zoslabenia sárania popolčekovými časticami
k^{po}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ prostupu tepla pre pozdĺžne prúdenie
k^{pr}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ prostupu tepla pre priečne prúdenie
$k \cdot p \cdot s$	[-]	optická hustota plameňa
K_r	[-]	súčiniteľ rotoru
$k_s \cdot r_s$	[-]	súčiniteľ zoslabenia sárania trojatómovými plynmi
κ_1, κ_2	[-]	súčinitele zohľadňujúce koncentráciu koksíku v plameni
l	[m]	výška dosky
λ_p	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ tepelnej vodivosti pary
λ_s	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín
λ_v	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ tepelnej vodivosti vody
λ_z	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ tepelnej vodivosti rebier
m	[-]	podiel tepla vysálaného z ohniska a odovzdaného do priestoru
mgCO	$[\text{mg} \cdot \text{Nm}^{-3}]$	emisný limit oxidu uhoľnatého
M	[-]	súčiniteľ M
M_o	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množstvo odľahu
M_{pal}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	skutočné množstvo paliva privedeného do kotla
M_{pp}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množstvo prehriatej pary
M_{pv}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	výpočtové množstvo spáleného paliva
M_{vs1}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množstvo prvého vstreku
M_{vs2}	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množstvo druhého vstreku
μ_{pk}	[-]	koncentrácia popola v spaliniách
μ	[-]	súčiniteľ rozšírenia rebra
n	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky rotoru
n_d	[-]	počet dosiek
N^r	[%]	obsah dusíka
n_r	[-]	počet radov
n_{tr}	[-]	počet trubiek
n_z	[-]	počet rebier
$O_{\text{O}_2\text{min}}$	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	minimálny objem kyslíku
O^r	[%]	obsah kyslíka
$O_{2\text{ref}}$	[%]	obsah kyslíka pre referenčné množstvo spalín
O_{Ar}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	objem argónu v spaliniách
O_{CO_2}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	objem oxidu uhličitého v spaliniách
$O_{\text{H}_2\text{O}}^S$	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	objem vodnej pary v min. objeme vlh. spalín
$O_{\text{H}_2\text{O}}^V$	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	objem vodnej pary
O_{N_2}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	objem dusíka v spaliniách
$(O_S c_S)_o$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}]$	stredná tepelná pohltivosť spalín v ohnisku
O_{SO_2}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	objem oxidu siričitého v spaliniách
O_{SSmin}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	minimálne množstvo suchých spalín
O_{SV}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	skutočné množstvo spalín
O_{SVmin}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	minimálny objem vlhkých spalín
O_{VS}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	skutočné množstvo vzduchu
O_{VSmin}	$[\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	minimálny objem suchého vzduchu

