

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ DŘEVNÍ ŠTĚPKY - 96,4 T/H

GRATE BOILER FOR WOOD CHIPS - 96,4 T/H

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Strnad

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Strnad**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Roštový kotel na spalování dřevní štěpky – 96,4 t/h

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh roštového kotle na spalování dřevní štěpky o parametrech páry 96,4 t/h; 8,1 MPa; 490 °C při respektování rosného bodu spalin podle obsahu síry v palivu.

Biomasa bude spalována na roštu moderní konstrukce. Množství vzduchu a umístění sekundárního vzduchu ve spalovací komoře bude specifikováno dodavatelem roštu. Provedení kotle bude navrženo s trubkovým ohřívákem vzduchu s regulací teploty spalin za kotlem pomocí parního přehřátí vzduchu. Regulace teploty páry bude zajištěna dvěma vstříky napájecí vodou.

Parametry kotle: výkon kotle 96,4 t/h, tlak přehřáté páry 8,1 MPa, teplota přehřáté páry 490 °C, teplota napájecí vody 105 °C. Bližší specifikace zadání – parametrů kotle a paliva bude provedena v rámci vypracování DP.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle.

Stanovte bilanci vstříků a jejich dimenzování, aby byl zajištěn optimální provoz kotle.

Vyčíslete dosaženou účinnost kotle.

Zdůvodněte volbu teploty přehřátí vzduchu před trubkovým ohřívákem vzduchu, popište regulaci teploty spalin za kotlem pomocí parního přehřátí vzduchu.

Nakreslete diagram průběhu teploty pracovního média a spalin a bilance vstříků kotle.

Seznam doporučené literatury:

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. Učební texty vysokých škol.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Tato práce pojednává o roštových kotlích. Popisuje jejich nejdůležitější součásti, princip fungování a využití. Hlavní součástí této práce je návrh roštového kotle spalujícího biomasu o parním výkonu 96,4 t/h. Teplota a tlak páry na výstupu z kotle jsou 490 °C a 8,1 MPa.

Klíčová slova

vzduch, biomasa, spalování, spalovací komora, spaliny, rošt, výměník tepla, pára, přehřívák, voda

Abstract

This thesis deals with issue of grate boilers. It describes their properties, function principles and usage. The main part of this thesis is design of grate boiler burning biomass with steam output 96.4 tons/hour. Steam temperature and pressure at the output are 490 °C and 8.1 MPa.

Key words:

air, biomass, combustion, combustion chamber, flue gas, grate, heat exchanger, steam, superheater, water

Bibliografická citace:

STRNAD, Ondřej. *Roštový kotel na spalování dřevní štěpky - 96,4 t/h* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124530>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování diplomové práce a že jsem celou práci vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury, pod vedením vedoucího diplomové práce Ing. Martina Lisého, Ph.D.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Bc. Ondřej Strnad

Poděkování

Zde bych chtěl poděkovat panu Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. za konzultace a poskytnutí podkladů k výpočtu a svému vedoucímu práce Ing. Martinovi Lisému, Ph.D. Především bych chtěl poděkovat svým úžasným rodičům za jejich nekonečnou trpělivost a podporu během studia.

Obsah

1	Úvod.....	14
2	Charakteristika roštových kotlů	15
2.1	Vývoj roštových kotlů	15
2.2	Popis spalovací komory roštového kotle	15
2.3	Druhy roštů	17
3	Úvod do výpočtu kotle a cíle práce	19
3.1	Cíl práce.....	19
3.2	Použité programy a zdroje.....	19
3.3	Přípravné výpočty	20
3.4	Složení paliva	20
3.5	Stechiometrie	20
3.5.1	Minimální množství kyslíku a vzduchu	21
3.5.2	Množství spalin a jeho složek	21
3.5.3	Skutečný objem vzduchu a spalin	22
3.6	Výpočet entalpií spalin a vzduchu pro daný přebytek vzduchu	23
3.7	Stanovení některých fyzikálních vlastností spalin.....	25
4	Tepelná bilance kotle	26
4.1	Přivedené teplo	26
4.2	Výpočet ztrát kotle.....	26
4.2.1	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích = mechanický nedopal	27
4.2.2	Ztráta hořlavinou ve spalinách = chemický nedopal.....	27
4.2.3	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	28
4.2.4	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí	28
4.2.5	Ztráta citelným teplem spalin = komínová ztráta.....	28
4.2.6	Ztráta nepočitatelná a rezerva.....	28
4.3	Účinnost kotle a množství paliva.....	29
4.3.1	Výrobní teplo páry	29
4.3.2	Množství paliva přivedeného do kotle	29
4.3.3	Množství paliva skutečně spáleného	29
4.4	Technický popis kotle.....	30
4.5	Výpočet parametrů teplosměnných ploch	32
4.5.1	Přehřívák SH6	32
4.5.2	Bilance vstříku 2 a přehřívák SH5	33
4.5.3	Bilance vstříku 1 a přehřívák SH4	34
4.5.4	Přehřívák SH3 – závěsné trubky	35
4.5.5	Stěnové přehříváky = SHS	35
4.5.6	Výparník.....	36
4.5.7	Ekonomizér 2	37
4.5.8	Ekonomizér 1	38
4.5.9	Odluh.....	39
4.5.10	Celkové teplo předané v teplosměnných plochách	39
5	Návrh a výpočet spalovací komory	40
5.1	Rozměry roštu a ohniště	40

5.2	Popis roštu	42
5.3	Geometrické parametry ohniště.....	42
5.4	Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla.....	43
5.4.1	Výpočet teoretické teploty při spalování (nechlazeného plamene).....	43
5.4.2	Součinitel M.....	44
5.4.3	Boltzmannovo číslo.....	44
5.4.4	Stupeň černosti ohniště.....	45
5.4.5	Skutečná teplota spalin na výstupu z ohniště	47
5.4.6	Skutečný objem spalin (vlhkých) na konci SK	48
5.5	Výpočet mříže 1.....	48
5.5.1	Parametry mříže	49
5.5.2	Součinitel přestupu tepla na straně spalin (příčné obtékání).....	50
5.5.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry	50
5.5.4	Součinitel přestupu sáláním	50
5.5.5	Skutečné teplo převzaté mříží 1	53
6	Návrh a výpočet II. tahu	55
6.1	Deskový přehřívák (SH5).....	55
6.1.1	Umístění a základní údaje o geometrii SH5	55
6.1.2	Parametry spalin	57
6.1.3	Parametry média.....	58
6.1.4	Součinitel přestupu tepla na straně páry.....	58
6.1.5	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění.....	59
6.1.6	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné proudění	59
6.1.7	Součinitel přestupu sáláním	59
6.1.8	Výpočet součinitele prostupu tepla	62
6.1.9	Teplo převzaté deskovým přehřívákem	63
6.2	Výpočet vedlejších ploch v okolí deskového přehříváku.....	64
6.3	Výpočet kavity v II. tahu před mříží 2.....	65
6.3.1	Základní rozměry oblasti.....	66
6.3.2	Parametry spalin	66
6.3.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry	67
6.3.4	Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné obtékání	67
6.3.5	Součinitel přestupu sáláním	67
6.3.6	Součinitel prostupu tepla.....	69
6.3.7	Skutečné teplo převzaté membránovými stěnami kavity	70
6.4	Výpočet mříže 2.....	71
6.4.1	Parametry	71
6.4.2	Součinitel přestupu tepla na straně spalin (příčné obtékání).....	72
6.4.3	Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním	72
6.4.4	Součinitel prostupu tepla.....	74
6.4.5	Teplo převzaté mříží 2.....	75
7	Návrh a výpočet III. tahu.....	76
7.1	Schéma a popis tahu	76
7.2	Výpočet prostoru na začátku III. tahu – stěnový přehřívák.....	78
7.2.1	Výpočet teplosměnných ploch membránových stěn	78
7.2.2	Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné obtékání	80

7.2.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry	80
7.2.4	Součinitel přestupu tepla sáláním	80
7.2.5	Součinitel prostupu tepla	82
7.2.6	Teplo převzaté membránovými stěnami přehříváku	83
7.2.7	Tepelný výkon vedlejších ploch dolní části tahu 3	83
7.3	Výpočet přehříváku SH6	84
7.3.1	Geometrie a umístění	84
7.3.2	Součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry	86
7.3.3	Vlastnosti spalin	86
7.3.4	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	87
7.3.5	Součinitel přestupu sáláním	87
7.3.6	Součinitel prostupu tepla	89
7.3.7	Skutečné teplo převzaté SH6	90
7.3.8	Výpočet vedlejších ploch přehříváku SH6	91
7.4	Výpočet přehříváku SH4	93
7.4.1	Součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry	94
7.4.2	Vlastnosti spalin	94
7.4.3	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	95
7.4.4	Součinitel přestupu sáláním	95
7.4.5	Součinitel prostupu tepla	97
7.4.6	Teplo převzaté SH4	98
7.4.7	Výpočet vedlejších ploch přehříváku SH4	98
7.5	Výpočet mříže 3	99
7.5.1	Základní parametry	100
7.5.2	Součinitel přestupu tepla na straně páry (podélné obtékání)	101
7.5.3	Součinitel přestupu tepla na straně spalin (příčné obtékání)	101
7.5.4	Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním	102
7.5.5	Teplo převzaté mříží 3	105
7.5.6	Výpočet vedlejších ploch vrchní oblasti	105
8	Návrh a výpočet IV. tahu	107
8.1	Výpočet trubkového ohříváku vzduchu AH5	108
8.1.1	Uspořádání a geometrické parametry	108
8.1.2	Vlastnosti spalin	109
8.1.3	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	110
8.1.4	Součinitel přestupu tepla podélné proudění ze strany vzduchu	110
8.1.5	Součinitel přestupu sáláním	111
8.1.6	Součinitel prostupu tepla	113
8.1.7	Teplosměnná plocha AH5	114
8.1.8	Skutečné teplo převzaté AH5 – rovnice sdílení tepla	114
8.1.9	Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu	114
8.2	Výpočet EKO 2	115
8.2.1	Uspořádání a geometrie	115
8.2.2	Vlastnosti spalin	115
8.2.3	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	116
8.2.4	Součinitel přestupu sáláním	117
8.2.5	Součinitel prostupu tepla	119