O_{VVmin}	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$	minimálny objem vlhkého vzduchu
ω	$[-]$	súčiniteľ omývania plochy
ω_s	$[^\circ]$	uhlová oblasť spalín
ω_{vz}	$[^\circ]$	uhlová oblasť vzduchu
p	$[Pa]$	tlak za normálnych podmienok
P	$[m]$	parameter nestacionárneho zdieľania tepla
p''	$[Pa]$	parciálny tlak vodnej pary na medzi sýtosti
Δp_{EKO}	$[Pa]$	tlaková strata ekonomizéra
Δp_{SH1}	$[Pa]$	tlaková strata prehrievača SH1
Δp_{SH2}	$[Pa]$	tlaková strata prehrievača SH2
Δp_{SH3}	$[Pa]$	tlaková strata prehrievača SH3
Δp_{SH4}	$[Pa]$	tlaková strata prehrievača SH4
Δp_{VYP}	$[Pa]$	tlaková strata výparníka
p_c	$[Pa]$	celkový tlak
p^{in}	$[Pa]$	vstupný tlak
p_{nv}	$[Pa]$	tlak napájacej vody
p^{out}	$[Pa]$	výstupný tlak
p_{pp}	$[Pa]$	výstupný tlak pary
Pr_p	$[-]$	Prandtlovo číslo pary
Pr_s	$[-]$	Prandtlovo číslo spalín
Pr_v	$[-]$	Prandtlovo číslo vody
p_s	$[Pa]$	parciálny tlak trojatómových plynov v spaliniách
ψ	$[-]$	súčiniteľ tepelnej efektívnosti
r_{H_2O}	$[-]$	objemový podiel vodnej pary v spaliniách
r_{RO_2}	$[-]$	objemový podiel trojatómových plynov
r_s	$[-]$	súčet objemových podielov trojatómových plynov
Q	$[kW]$	tepelný výkon výhrevnej plochy
ΔQ	$[\%]$	odchýlka výkonu výhrevnej plochy od navrhnutého výkonu
Q^{skut}	$[kW]$	skutočný tepelný výkon výhrevnej plochy
Q_c	$[kW]$	celkový tepelný výkon
Q_{ci}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	výhrevnosť horľaviny
Q_{cz}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	teplo privedené cudzím zdrojom
Q_i^f	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	výhrevnosť paliva
$Q_{i \text{ red}}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	redukovaná výhrevnosť paliva
Q_o	$[kW]$	tepelný výkon zachytený v priestore ohniska
Q_{ods}	$[kW]$	tepelný výkon pripadajúci na výstupný prierez ohniska
Q_{pl}	$[kW]$	tepelný výkon pripadajúci na trubky výparníka
q_{st}	$[kW \cdot m^{-2}]$	stredný tepelný tok do stien
Q_u	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	celkové užitočné teplo uvoľnené v ohnisku
q_v	$[kW \cdot m^{-3}]$	objemové tepelné zaťaženie ohniska
Q_v	$[kW]$	výrobné teplo pary
Q_{vz}	$[kW]$	teplo privedené vo vzduchu
s	$[m]$	účinná hrúbka sálavej vrstvy
s	$[m]$	hrúbka steny trubky
S	$[m^2]$	povrch výhrevnej plochy
s_1	$[m]$	priečna rozteč
S_1	$[m^2 \cdot m^{-3}]$	veľkosť oboj. výhrevnej plochy $1 m^3$ výplne rotora

S_2	[m]	pozdĺžna rozteč
S_d	[m ²]	plocha dosky
S_{d1}	[m]	pozdĺžna šírka dosky
S_{d2}	[m]	priečna šírka dosky
S^r	[%]	obsah síry
S_h	[m ²]	plocha horákov
$\frac{S_h}{S}$	[-]	podiel výhrevných plôch bez rebier a celkovej plochy
S_{prch}^r	[%]	obsah prchavej zložky síry
S_{st}	[m ²]	celkový povrch stien ohniska
S_{str}	[m ²]	plocha stien s trubkami
S_{trubky}	[m ²]	povrch trubky
$S_{ús}$	[m ²]	účinná sálavá plocha stien ohniska
$S_{úsvo}$	[m ²]	účinná sálavá plocha výstupného prierezu ohniska
S_{vo}	[m ²]	plocha výstupného okna
$S_{vš}$	[m ²]	plocha výsyvky škváry
$S_{ž}$	[m]	rozteč rebier
$S_{ž}$	[m ²]	plocha rebra
$\frac{S_{ž}}{S}$	[-]	podiel výhrevných plôch rebier a celkovej plochy
σ_1	[-]	pomerná priečna rozteč
σ_2	[-]	pomerná pozdĺžna rozteč
σ_2'	[-]	pomerná uhlopriečna rozteč
Δt	[°C]	teplotný spád
Δt_{in}	[°C]	teplotný spád na vstupe
Δt_{out}	[°C]	teplotný spád na výstupe
t_{in}	[°C]	vstupná teplota
t_{np}	[°C]	teplota nechladeného plameňa
t_{nv}	[°C]	teplota napájacej vody
t_{ok}	[°C]	teplota spalín na konci ohniska
t_{out}	[°C]	výstupná teplota
t_p	[°C]	stredná teplota pary
t_{pp}	[°C]	výstupná teplota pary
t_{pv}	[°C]	teplota paliva
t_{sk}	[°C]	teplota škváry
t_s	[°C]	stredná teplota spalín
t_{st}	[°C]	teplota steny
$t_{ú}$	[°C]	teplota úletu
t_v	[°C]	stredná teplota napájacej vody
t_{vz}	[°C]	stredná teplota vzduchu
t_z	[°C]	teplota povrchu nánosu na strane spalín
$t_{ž}$	[m]	hrúbka rebra
v^{in}	[m ³ · kg ⁻¹]	vstupný merný objem
V_o	[m ³]	aktívny objem ohniska
v^{out}	[m ³ · kg ⁻¹]	výstupný merný objem
v_p	[m ³ · kg ⁻¹]	stredný merný objem pary
V_s	[m ³ · s ⁻¹]	skutočný prietok spalín
v_v	[m ³ · kg ⁻¹]	stredný merný objem napájacej vody
V_{vz}	[m ³ · s ⁻¹]	skutočný prietok vzduchu