8.2.6	Teplotní spád	119
8.2.7	Teplosměnná plocha EKO 2	119
8.2.8	Teplo převzaté EKO 2 – rovnice sdílení tepla	119
8.2.9	Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu	120
8.3	Výpočet EKO 1	120
8.3.1	Uspořádání a geometrie	120
8.3.2	Vlastnosti spalin	121
8.3.3	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	121
8.3.4	Součinitel přestupu tepla sáláním	122
8.3.5	Součinitel prostupu tepla	124
8.3.6	Teplotní spád	124
8.3.7	Teplosměnná plocha EKO 1	124
8.3.8	Teplo převzaté EKO 1 – rovnice sdílení tepla	125
8.3.9	Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu	125
9	Návrh a výpočet V. tahu	126
9.1	Výpočet trubkového ohříváku vzduchu AH 2, 3, 4	126
9.1.1	Uspořádání a geometrické parametry	126
9.1.2	Vlastnosti spalin	127
9.1.3	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	129
9.1.4	Součinitel přestupu tepla podélné proudění ze strany vzduchu	129
9.1.5	Součinitel přestupu tepla sáláním	130
9.1.6	Součinitel prostupu tepla	132
9.1.7	Teplosměnná plocha AH 2, 3, 4	133
9.1.8	Teplo převzaté AH 2, 3, 4 – rovnice sdílení tepla	133
9.1.9	Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu	133
9.2	Výpočet trubkového ohříváku vzduchu AH 1	134
9.2.1	Uspořádání a geometrické parametry	134
9.2.2	Vlastnosti spalin	134
9.2.3	Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou	136
9.2.4	Součinitel přestupu tepla podélné proudění ze strany vzduchu	136
9.2.5	Součinitel přestupu tepla sáláním	137
9.2.6	Součinitel prostupu tepla	139
9.2.7	Teplosměnná plocha AH 1	140
9.2.8	Teplo převzaté AH 1 – rovnice sdílení tepla	140
9.2.9	Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu z kotle	140
9.3	Teplota rosného bodu spalin	141
10	Kontrola tepelné bilance	142
10.1	Celkový výkon výparníku	142
10.2	Celkový výkon stěnového přehříváku	142
10.3	Celkový výkon závěsných trubek – SH3	142
10.4	Porovnání výkonů a výpočet odchylky	143
10.5	Pilový Q-T diagram	143
	Závěr	146
	Seznam použitých zdrojů	147
	Seznam obrázků	148
	Seznam tabulek	149

Seznam použitých symbolů a zkratk	150
---	-----

1 Úvod

V dnešní době ovlivněné globálním oteplováním a bojem proti emisím látek k němu napomáhajícím jsou spalovací zařízení využívající fosilní paliva na ústupu. Je však otázkou, jestli se naše generace dočká toho, že obnovitelné zdroje, jejichž nevýhodou je horší regulace výkonu, závislost na dotacích, nižší účinnost a z toho plynoucí vyšší cena vyrobené energie, plně nahradí uhlí, ropu a zemní plyn.

Roštové kotle jsou vůbec nejstarší typ spalovacích zařízení. I když se současná situace jeví tak, že v konkurenci granulačních kotlů efektivně spalujících jemný uhelný prach nemohou obstát, stále najdou své uplatnění. Jedná se především o spalování obtížně melitelných látek jako biomasa, nehomogenní směsi a různé druhy průmyslových odpadů.

Může to znít jako paradox, ale současnost je pro tato zařízení příznivá. Vzhledem k rostoucím cenám emisních povolenek u uhelných zdrojů a především kůrovcové kalamitě, a z toho plynoucí nízké ceně dřeva, je pro investory lákavé budovat zařízení využívající tuto surovinu. S plánovaným omezením skládkování v novém desetiletí bude zřejmě nutné zřídit nové spalovny, neboť spalování odpadu (samozřejmě se špičkovými odlučovacími zařízeními) je pořád lepší, než jeho ukládání do přírody, či dokonce vyvážení na opačnou stranu světa.

I z těchto důvodů a nejasné budoucnosti uhelné energetiky je dobré se zabývat problematikou kotlů na alternativní pevná paliva.

2 Charakteristika roštových kotlů

2.1 Vývoj roštových kotlů

Roštová ohniště představují nejstarší typ spalovacích zařízení. Když pomineme užití v podobě ohnišť, krbů na vytápění a menších pecí, jejich průmyslový rozmach nastal především v 19. století s nástupem parních strojů a lokomotiv. Nejdříve docházelo ke spalování větších kusů uhlí a polen, s vývojem technologií drcení a mletí se přešlo na efektivnější spalování. V druhé polovině 20. století je s požadavky na větší výkony začaly pomalu vytlačovat fluidní a především granulační kotle.

2.2 Popis spalovací komory roštového kotle

Roštové ohniště je určeno pro spalování kusových paliv – především dřevní štěpky, pelet, odpadů a uhlí, kde se nevyplatí použití jemného mletí a hořáků. Výkony se pohybují od 0,025 MW_t po cca 150 MW_t [3].

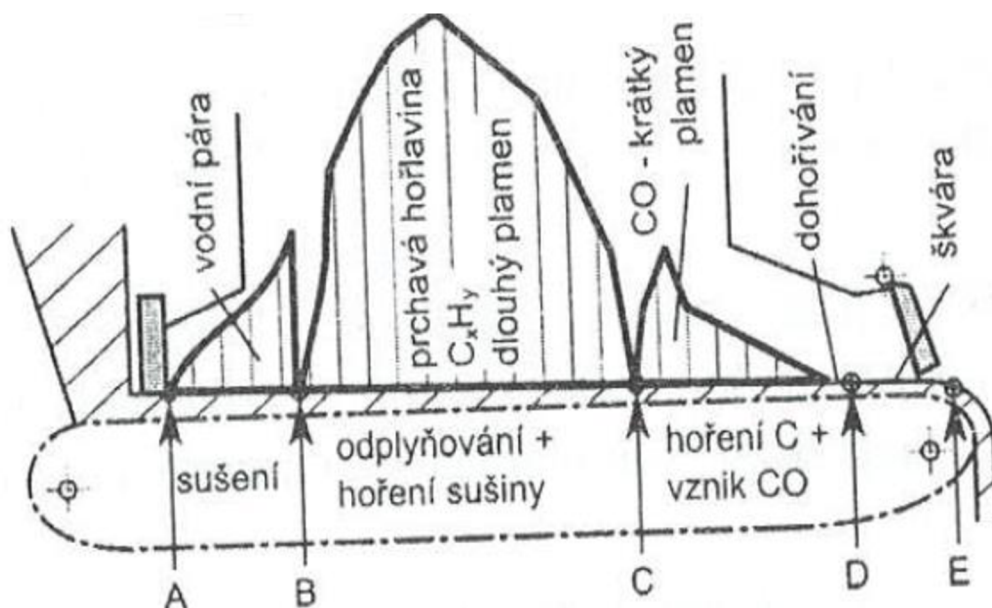
Klíčovou součástí ohniště je rošt, který zajišťuje několik funkcí:

- podpírá kusové palivo a umožní vznik vrstvy požadované tloušťky a prodyšnosti,
- zajistí postupné vysušení paliva, jeho zahřátí na zápalnou teplotu a hoření,
- zajistí takový přívod spalovacího vzduchu, aby spalování probíhalo při optimálním přebytku vzduchu,
- umožní shromažďování a odvod tuhých zbytků po spálení z ohniště,
- umožňuje regulaci ohniště. [3]

Pro správný průběh hoření musí palivo po dopravení na rošt projít několika fázemi. Nejdříve se odehrává vysoušení – palivo je vystaveno teplotám cca 120 °C a uvolňuje se z něj povrchová a hygroskopická voda. Následuje odplyňování – při ohřátí nad 250 °C dochází k uvolnění prchavé hořlaviny. Poté dochází k hoření prchavé hořlaviny a zápalu vrstvy tuhé hořlaviny. Konečnou fází je pak dohoření tuhé fáze, chlazení tuhých zbytků a jejich odvod. [3]

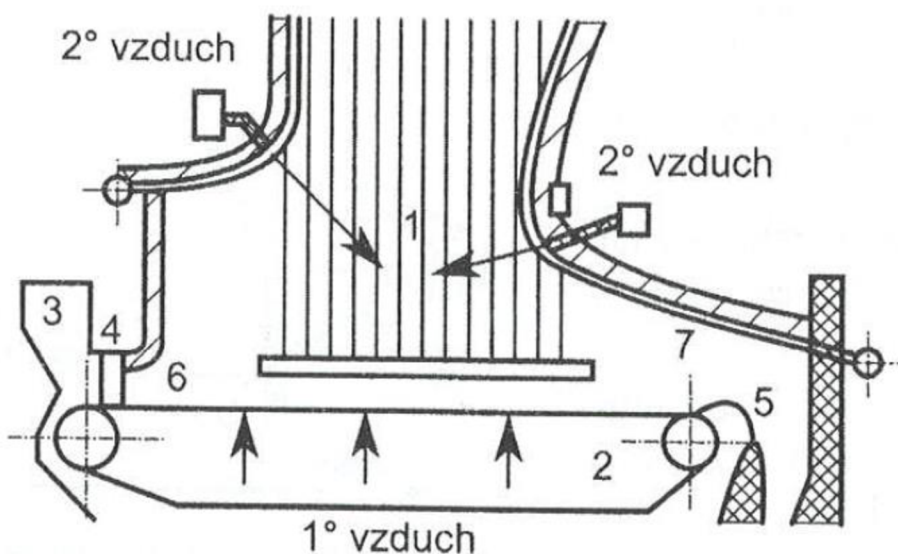
Aby tyto fáze správně proběhly a bylo dosaženo dokonalosti spalování na roštu, je nutné určitý díl tepla uvolněného spalováním vrátit do reakce a zajistit zapálení nově přivedeného paliva. Tato energie se nazývá poměrné vzněcovací teplo, jeho hodnota se pohybuje pro černé uhlí $Q_{vzněcovací} = 0,15 - 0,25$, pro hnědé $Q_{vzněcovací} = 0,33 - 0,4$. [1]

Na následujícím obrázku (Obrázek 1) jsou patrné hlavní fáze spalování na roštovém ohništi.



Obrázek 1 Fáze spalování paliva na roštu [3]

Na obrázku 2 jsou označeny nejdůležitější části roštového ohniště (1), které ohraničuje rošt (2), přední (6) a zadní (7) klenba a stěny ohniště. Palivo je na rošt dopravováno ze zásobníku (3), výška vrstvy je regulována hradítkem (4). Pevný zbytek (škvára) poté odchází přes jízek (5) do škvárové výsyvky. [3]



Obrázek 2 Hlavní části roštového ohniště [3]

Podle druhu přívodu tepla k vysušení a vznícení paliva rozlišujeme ohniště se spodním, horním a kombinovaným zápalom. V případě spodního zápalu se nově přivedené palivo nahazuje na hořící žhavou vrstvu, u prohrabovacích roštů s promícháváním vrstvy paliva lze mluvit také o spodním zápalu. K hornímu zápalu dochází sáláním obezdívky (zejména přední klenby) a plynného obsahu ohniště. Je tomu uzpůsobena konstrukce přední klenby – sklon, zakřivení, tepelná pohltivost. [1]

2.3 Druhy roštů

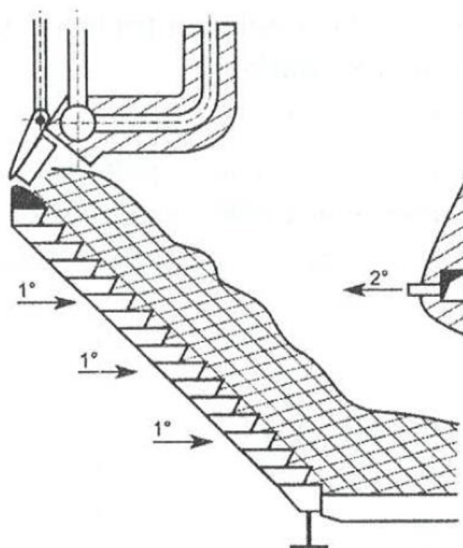
V této kapitole je uveden přehled nejdůležitějších druhů roštů. Dělí se podle pohybu paliva na roštu na: [1]

- rošty s nehybnou vrstvou paliva (pevné),
- rošty s občasným přemísťováním paliva,
- rošty s trvalým přemísťováním paliva.

Pevné rošty je nejstarší typ roštů. Největší uplatnění našel v 19. století a první polovině 20. u lokomotiv a plamencových kotlů. V současné době se používá především pro malé kotle pro lokální vytápění. [3]

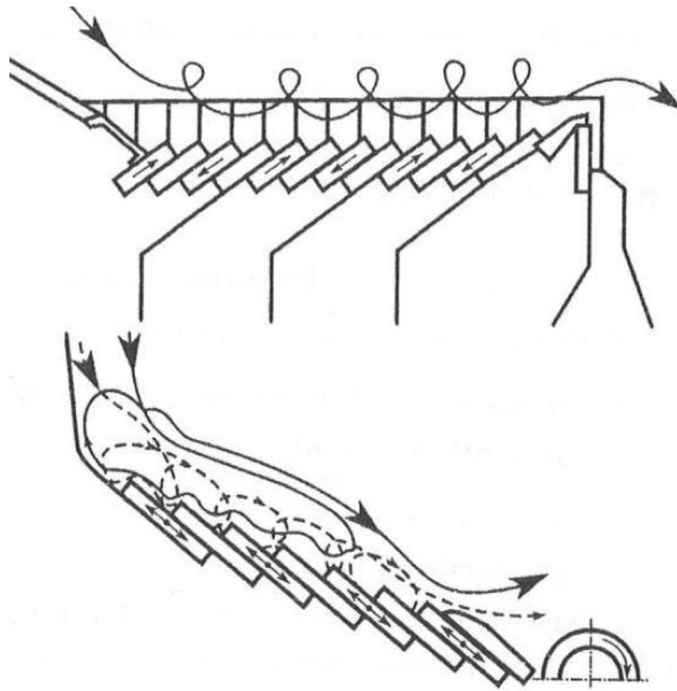
Palivo se zde přivádí na hořící vrstvu a sušení, odplyňování a hoření probíhá téměř současně. Nad rošt je nutné přivést sekundární vzduch pro dopálení prchavé hořlaviny. Velká nevýhoda je velká ztráta mechanickým nedopalem v propadu, úletu i škváře. [3]

Účinnější varianta je stupňovitý rošt, kde palivo vlivem gravitace postupně klesá po roštnicích, kterými je přiveden primární vzduch, na vodorovnou dohořivací plochu.



Obrázek 3 Stupňovitý rošt [3]

Mezi rošty s občasným přemísťováním paliva patří přesuvný rošt, což je stupňovitý rošt s pohyblivými roštnicemi, a především vrativý rošt, kde jsou roštnice posazeny proti směru pohybu paliva. Je tak dosaženo lepšího promíchání vrstvy paliva. Patří sem kaskádový vodorovný rošt a skloněný rošt typu Martin. [3]



Obrázek 4 Vratisuvný rošt kaskádovitý (nahore) a typu Martin [3]

Jako další typy lze zmínit válcový rošt, kde roštnice nahrazují otáčející se duté válce a používá se pro spalování komunálních odpadů, a vibrační rošty. Zde je palivo posouváno natřásavými pohyby, výhodou je méně pohyblivých součástí a lepší údržba. Používá se pro spalování biomasy.

V současnosti se často využívají rošty s trvalým přemísťováním paliva. Jde především o řetězové a pásové tvořené nekonečným pásem, jehož vrchní plocha tvoří rošt. Výhodou je možnost použití výhřevnějšího paliva bez hrozby opalu roštnic, neboť dochází k tepelnému namáhání roštu pouze v horní části, zatímco ve spodní části je chlazen. [3]

3 Úvod do výpočtu kotle a cíle práce

3.1 Cíl práce

Cílem této diplomové práce je vypracování návrhu roštového bubnového kotle spalujícího biomasu o zadaných parametrech (patrných v následující tabulce), součástí kterého je tepelný výpočet a základní rozměrový návrh.

Tabulka 1 Zadané hodnoty

Zadané parametry kotle	Označení	Hodnota	Jednotka	
Parní výkon kotle	M_{pp}	96,4	t/h	
Teplota přehřáté páry	t_{pp}	490	°C	
Tlak přehřáté páry	p_{pp}	8,1	bar	
Teplota napájecí vody	t_{nv}	105	°C	
Zadané parametry paliva				%/100
Výhřevnost	Q_i^r	9	MJ/kg	
Obsah celkové vody	W^r	40	%	0,4
Obsah popela v původním stavu	A^r	6	%	0,06
Obsah síry	S^r	0,012	%	0,00012
Složení hořlaviny paliva (hmotnostní)				%/100
Obsah uhlíku	C^{daf}	57,844	%	0,57844
Obsah vodíku	H^{daf}	3	%	0,03
Obsah dusíku	N^{daf}	0,111	%	0,00111
Obsah chloru	Cl^{daf}	0,023	%	0,00023
Obsah kyslíku	O^{daf}	39	%	0,39
Obsah prchavé hořlaviny	V^{daf}	75	%	0,75
Teplota okolního vzduchu	t_{vz}	25	°C	
Teplota vzduchu před spalínovým OVZ	t_{vz}	50	°C	

3.2 Použité programy a zdroje

Pro výpočet byl použit program Microsoft Excel 2010 s příloženými tabulkami vlastností vody a vodní páry IAPWS 97.

Po dokončení výpočtu byly výsledky přeneseny do programu Microsoft Word 2010 za využití vkládání rovnic. Pro přehlednost jsou zde výsledky zapisovány zaokrouhlené na maximálně pět desetinných míst, program Excel však počítá v dalších krocích s přesnou hodnotou.

Pro tvorbu výkresu kotle byl využit program Autodesk AutoCAD 2020. Při výpočtu bylo čerpáno, pokud není uvedeno jinak, především z knihy Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet od doc. Ing. Floriana Budaje, CSc., vydání z r. 1992 (zdroj č. 4).

3.3 Přípravné výpočty

Tyto výpočty zahrnují přepočty složení paliv, stechiometrické výpočty a výpočty entalpií spalin a vzduchu.

3.4 Složení paliva

Kromě síry jsou všechny prvky zadány ve vysušeném stavu bez popeloviny (daf). Pomocí obsahu vody a popeloviny zjistíme obsah prvků v původním stavu paliva ($r = raw$).

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,57844 \cdot (1 - 0,06 - 0,4) = 0,31236 \quad (3.1)$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,03 \cdot (1 - 0,06 - 0,4) = 0,0162 \quad (3.2)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,00111 \cdot (1 - 0,06 - 0,4) = 0,00059 \quad (3.3)$$

$$Cl^r = Cl^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,00023 \cdot (1 - 0,06 - 0,4) = 0,00012 \quad (3.4)$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,39 \cdot (1 - 0,06 - 0,4) = 0,2106 \quad (3.5)$$

$$S^{daf} = S^r / (1 - A^r - W^r) = 0,00012 / (1 - 0,06 - 0,4) = 0,00022 \quad (3.6)$$

$$A^{daf} = A^r / (1 - A^r - W^r) = 0,06 / (1 - 0,06 - 0,4) = 0,1 \quad (3.7)$$

Tabulka 2 Prvkový obsah v palivu

Prvek	daf [-]	r [-]
<i>C</i>	0,57844	0,31236
<i>H</i>	0,03	0,0162
<i>N</i>	0,00111	0,00059
<i>Cl</i>	0,00023	0,000124
<i>O</i>	0,39	0,2106
<i>S</i>	0,00022	0,00012
<i>W^r</i>		0,4
<i>A^r</i>	0,1	0,06
Suma		1,0000

3.5 Stechiometrie

Pomocí následujících výpočtů byl stanoven potřebný objem vzduchu pro efektní spalování jednotkového množství paliva a objemové množství vzniklých spalin.

3.5.1 Minimální množství kyslíku a vzduchu

Prívod atmosférického O_2 je možno snížit o množství, které je vázané v hořlavině paliva, při předpokladu, že tento kyslík bude během spalování uvolněn a zapojí se do hoření.

Minimální objem O_2 potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) =$$

$$22,39 \cdot \left(\frac{0,31236}{12,01} + \frac{0,0162}{4,032} + \frac{0,00012}{32,06} - \frac{0,2106}{32} \right) = 0,525 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.8)$$

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

$$O_{vzmin}^s = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} = \frac{100}{21} \cdot 0,525 = 2,5 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.9)$$

Hodnota v jmenovateli představuje objemové množství kyslíku v suchém vzduchu – 21 %.

Minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva:

Tato hodnota se vypočítá jako součin $O_{vzmin}^s \cdot f$, přičemž součinitel zohledňující vliv vlhkosti a tlaku vzduchu lze podle [4] brát při relativní vlhkosti $\varphi = 0,7$ a teplotě vzduchu $20 \text{ }^\circ\text{C}$ jako $f = 1,0161$ a při relativní vlhkosti $\varphi = 0,7$ a teplotě vzduchu $30 \text{ }^\circ\text{C}$ jako $f = 1,03$. Pomocí interpolace pro zadanou teplotu $t_{vz} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ byla získána hodnota $f = 1,023$.

$$O_{vzmin}^{vl} = O_{vzmin}^s \cdot f = 2,5 \cdot 1,023 = 2,5575 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.10)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu

$$O_{H_2O}^{vz} = O_{vzmin}^{vl} - O_{vzmin}^s = 2,5575 - 2,5 = 0,0575 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.11)$$

3.5.2 Množství spalin a jeho složek

Vzniká dokonalým spálením paliva při minimálním množství vzduchu, tedy bez přebytku ($\alpha = 1$). Objem suchých spalin vznikne ze součtu jednotlivých složek vzniklých spalováním.

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{vzmin}^s = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,31236 + 0,0003 \cdot 2,5 = 0,5797 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.12)$$

Objem dusíku

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{vzmin}^s = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0006 + 0,7805 \cdot 2,5 = 1,9518 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.13)$$

Objem oxidu siřičitého

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,00012 = 8,19 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.14)$$

Objem argonu

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vz_min}^s = 0,0092 \cdot 2,5 = 0,023 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.15)$$

Minimální objem suchých spalin vzniklých z 1 kg paliva

$$O_{SP_min}^s = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{SO_2} + O_{Ar} = 0,5797 + 1,9518 + 8,19 \cdot 10^{-5} + 0,023$$

$$= 2,5545 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.16)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O}^{SP} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^{vl} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0162 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4 + 0,0575$$

$$= 0,73484 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.17)$$

Minimální objem vlhkých spalin z 1 kg paliva

$$O_{SP_min}^{vl} = O_{SP_min}^s + O_{H_2O}^{SP} = 2,5545 + 0,73484 = 3,2894 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.18)$$

3.5.3 Skutečný objem vzduchu a spalin

V praxi se volí přebytek vzduchu α větší než 1, protože při nedokonalém spalování ($\alpha < 1$) nedochází k úplné oxidaci paliva na konečné produkty, spaliny obsahují hořlavé složky a dochází ke zvýšení ztráty chemickým nedopalem. Navíc hrozí vznik jedovatého oxidu uhelnatého. [3]

Proto se v praxi volí vyšší než minimální součinitel přebytku vzduchu. Dle zdroje [1, str. 160] se optimální hodnota pro roštová ohniště pohybuje v rozmezí 1,3 až 1,5. Po odborné konzultaci byly na základě provozních zkušeností zvoleny v příslušných částech kotle tyto hodnoty:

Tabulka 3 Zvolené přebytky vzduchu

Přebytky vzduchu	
Oblast	Hodnota α
Vstup do parního ohříváku a SK	1,22
Výstup SK	1,25
Začátek 5. tahu	1,28
Výstup z kotle	1,3

Přebytek vzduchu na vstupu do parního ohříváku a spalovací komory (SK) je předpokládán stejný. Podle [4], tab. 5-5 se uvažuje zvětšení přebytku vzduchu v ohništi vlivem netěsností v rozmezí $0,02 \div 0,05$. Byla zvolena hodnota $\Delta\alpha_o = 0,03$.

Skutečný objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{vlVZ} = \alpha \cdot O_{vz_min}^{vl} = 1,3 \cdot 2,5575 = 3,3248 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.19)$$

Skutečný objem vlhkých spalin ze spálení 1 kg paliva

$$O_{SP}^{kg} = O_{sp_min}^{vl} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz_min}^{vl} = 3,2894 + (1,3 - 1) \cdot 2,5575 = 4,0567 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.20)$$

3.6 Výpočet entalpií spalin a vzduchu pro daný přebytek vzduchu

Pro vyjádření tepelné bilance kotle, tedy tepla, které je spalinám výměníky odebráno, je vhodné použít entalpie spalin a vody/páry. Pro zjednodušení bilančních vztahů je lepší nepracovat s měrnou entalpií vztahenou na jednotku jejich objemu nebo hmotnosti, ale jako základní vztahnou jednotku brát objem spalin vzniklý spálením jednotkového množství paliva (tedy 1 kJ/kg_{paliva}). [5]

Tabulka 4 Měrné entalpie [kJ/kg] některých složek spalin v závislosti na teplotě [5]

t [°C]	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	suchý vzduch	CO	O ₂	popílek
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,6	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57	32,49	32,78	20,2
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1071	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061

Následně byly entalpie spalin přepočítány v závislosti na teplotě pro zvolený přebytek vzduchu. Níže je uveden vzorový výpočet pro teplotu 100 °C.

Entalpie stechiometrických spalin při t = 100 °C

$$I_{SP_min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} + O_{H_2O}^{sp} \cdot i_{H_2O} = 0,5797 \cdot 170 + 8,19 \cdot 10^{-5} \cdot 191,2 + 1,9518 \cdot 129,5 + 0,023 \cdot 93,07 + 0,7348 \cdot 150,6 = 464,12 \text{ kJ/kg} \quad (3.21)$$

Entalpie minimálního množství vzduchu při $t = 100\text{ °C}$

$$I_{vz_{min}} = O_{vz_{min}}^s \cdot i_{SV} + O_{H_2O}^{vl} \cdot i_{H_2O} = 2,5 \cdot 132,3 + 0,0575 \cdot 150,6 = 339,42 \text{ kJ/kg} \quad (3.22)$$

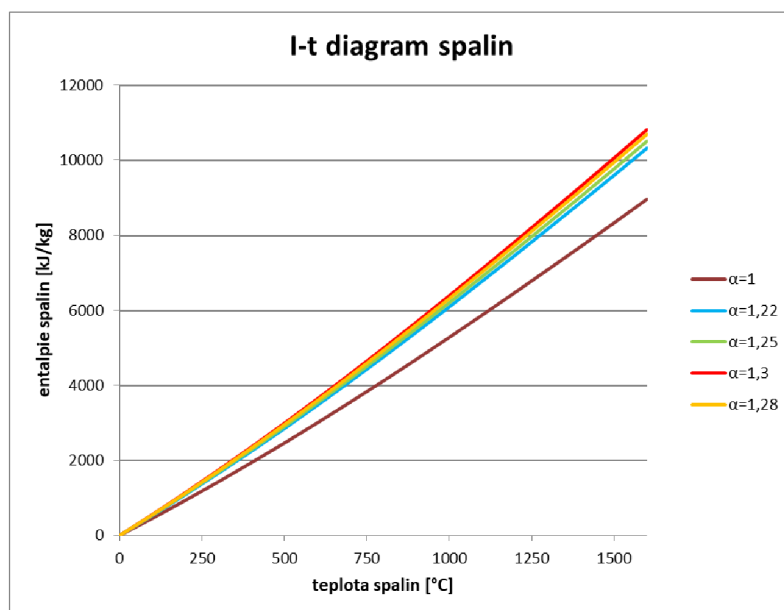
Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva při přebytku vzduchu 1,3 při $t = 100\text{ °C}$

$$I_{SP} = I_{SP_{min}} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz_{min}} = 464,12 + (1,3 - 1) \cdot 339,42 = 565,95 \text{ kJ/kg} \quad (3.23)$$

Tabulka 5 Hodnoty entalpií vzduchu a spalin v závislosti na teplotě a pro různé přebytky vzduchu [kJ/kg]

t [°C]	$I_{sp_{min}} (\alpha=1)$	$I_{vz_{min}}$	$I_{sp} (\alpha=1,22)$	$I_{sp} (\alpha=1,25)$	$I_{sp} (\alpha=1,28)$	$I_{sp} (\alpha=1,3)$
0	0	0	0	0	0	0
25	116,88	83,68	135,29	137,8	140,31	141,98
100	464,12	339,42	538,8	548,98	559,16	565,95
200	942,57	683,02	1092,84	1113,33	1133,82	1147,48
300	1435,77	1032,88	1663	1693,99	1724,97	1745,63
400	1944,01	1390,27	2249,87	2291,58	2333,29	2361,09
500	2467,03	1755,97	2853,34	2906,02	2958,7	2993,82
600	3004,77	2129,75	3473,31	3537,2	3601,1	3643,69
700	3555,83	2511,37	4108,33	4183,67	4259,02	4309,24
800	4119,91	2899,33	4757,76	4844,74	4931,72	4989,7
900	4694,46	3295,32	5419,43	5518,29	5617,14	5683,05
1000	5281,59	3696,65	6094,85	6205,75	6316,65	6390,58
1100	5876,65	4103,28	6779,37	6902,46	7025,56	7107,63
1200	6481,07	4512,69	7473,86	7609,25	7744,63	7834,88
1300	7092,26	4924,89	8175,74	8323,49	8471,23	8569,73
1400	7709,35	5339,76	8884,1	9044,29	9204,48	9311,28
1500	8332,64	5759,92	9599,82	9772,62	9945,42	10060,62
1600	8965,29	6180,25	10324,95	10510,35	10695,76	10819,37

Pomocí této tabulky bude možné v budoucích výpočtech stanovit pomocí lineární interpolace entalpie spalin a vzduchu pro dané teploty. Také byl sestaven I-t diagram spalin (obrázek níže), který ukazuje závislost entalpií spalin na jejich teplotě pro rozdílné přebytky vzduchu pro spalování.



Obrázek 5 I-t diagram spalín pro zadané palivo

3.7 Stanovení některých fyzikálních vlastností spalín

Pro budoucí výpočty součinitele přestupu tepla konvekcí je potřeba znát některé vlastnosti spalín - součinitel tepelné vodivosti λ , kinematickou viskozitu ν a Prandtlovo číslo Pr . Pro správný výpočet je nutné znát vztažné podmínky, především obsah vodní páry ve spalínách.

Obsah vodní páry ve vlhkých spalínách

$$X_{H_2O}^{SP} = \frac{O_{H_2O}^{SP}}{O_{SPmin}^{vl}} = \frac{0,73484}{3,2893} = 0,2234 \Rightarrow 22,34 \% \quad (3.24)$$

Při předpokladu lineární závislosti mezi sousedními tabulkovými hodnotami byly vypočítány hodnoty pro tuto vlhkost spalín pomocí lineární interpolace z tabulek [4; str. 24, 25].