w_p	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia pary
W_t^I	[%]	obsah vody
w_s	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia spalín
w_v	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia vody
w_{vz}	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia vzduchu
x	[-]	uhlový súčiniteľ osálenia
x_s	[-]	spalinový diel
X_s	[-]	podiel popola vo škváre
$X_{ú}$	[-]	podiel popola v úlete
x_{vz}	[-]	vzduchový diel
ξ	[-]	súčiniteľ využitia plochy
y_h	[-]	súčiniteľ tepelnej nerovnomernosti po výške ohniska
ν_p	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	súčiniteľ kinematickej viskozity pary
ν_s	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	súčiniteľ kinematickej viskozity spalín
ν_v	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	súčiniteľ kinematickej viskozity vody
Z_c	[%]	strata mechanickým nedopalom
Z_{co}	[%]	strata chemickým nedopalom
Z_{cs}	[%]	strata v škváre alebo struske
$Z_{cú}$	[%]	strata v úlete
Z_f	[%]	strata fyzickým teplom tuhých zvyškov
Z_{fs}	[%]	strata fyzickým teplom tuhých zvyškov vo škváre
$Z_{fú}$	[%]	strata fyzickým teplom tuhých zvyškov v úlete
Z_k	[%]	strata citelným teplom spalín (komínová)
Z_{sv}	[%]	strata sálaním a vedením tepla do okolia
Z_{sv}^o	[%]	pomerná strata sálaním a vedením tepla do okolia
ζ	[-]	súčiniteľ zanesenia stien ohniska
ζ_{vz}	[-]	súčiniteľ využitia ohrievača vzduchu

18 Zoznam tabuliek

Tab. 2-1 Zloženie paliva.....	22
Tab. 2-2 Súčinitele prebytku vzduchu.....	24
Tab. 2-3 Merná entalpia niektorých zložiek spalín v závislosti na teplote [4].....	25
Tab. 2-4 Entalpia vzduchu a spalín pre rôzne súčinitele prebytku vzduchu.....	26
Tab. 4-1 Rozmery spaľovacej komory.....	31
Tab. 5-1 Zadané hodnoty.....	38
Tab. 5-2 Tlakové straty konvekčných plôch.....	38
Tab. 5-3 Vstreky a odluh.....	38
Tab. 5-4 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH4.....	39
Tab. 5-5 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH3.....	39
Tab. 5-6 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH2.....	40
Tab. 5-7 Parametre pary na vstupe a výstupe z SH1.....	41
Tab. 5-8 Parametre pary/vody na vstupe a výstupe z výparníka.....	41
Tab. 5-9 Parametre vody na vstupe a výstupe z ekonomizéra.....	41
Tab. 5-10 Tepelná bilancia na strane média.....	42
Tab. 5-11 Tepelná bilancia na strane spalín.....	43
Tab. 6-1 Rozvrhnutie výpočtu konvekčných plôch.....	45
Tab. 7-1 Parametre pary pre prehrievač SH3.....	47
Tab. 7-2 Parametre spalín pre prehrievač SH3.....	47
Tab. 7-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v prehrievači SH3 [5].....	49
Tab. 7-4 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH3.....	50
Tab. 7-5 Parametre spalín a pary pre prvý úsek stropného prehrievača SH1.....	54
Tab. 7-6 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1.....	55
Tab. 7-7 Parametre spalín a parovodnej zmesi pre trubky výparníka na stenách.....	57
Tab. 8-1 Parametre pary pre prehrievač SH4.....	60
Tab. 8-2 Parametre spalín pre prehrievač SH4.....	60
Tab. 8-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v prehrievači SH4 [5].....	61
Tab. 8-4 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH4.....	62
Tab. 8-5 Parametre spalín a pary pre druhý úsek stropného prehrievača SH1.....	66
Tab. 8-6 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1.....	67
Tab. 8-7 Parametre spalín a parovodnej zmesi pre trubky výparníka na stenách.....	69
Tab. 9-1 Parametre parovodnej zmesi pre mrežu výparníka.....	72
Tab. 9-2 Parametre spalín pre mrežu výparníka.....	72
Tab. 9-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v mreži výparníka [5].....	73
Tab. 9-4 Parametre spalín a pary pre tretí úsek stropného prehrievača SH1.....	78
Tab. 9-5 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1.....	78
Tab. 10-1 Parametre pary pre prehrievač SH2.....	82
Tab. 10-2 Parametre spalín pre prehrievač SH2.....	82
Tab. 10-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v prehrievači SH2 [5].....	83
Tab. 10-4 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH2.....	84
Tab. 10-5 Parametre spalín a pary pre štvrtý úsek stropného prehrievača SH1.....	89
Tab. 10-6 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1.....	90
Tab. 11-1 Parametre spalín a pary pre mrežu stropného prehrievača SH1.....	93
Tab. 11-2 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v mreži strop. prehrievača SH1 [5].....	94
Tab. 11-3 Látkové vlastnosti pary pre strednú teplotu v prehrievači SH1.....	95
Tab. 12-1 Parametre vody pre ekonomizér.....	101
Tab. 12-2 Parametre spalín pre ekonomizér.....	101
Tab. 12-3 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v ekonomizéri [5].....	102