Tabulka 6 Fyzikální vlastnosti spalín při vlhkosti 22,34 %

Pro obsah vody ve spalínách 22,34 %			
t [°C]	$\lambda \cdot 10^3$ [W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² s]	Pr
0	23,05	11,86	0,77
100	32,13	21,27	0,74
200	41,63	32,55	0,72
300	50,67	45,71	0,70
400	60,21	60,70	0,68
500	69,60	77,10	0,67
600	79,14	95,30	0,66
700	88,63	115,00	0,65
800	98,37	136,00	0,64
900	107,40	157,00	0,63
1000	117,40	181,00	0,62

4 Tepelná bilance kotle

V této kapitole bude vypočítána účinnost kotle a potřebné množství paliva pro dosažení požadovaného výkonu. Při tom dojde také k vyčíslení jednotlivých ztrát kotle.

4.1 Přivedené teplo

Celkové teplo přivedené do kotle vztažené na 1 kg paliva se vypočítá podle vzorce

$$Q_p^P = Q_i^r + i_p + Q_{cz} + Q_{pr} + Q_S^{reci} \quad (4.1)$$

jako součet výhřevnosti, fyzického tepla paliva, tepla ohřátí vzduchu cizím zdrojem mimo kotel, tepla přivedeného do kotle parním rozprašováním mazutu a tepla v recirkulovaných spalinách.

V tomto případě je třeba uvažovat teplo ohřátí vzduchu cizím zdrojem Q_{cz} , což je parní ohřívák vzduchu neboli kalorifer. Je nutné zvolit součinitel přebytku vzduchu na vstupu ($\beta'_{OVZ} = 1,22$) a také vypočítat entalpie vzduchu na vstupu (pro zvolenou teplotu 25 °C) a výstupu (pro zvolenou teplotu 50 °C). Pomocí interpolace hodnot v tabulce 5 vychází hodnoty:

$$I_{VZ}^{25^\circ C} = 83,675 \text{ kJ/kg} \text{ a } I_{VZ}^{80^\circ C} = 168,922 \text{ kJ/kg.}$$

Teplo ohřátí vzduchu cizím zdrojem

$$Q_{cz} = \beta'_{OVZ} \cdot (I_{VZ}^{80^\circ C} - I_{VZ}^{25^\circ C}) = 1,22 \cdot (168,922 - 83,675) = 104 \text{ kJ/kg} \quad (4.2)$$

Často se také počítá s fyzickým teplem paliva, podle [4] především v případech, kdy se palivo předehřívá mimo kotel – např. párou při spalování mazutů a při jeho sušení v otevřených mlecích okruzích. Žádný z těchto případů pro tento kotel neplatí – palivo v surovém stavu putuje přímo do spalovací komory. Proto fyzické teplo paliva není při výpočtu celkového tepla přivedeného do kotle uvažováno.

Nyní lze dopočítat **celkové teplo přivedené do kotle vztažené na 1 kg paliva**:

$$Q_p^P = Q_i^r + Q_{cz} = 9000 + 104 = 9104 \text{ kJ/kg} \quad (4.3)$$

4.2 Výpočet ztrát kotle

Na základě konzultací byly zvoleny bilance popele v kotli a další parametry pro následující výpočty. Jsou uvedeny v tabulce č. 7. Teplota na výstupu z kotle předběžně odhadnuta na 145 °C.

Tabulka 7 Bilance popele v kotli

	X_i [%]	C_i [%]	t_i [°C]	c_i [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Propad	75	4	250	0,8659
Úlet	25	3,6	145	0,82439

Ztráta ve škváře v tazích nebude počítána kvůli recirkulaci popílku – spalovací komora je navržena tak, že na výstupu z ní je hoření ukončené.

Recirkulace popílku je zde zavedena z toho důvodu, že za kotlem se nachází systém odsíření, který vyžaduje co nejmenší množství popele. Proto jsou před něj zařazeny cyklonové odlučovače, ze kterých je odloučený popílek pneumaticky vrácen do spalovací komory nad rošt. Hodnota koeficientu recirkulace popele je 5.

4.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích = mechanický nedopal

Je definována jako součet ztrát propadem, škvárou a tuhým úletem. Jednotlivé složky byly vypočítány pomocí vzorců (4.4) a (4.5). C_i je podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků, X_i je podíl popela zachyceného v uvažovaném druhu tuhých zbytků a vztaženého k hmotě popela v palivu, A^r je procento popela v palivu (6 %) a Q_{ci} představuje výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků (podle [4] $Q_{ci} = 32,6$ MJ/kg).

Ztráta mechanickým nedopalem v roštovém propadu

$$z_{cpr} = \frac{C_{pr}}{100 - C_{pr}} \cdot \frac{X_{pr}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_P^p} \cdot Q_{ci} = \left(\frac{0,04}{1 - 0,04} \cdot \frac{0,75}{1} \cdot \frac{0,06}{9104} \cdot 32600 \right) \cdot 100 = 0,6714 \% \quad (4.4)$$

Ztráta mechanickým nedopalem v úletu

$$z_{cul} = \frac{C_{ul}}{100 - C_{ul}} \cdot \frac{X_{ul}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_P^p} \cdot Q_{ci} = \left(\frac{0,036}{1 - 0,036} \cdot \frac{0,25}{1} \cdot \frac{0,06}{9104} \cdot 32600 \right) \cdot 100 = 0,2 \% \quad (4.5)$$

Celková ztráta mechanickým nedopalem

$$z_c = z_{cpr} + z_{cul} = 0,6714 + 0,2 = 0,8714 \quad (4.6)$$

4.2.2 Ztráta hořlavinou ve spalinách = chemický nedopal

Vyjadřuje teplo ztracené chemickou nedokonalostí spalování. Mohou za to především nespálené plyny ve spalinách. [5]. Zde $mgCO$ je emisní limit CO a podle předpokládaných požadavků zákazníka byla zvolena hodnota 50 mg/m³. Vzorec byl použit dle [5], referenční obsah kyslíku pro spalování dřeva zvolen $O_{2ref} = 11$ % dle stejného zdroje.

$$z_{ch} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{sp_min}^s}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_P^p} = \frac{0,2116 \cdot 50 \cdot 2,5545}{(21 - 11) \cdot 9104} \cdot 100 = 0,0297 \% \quad (4.7)$$

4.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tato ztráta se vypočítá jako součet ztráty v propadu a úletu. Zde c_i představuje měrné teplo tuhých zbytků popela v kJ/kg · K. Hodnoty pro 145 °C a 250 °C byly vypočítány interpolací z tab. 4.9 v [5].

Propad

$$z_{fpr} = \frac{X_{pr}}{1 - C_{pr}} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_{pr} \cdot t_{pr} = \frac{0,75}{1 - 0,04} \cdot \frac{0,06}{9104} \cdot 0,8659 \cdot 250 = 0,11146 \% \quad (4.8)$$

Úlet

$$z_{ful} = \frac{X_{ul}}{1 - C_{ul}} \cdot \frac{A^r}{Q_P^P} \cdot c_{ul} \cdot t_{ul} = \frac{0,25}{1 - 0,036} \cdot \frac{0,06}{9104} \cdot 0,82439 \cdot 145 = 2 \cdot 10^{-4} \% \quad (4.9)$$

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$z_f = z_{fpr} + z_{ful} = 0,11146 + 2 \cdot 10^{-4} = 0,11166 \% \quad (4.10)$$

4.2.4 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Podle obrázku 6-1 v [4] se ztráta sdílením do okolí určuje podle výkonu kotle, který v tomto případě činí 96,4 t/h \approx **26,78 kg/s**, a druhu nátěru oplechování (u větších kotlů **hliníkový nátěr**). Byla tedy zvolena hodnota $z_{sal} = 0,68 \%$.

4.2.5 Ztráta citelným teplem spalin = komínová ztráta

Je to největší ztráta kotle. Při výpočtu bude využita hodnota mechanického nedopalu, entalpie spalin I_{spzk} při teplotě za kotlem $t = 145$ °C a vzduchu I_{sptvz} při teplotě vzduchu $t = 25$ °C získané interpolací.

$$z_k = (1 - z_c) \cdot \frac{I_{spzk} - I_{sptvz}}{Q_P^P} = (1 - 0,008714) \cdot \frac{824,15 - 141,98}{9104} \cdot 100 = 7,427 \% \quad (4.11)$$

4.2.6 Ztráta nepočitatelná a rezerva

Při výpočtu kotle v praxi je běžné započítávat ztrátu nepočitatelnou, která činí 0,1 % u středních kotlů, a rezervu, která byla po konzultaci zvolena 0,3 %. Tyto ztráty poskytují výpočtářům bezpečný „polštář“, kdy při změně požadavků zákazníka a postupném zhoršení účinnosti vlivem zanesení spalinového traktu (ne teplosměnných ploch, to pokrývají zvláštní koeficienty) nemusejí celý kotel dimenzovat znovu, ale pouze změnit rezervu. Proto $z_{rez} = 0,4 \%$.

4.3 Účinnost kotle a množství paliva

Po vyčíslení jednotlivých ztrát nyní můžeme vypočítat účinnost kotle.

$$\begin{aligned}\eta_K &= 100 - \sum \text{ztrát} = 100 - (z_{mn_c} + z_{ch} + z_f + z_{sal} + z_k + z_{rez}) \\ &= 100 - (0,8714 + 0,0297 + 0,11166 + 0,68 + 7,427 + 0,4) = 90,48 \%\end{aligned}\quad (4.12)$$

4.3.1 Výrobní teplo páry

Vypočítáno jako součin průtoku páry a rozdílu entalpií. Roli zde také hraje odluh z bubnu, po odborné konzultaci zvolen 0,5 % z parního výkonu (takže $M_{odl} = 0,005 \cdot M_{pp}$). V tomto místě bylo potřeba zjistit hodnotu některých entalpií.

Entalpie přehřáté páry: $i_{pp} = f(p_{pp}; t_{pp}) = f(81 \text{ bar}; 490 \text{ °C}) = 3373,28 \text{ kJ/kg}$
Hodnoty p_{pp} a t_{pp} byly zadány (viz Tab. 1).