Tab. 12-4 Látkové vlastnosti vody pre strednú teplotu v ekonomizéri.....	104
Tab. 13-1 Parametre vzduchu a spalín pre ohrievač vzduchu.....	106
Tab. 13-2 Látkové vlastnosti spalín pre strednú teplotu v ohrievači vzduchu [5].....	108
Tab. 13-3 Látkové vlastnosti vzduchu pre strednú teplotu v ohrievači vzduchu [4].....	108

19 Zoznam obrázkov

Obr. 1-1 Umiestenie horákov v ohniskách parných kotlov [3]	18
Obr. 1-2 Granulačný kotol s horákmi v hornej časti spaľovacej komory [3].....	19
Obr. 1-3 Dvojpriestorový výtavný kotol [3].....	21
Obr. 4-1 Schéma spaľovacej komory	31
Obr. 5-1 Schéma vstreku 2	39
Obr. 5-2 Schéma vstreku 1	40
Obr. 5-3 Pilový diagram	44
Obr. 6-1 Rozvrhnutie výpočtu konvekčných plôch.....	45
Obr. 7-1 Geometria doskového prehrievača SH3.....	46
Obr. 7-2 Teplotný spád doskového prehrievača SH3.....	53
Obr. 7-3 Teplotný spád prvého úseku stropného prehrievača SH1	56
Obr. 7-4 Teplotný spád trubiek výparníka na stenách.....	58
Obr. 8-1 Geometria výstupného prehrievača SH4	59
Obr. 8-2 Teplotný spád prehrievača SH4	65
Obr. 8-3 Teplotný spád druhého úseku stropného prehrievača SH1	68
Obr. 8-4 Teplotný spád trubiek výparníku na stenách.....	70
Obr. 9-1 Geometria mreže výparníka	71
Obr. 9-2 Teplotný spád mreže výparníka	77
Obr. 9-3 Teplotný spád tretieho úseku stropného prehrievača SH1	80
Obr. 10-1 Geometria prehrievača SH2	81
Obr. 10-2 Teplotný spád prehrievača SH2	88
Obr. 10-3 Teplotný spád štvrtého úseku stropného prehrievača SH1	91
Obr. 11-1 Geometria mreže stropného prehrievača SH1	92
Obr. 11-2 Teplotný spád mreže prehrievača SH1	98
Obr. 12-1 Geometria ekonomizéru.....	100
Obr. 12-2 Teplotný spád ekonomizéra	105
Obr. 13-1 Teplotný spád ohrievača vzduchu.....	109

20 Zoznam príloh

1. Výkresová dokumentácia kotla A1-DP-VUT-FSI-EI