Entalpie napájecí vody: $i_{nv} = f(p_{nv}; t_{nv}) = f(100 \text{ bar}; 105 \text{ °C}) = 447,54 \text{ kJ/kg}$
Hodnota t_{nv} byla zadána (viz Tab. 1) a $p_{nv} = p_{pp} + \sum \Delta p$, kde $\sum \Delta p$ je součet ztrát v kotli, které jsou vyčísleny níže (**kap. 4.5.8**).

Entalpie odluhu je entalpie syté vody v bubnu. Pro její určení je potřeba znát tlak v bubnu (byl určen v následujících výpočtech) a suchost syté vody, tedy $x = 0$.

$$i_{odl} = f(p_{bub}; x = 0) = f(97,7 \text{ bar}; x = 0) = 1397,9 \text{ kJ/kg}$$

Výrobní teplo páry

$$\begin{aligned}Q_V &= M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_{odl} \cdot (i_{odl} - i_{nv}) \\ &= 96,4 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot (3373,28 - 447,54) + \frac{0,5}{100} \cdot 96,4 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot (1397,9 - 447,54) \\ &= 78472,2 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.13)$$

4.3.2 Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_{pal} = \frac{Q_V}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{78472,2}{9104 \cdot 0,9048} = 9,52 \text{ kg/s}\quad (4.14)$$

4.3.3 Množství paliva skutečně spáleného

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - z_{mn_c}) = 9,52 \cdot (1 - 0,008714) = 9,43 \text{ kg/s}\quad (4.15)$$

4.4 Technický popis kotle

Kotel sestává z pěti tahů, přičemž první dva tahy tvoří chlazené membránové stěny výparného systému, třetí stěnových přehříváků a poslední dva tahy ohraničují nechlazené plechové stěny. Bubnový parní kotel s přirozenou cirkulací o parním výkonu 96,4 t/h vyrábí přehřátou páru o teplotě 490 °C, tlaku 8,1 MPa a teplota napájecí vody je 105 °C. Pro spalování je použita kontaminovaná biomasa. S pomocí pohazovacího vzduchu a pneumatického pohazovače se dostane do spalovací komory na pásový rošt. Ten je chlazen primárním spalovacím vzduchem přiváděným pod něj. Dle konstrukce dodavatele roštu bude sekundární spalovací vzduch přiveden do trysek umístěných v několika úrovních na přední a zadní stěně spalovací komory.

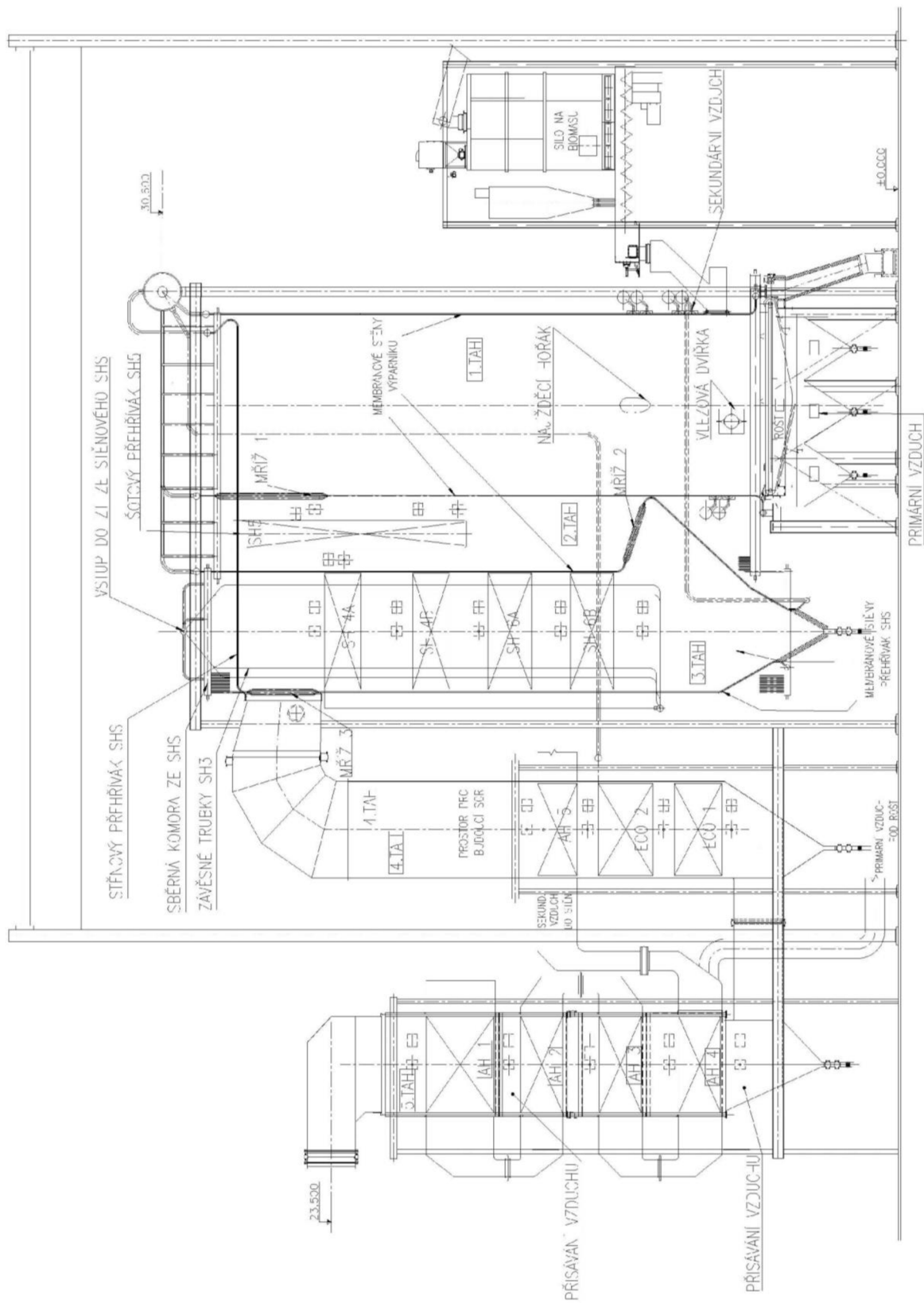
Mezi jednotlivými teplosměnnými „balíky“ je možné najít parní ofukovače pro jejich čištění a průlezové a nahlížecí otvory.

V prvním tahu najdeme výparník tvořený membránovými stěnami. Na jeho konci v horní části je umístěna obratová komora a první mříž. Ve vrchní oblasti 2. tahu se nachází deskový (šotový) přehřívák (označen „SH“ z anglického „superheater“), membránové stěny jsou opět součástí výparníku. Vstupu do spodní obratové komory a výsypky předchází druhá mříž.

Třetí tah obsahuje všechny zbylé přehříváky. Jedná se o stěnové přehříváky SHS (SH1, SH2) tvořené membránovými stěnami (kromě přední stěny, která je stále součástí výparníku), SH3 tvořený závěsnými trubkami a konvekční přehříváky SH4, SH6. Ty jsou kvůli požadavkům na možnost přístupu pro údržbu a případnou opravu rozděleny každý na dva bloky. Ve vrchní části třetího tahu se nachází obratová komora a na jejím výstupu třetí mříž.

4. a 5. tah jsou tvořeny nechlazenými plechovými kanály. Ve vrchních patrech 4. tahu se vyskytuje prázdný prostor, kde bude dle požadavků zákazníka instalováno odlučovací zařízení oxidů dusíku SCR. Dále se nachází poslední díl ohříváku vzduchu (označeno „AH“ z anglického „air heater“) kvůli předpokládanému požadavku zákazníka na vysoké ohřátí vzduchu. Ve spodní části pak následují dva díly ekonomizéru a následně obratová komora s výsypkou.

Ta je také přítomna na začátku 5. tahu, který obsahuje čtyři díly ohříváku vzduchu. Tah je zakončen obratovou komorou, na kterou navazuje spalínovod k odlučovací technologiím.



Obrázek 6 Schéma kotle

4.5 Výpočet parametrů teplosměnných ploch

V této kapitole budou pomocí známých a zvolených parametrů dopočítány ostatní důležité parametry teplosměnných ploch – tlaky, teploty a entalpie vody/páry.

Tepelný výkon teplosměnných ploch se vypočítá na základě parametrů média na jejich vstupu a výstupu. Pro stanovení těchto parametrů byly po odborných konzultacích zvoleny tlakové ztráty. Ty budou postupně přičítány k známým tlakům, přičemž počátek je výstup z SH6, kde je tlak 81 bar, který je známý ze zadání. Výsledkem jsou tak tlaky na vstupech a výstupech jednotlivých teplosměnných ploch. Poté byly taktéž na základě konzultací odhadnuty entalpické spády média u příslušných teplosměnných ploch a zvoleno množství vstříkované napájecí vody za přehřívákem 4 a 5. Parametry média určeny pomocí parních tabulek IAPWS-97 v programu Microsoft Excel, v některých případech z bilančních rovnic.

Zvolené tlakové ztráty v jednotlivých teplosměnných plochách jsou uvedeny v Tab. 8. Pro zjednodušení je označen ekonomizér jako „EKO“ a přehřívák jako „SH“, z anglického „su-

perheater“. Hmotnostní průtok páry je dosazován v kg/s (zaokrouhlen na dvě desetinná místa, v programu Excel počítáno s přesnou hodnotou), který dostaneme vydělením hodnoty v t/h číslem 3,6.

Tabulka 8 Tlakové ztráty jednotlivých teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha	Δp [MPa]	Δp [bar]
Přehřívák SH6	0,32	3,2
Vstřík 2	0,01	0,1
Přehřívák SH5	0,51	5,1
Vstřík 1	0,12	1,2
Přehřívák SH4	0,5	5
Přehřívák SH3	0,1	1
Stěnové přehříváky	0,11	1,1
Výparný systém	0	0
EKO 2	0,08	0,8
EKO 1	0,15	1,5
Celkem	1,9	19

4.5.1 Přehřívák SH6

Výstup z SH6

Tlak i teplotu přehřáté páry známe ze zadání (viz Tab. 1): 81 bar a 490 °C.

Entalpie přehřáté páry: $i_{pp} = i_{SH6_{out}} = f(p_{pp}; t_{pp}) = f(81 \text{ bar}; 490 \text{ °C}) = 3373,28 \text{ kJ/kg}$

Vstup do SH6

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{SH6} = 370,87 \text{ kJ/kg}$.

Entalpie: $i_{SH6_{in}} = i_{SH6_{out}} - \Delta i_{SH6} = 3373,28 - 370,87 = 3002,41 \text{ kJ/kg}$ (4.16)

Tlak získán tak, že k známému tlaku SH6_{out} byla přičtena tlaková ztráta SH6.

Tlak: $p_{SH6_{in}} = p_{SH6_{out}} + \Delta p_{SH6} = 81 + 3,2 = 84,2 \text{ bar}$ (4.17)

Teplota: $t_{SH6in} = f(p_{SH6in}; i_{SH6in}) = f(84,2 \text{ bar}; 3002,41 \text{ kJ/kg}) = 358 \text{ }^\circ\text{C}$

Návrhové teplo předané médiu v přehříváku SH6:

$$Q_{SH6}^{náv} = M_{pp} \cdot \Delta i_{SH6} = 96,4 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot 370,87 = 9931,09 \text{ kW} \quad (4.18)$$

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SH6	in	358	84,2	3002,41	370,87	9931,09
	out	490	81	3373,28		

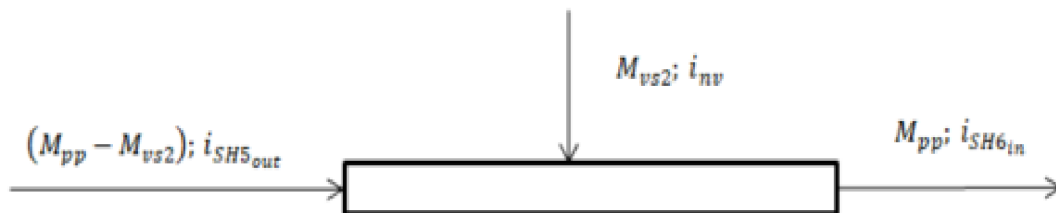
4.5.2 Bilance vstříku 2 a přehřívák SH5

Pro účinnou regulaci výstupních parametrů páry při změně výkonu nebo množství a kvality paliva se používají vstříky. Vstříkový systém funguje tak, že se malé množství napájecí vody odebere před vstupem do EKA a přivede obtokem mezi přehříváky. V tomto kotli se nacházejí dva vstříky – jeden za přehřívákem SH4 a druhý za přehřívákem SH5.

Množství vstříku 2 zvoleno jako 3,73 % z celkového množství průtoku přehřáté páry, což odpovídá hodnotě $M_{vs2} = 1 \text{ kg/s}$. Dopočítat entalpii na výstupu z přehříváku SH5 lze pomocí bilance vstříku, která funguje na principu:

$$\sum_i M_i \cdot i_i \text{ před smíšením} = \sum_n M_n \cdot i_n \text{ po smíšení.} \quad (4.19)$$

Tepelná bilance pro vstřík 2



Obrázek 6 Bilance vstříku 2

$$\begin{aligned} (M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{SH5out} + M_{vs2} \cdot i_{nv} &= M_{pp} \cdot i_{SH6in} \Rightarrow i_{SH5out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{SH6in} - M_{vs2} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{vs2})} \\ &= \frac{26,78 \cdot 3002,41 - 1 \cdot 447,54}{(26,78 - 1)} = 3101,57 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Výstup z SH5

Entalpie: $i_{SH5out} = 3101,57 \text{ kJ/kg}$

Tlak: $p_{SH5out} = p_{SH6in} + \Delta p_{vs2} = 84,2 + 0,1 = 84,3 \text{ bar}$ (4.21)

Teplota: $t_{SH5out} = f(p_{SH5out}; i_{SH5out}) = f(84,3 \text{ bar}; 3101,57 \text{ kJ/kg}) = 390 \text{ }^\circ\text{C}$

Vstup do SH5

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{SH5} = 97,14$ kJ/kg.

$$\text{Entalpie: } i_{SH5_{in}} = i_{SH5_{out}} - \Delta i_{SH5} = 3101,57 - 97,14 = 3004,43 \text{ kJ/kg} \quad (4.22)$$

$$\text{Tlak získán tak, že k známému tlaku } SH5_{out} \text{ byla přičtena tlaková ztráta } SH5. \quad (4.23)$$

$$\text{Tlak: } p_{SH5_{in}} = p_{SH5_{out}} + \Delta p_{SH5} = 84,3 + 5,1 = 89,4 \text{ bar}$$

$$\text{Teplota: } t_{SH5_{in}} = f(p_{SH5_{in}}; i_{SH5_{in}}) = f(89,4 \text{ bar}; 3004,43 \text{ kJ/kg}) = 363 \text{ }^\circ\text{C}$$

Návrhové teplo předané médiu v přehříváku SH5:

Od hmotnostního průtoku přehřáté páry je třeba odečíst množství vody pro vstřík 2.

$$Q_{SH5}^{náv} = M_{SH5} \cdot \Delta i_{SH5} = (26,78 - 1) \cdot 97,14 = 2504,08 \text{ kW} \quad (4.24)$$

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SH5	in	363	89,4	3004,43	97,14	2504,08
	out	390	84,3	3101,57		

4.5.3 Bilance vstříku 1 a přehřívák SH4

Množství vstříku 1 zvoleno jako 4,48 % z celkového množství průtoku přehřáté páry, což odpovídá hodnotě 1,2 kg/s. Dopočítat entalpii na výstupu z přehříváku SH4 lze pomocí bilance vstříku.

Tepelná bilance pro vstřík 1

Obrázek 7 Bilance vstříku 1

$$(M_{SH5} - M_{vs1}) \cdot i_{SH4_{out}} + M_{vs1} \cdot i_{nv} = M_{SH5} \cdot i_{SH5_{in}} \Rightarrow$$

$$i_{SH4_{out}} = \frac{M_{SH5} \cdot i_{SH5_{in}} - M_{vs1} \cdot i_{nv}}{(M_{SH5} - M_{vs1})} = \frac{25,78 \cdot 3004,43 - 1,2 \cdot 447,54}{(25,78 - 1,2)} = 3129,23 \text{ kJ/kg} \quad (4.25)$$

Výstup z SH4

$$\text{Entalpie: } i_{SH4_{out}} = 3129,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Tlak: } p_{SH4_{out}} = p_{SH5_{in}} + \Delta p_{vs1} = 89,4 + 1,2 = 90,6 \text{ bar} \quad (4.26)$$

$$\text{Teplota: } t_{SH4_{out}} = f(p_{SH4_{out}}; i_{SH4_{out}}) = f(90,6 \text{ bar}; 3129,23 \text{ kJ/kg}) = 404 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vstup do SH4

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{SH5} = 139$ kJ/kg.

Entalpie: $i_{SH4in} = i_{SH4out} - \Delta i_{SH4} = 3129,23 - 139 = 2990,23 \text{ kJ/kg}$ (4.27)

Tlak: $p_{SH4in} = p_{SH4out} + \Delta p_{SH4} = 90,6 + 5 = 95,6 \text{ bar}$ (4.28)

Teplota: $t_{SH4in} = f(p_{SH4in}; i_{SH4in}) = f(95,6 \text{ bar}; 2990,23 \text{ kJ/kg}) = 364 \text{ °C}$

Návrhové teplo předané médiu v přehříváku SH4:

Od hmotnostního průtoku přehřáté páry je třeba odečíst množství vody pro vstřík 1 a 2.

$Q_{SH4}^{náv} = M_{SH4} \cdot \Delta i_{SH4} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 139 = 3416,3 \text{ kW}$ (4.29)

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SH4	in	364	95,6	2990,23	139	3416,3
	out	404	90,6	3129,23		

4.5.4 Přehřívák SH3 – závěsné trubky

Výstup z SH3

Protože v tomto místě není vstřík ani nic jiného, co by ovlivnilo parametry páry, budou tedy stejné jako na vstupu do přehříváku SH4.

Entalpie přehřáté páry: $i_{SH3out} = i_{SH4in} = 2990,23 \text{ kJ/kg}$

Tlak: $p_{SH3out} = p_{SH4in} = 95,6 \text{ bar}$

Teplota: $t_{SH3out} = t_{SH4in} = 364 \text{ °C}$

Vstup do SH3

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{SH3} = 34,88 \text{ kJ/kg}$.

Entalpie: $i_{SH3in} = i_{SH3out} - \Delta i_{SH3} = 2990,23 - 34,88 = 2955,35 \text{ kJ/kg}$ (4.30)

Tlak: $p_{SH3in} = p_{SH3out} + \Delta p_{SH3} = 95,6 + 1 = 96,6 \text{ bar}$ (4.31)

Teplota: $t_{SH3in} = f(p_{SH3in}; i_{SH3in}) = f(96,6 \text{ bar}; 2955,35 \text{ kJ/kg}) = 355,2 \text{ °C}$

Návrhové teplo předané médiu v přehříváku SH3:

$Q_{SH3}^{náv} = M_{SH3} \cdot \Delta i_{SH3} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 34,88 = 857,41 \text{ kW}$ (4.32)

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SH3	in	355,2	96,6	2955,35	34,88	857,41
	out	364	95,6	2990,23		

4.5.5 Stěnové přehříváky = SHS

Výstup z SHS

Protože v tomto místě není vstřík ani nic jiného, co by ovlivnilo parametry páry, budou tedy stejné jako na vstupu do přehříváku SH3.

Entalpie přehřáté páry: $i_{SHSout} = i_{SH3in} = 2955,35 \text{ kJ/kg}$

Tlak: $p_{SHS_{out}} = p_{SH3_{in}} = 96,6$ bar

Teplota: $t_{SHS_{out}} = t_{SH3_{in}} = 355,2$ °C

Vstup do SHS

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{SHS} = 225,73$ kJ/kg.

Entalpie: $i_{SHS_{in}} = i_{SHS_{out}} - \Delta i_{SHS} = 2955,35 - 225,73 = 2729,62$ kJ/kg (4.33)

Tlak získán tak, že k známému tlaku SHS_{out} byla přičtena tlaková ztráta SHS.

Tlak: $p_{SHS_{in}} = p_{SHS_{out}} + \Delta p_{SHS} = 96,6 + 1,1 = 97,7$ bar (4.34)

Teplota: $t_{SHS_{in}} = f(p_{SHS_{in}}; i_{SHS_{in}}) = f(97,7 \text{ bar}; 2729,62 \text{ kJ/kg}) = 309,3$ °C

Návrhové teplo předané médiu v přehříváku SHS:

$Q_{SHS}^{náv} = M_{SHS} \cdot \Delta i_{SHS} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 225,73 = 5547,82$ kW (4.35)

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SHS	in	309,3	97,7	2729,62	225,73	5547,82
	out	355,2	96,6	2955,35		

4.5.6 Výparník

Po ohřátí v ekonomizéru voda vstoupí do bubnu. Z něj směřuje do výparníku, kde dochází k ohřevu na sytou kapalinu a přeměně na sytou páru. Pára na výstupu má stejné parametry jako na vstupu do stěnového přehříváku SHS.

Výstup z výparníku

Tlak: $p_{VYP} = p_{SHS_{in}} = p_{buben} = 97,7$ bar

Entalpii lze spočítat jako funkci tlaku při stavu syté páry, tedy $x = 1$.

Entalpie syté páry: $i_{VYP_{out}} = f(p_{VYP}; x = 1) = f(97,7 \text{ bar}; x = 1) = 2729,62$ kJ/kg

Teplota: $t_{VYP_{out}} = t_{SHS_{in}} = t_{buben} = 309,3$ °C

Vstup do výparníku

Entalpii lze spočítat jako funkci tlaku při stavu syté vody, tedy $x = 0$.

Entalpie syté vody: $i_{VYP_{in}} = f(p_{VYP}; x = 0) = f(97,7 \text{ bar}; x = 0) = 1397,9$ kJ/kg (4.36)

Tlak se nemění: $p_{VYP_{in}} = p_{VYP_{out}} = 97,7$ bar (4.37)

Teplota se nemění: $t_{VYP_{in}} = f(p_{VYP}; x = 0) = f(97,7 \text{ bar}; x = 0) = 309,3$ °C

Entalpický spád: $\Delta i_{VYP} = i_{VYP_{out}} - i_{VYP_{in}} = 2729,62 - 1397,9 = 1331,75$ kJ/kg (4.38)

Návrhové teplo předané médiu ve výparníku:

$Q_{VYP} = M_{VYP} \cdot \Delta i_{VYP} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 1331,75 = 32731,42$ kW (4.39)

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Výparný systém	in	309,3	97,7	1397,9	1331,75	32731,42
	out	309,3	97,7	2729,62		

4.5.7 Ekonomizér 2

Voda na výstupu z EKO 2 má obvykle podobné parametry jako voda v bubnu, tedy i na vstupu do výparného systému. Aby nedošlo k varu vody v trubkách ekonomizéru, volí se nedohřev – teplota vody na výstupu z EKA má nižší teplotu než voda v bubnu, což je v našem případě teplota syté vody při tlaku 97,7 bar \Rightarrow 309,3 °C.

V tomto případě byl po konzultaci zvolen netypicky veliký nedohřev, a to 115,3 °C. Je to dáno požadavky potenciálního zákazníka na velký ohřev spalovacího vzduchu (nad 250 °C). Proto byl do 4. tahu (viz kapitola 4.4 Technický popis kotle) před balíky ekonomizéru zařazen poslední díl ohříváku vzduchu. Z tohoto důvodu nemají spaliny dostatečnou energii na vyšší ohřev vody v ekonomizérech. Tato energie (ohřátí z teploty $t_{EKO2out}$ na teplotu syté vody t_{buben}) bude kompenzována ve výparníku, což je také aspekt, který stojí za jeho podobou. Pro přehlednost uvádím kompenzaci nedohřevu odděleně, ve výpočtu bude zahrnuta v tepelné bilanci výparníku.

Ohřev vody z EKA na mez sytosti (výparník)

Výstup z EKO 2

Zvolený nedohřev: $\Delta t_{NED} = 115,3$ °C

$$\text{Teplota: } t_{EKO2out} = t_{buben} - \Delta t_{NED} = 309,3 - 115,3 = 194 \text{ °C kJ/kg} \quad (4.40)$$

$$\text{Tlak: } p_{EKO2out} = p_{VYPin} = 97,7 \text{ bar}$$

$$\text{Entalpie: } i_{EKO2out} = f(p_{EKO2out}; t_{EKO2out}) = f(97,7 \text{ bar}; 194 \text{ °C}) = 829,21 \text{ kJ/kg}$$

Voda v bubnu

$$\text{Teplota: } t_{buben} = 309,3 \text{ °C}$$

$$\text{Entalpie: } i_{buben} = 1397,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Tlak: } p_{buben} = 97,7 \text{ bar}$$

$$\text{Entalpický spád: } \Delta i_{ohřev} = i_{VYPin} - i_{EKO2out} = 1397,9 - 829,21 = 568,67 \text{ kJ/kg} \quad (4.41)$$

Teplo předané vodě:

$$Q_{ohřev} = M_{EKO2} \cdot \Delta i_{ohřev} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 568,67 = 13976,56 \text{ kW} \quad (4.42)$$

Celkový návrhový výkon výparníku:

$$Q_{VYP}^{náv} = Q_{VYP} + Q_{ohřev} = 32731,42 + 13976,56 = 46707,98 \text{ kW} \quad (4.43)$$

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Ohřev vody z EKA na mez sytosti	in	194	97,7	829,2087125	568,67	13976,56
	out	309,3	97,7	1397,875414		
Výparný systém	in	309,3	97,7	1397,875414	1331,75	32731,42
	out	309,3	97,7	2729,623722		
Celkový výkon výparníku						46707,98

Vstup do EKO 2

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{EKO2} = 229,56$ kJ/kg.

$$\text{Entalpie: } i_{EKO2in} = i_{EKO2out} - \Delta i_{EKO2} = 829,21 - 229,56 = 599,65 \text{ kJ/kg} \quad (4.44)$$

Tlak získán tak, že k známému tlaku $EKO2_{out}$ byla přičtena tlaková ztráta EKO2.

$$\text{Tlak: } p_{EKO2in} = p_{EKO2out} + \Delta p_{EKO2} = 97,7 + 0,8 = 98,5 \text{ bar} \quad (4.45)$$

$$\text{Teplota: } t_{EKO2in} = f(p_{EKO2in}; i_{EKO2in}) = f(98,5 \text{ bar}; 599,65 \text{ kJ/kg}) = 141 \text{ °C}$$

Návrhové teplo předané vodě v EKO 2:

$$Q_{EKO2}^{náv} = M_{EKO2} \cdot \Delta i_{EKO2} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 229,56 = 5641,99 \text{ kW} \quad (4.46)$$

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
EKO 2	in	141	98,5	599,65	229,56	5641,99
	out	194	97,7	829,21		

4.5.8 Ekonomizér 1

Výstup z EKO 1

Protože v tomto místě není nic, co by ovlivnilo parametry vody, budou tedy stejné jako na vstupu do přehříváku EKA 2.

$$\text{Teplota: } t_{EKO1out} = t_{EKO2in} = 141 \text{ °C}$$

$$\text{Tlak: } p_{EKO1out} = p_{EKO2in} = 98,5 \text{ bar}$$

$$\text{Entalpie: } i_{EKO1out} = i_{EKO2in} = 599,65 \text{ kJ/kg}$$

Vstup do EKO 1

Byl zvolen entalpický spád $\Delta i_{EKO1} = 152,11$ kJ/kg.

$$\text{Entalpie: } i_{EKO1in} = i_{EKO1out} - \Delta i_{EKO1} = 599,65 - 152,11 = 447,54 \text{ kJ/kg} \quad (4.47)$$

Toto je zároveň entalpie napájecí vody.

Tlak získán tak, že k známému tlaku $EKO1_{out}$ byla přičtena tlaková ztráta EKO 1.

$$\text{Tlak: } p_{EKO1in} = p_{EKO1out} + \Delta p_{EKO1} = 98,5 + 1,5 = 100 \text{ bar} \quad (4.48)$$

$$\text{Teplota: } t_{EKO1in} = f(p_{EKO1in}; i_{EKO1in}) = f(100 \text{ bar}; 447,54 \text{ kJ/kg}) = 105 \text{ °C}$$

Návrhové teplo předané vodě v EKO 1:

$$Q_{EKO1}^{náv} = M_{EKO1} \cdot \Delta i_{EKO1} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot 152,11 = 3738,68 \text{ kW} \quad (4.49)$$

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
EKO 1	in	105	100	447,54	152,11	3738,68
	out	141	98,5	599,65		

4.5.9 Odluh

Protože do výrobního tepla páry bylo započítáno i teplo odluhu, je uvedeno i zde.

Teplo v odluhu:

$$Q_{odl} = M_{odl} \cdot (i_{odl} - i_{nv}) = \frac{0,5}{100} \cdot 96,4 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot (1397,87 - 447,54) = 127,24 \text{ kW} \quad (4.50)$$

4.5.10 Celkové teplo předané v teplosměnných plochách

$$Q_C = Q_{návrh} = Q_{EKO1} + Q_{EKO2} + Q_{odl} + Q_{VYP} + Q_{SHS} + Q_{SH3} + Q_{SH4} + Q_{SH5} + Q_{SH6} = 3738,68 + 5641,99 + 127,24 + 46707,98 + 5547,82 + 857,41 + 3416,3 + 2504,08 + 9931,09 = 78472,59 \text{ kW} \quad (4.51)$$

Při porovnání této hodnoty s výrobním teplem páry vypočítaným v kapitole 4.3.1 (78472,2 kW) je jasné, že hodnoty jsou v podstatě shodné a liší se desetinami kW. To znamená, že výpočet výkonů teplosměnných ploch proběhnul správně.

Tabulka 9 Bilance teplosměnných ploch – přehled

Teplosměnná plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Entalpický spád Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
EKO 1	in	105	100	447,54	152,12	3738,68
	out	141	98,5	599,65		
EKO 2	in	141	98,5	599,65	229,56	5641,99
	out	194	97,7	829,21		
odluh z bub				447,54	950,34	127,24
				1397,88		
Ohřev vody z EKA na mez sytosti	in	194	97,7	829,21	568,67	13976,56
	out	309,3	97,7	1397,88		
Výparný systém	in	309,3	97,7	1397,88	1331,75	32731,42
	out	309,3	97,7	2729,62		
Celkový výkon výparníku						46707,98
Stěnové přehříváky	in	309,3	97,7	2729,62	225,73	5547,82
	out	355,2	96,6	2955,35		
Přehřívák SH3	in	355,2	96,6	2955,35	34,88	857,41
	out	364	95,6	2990,23		
Přehřívák SH4	in	364	95,6	2990,23	139,00	3416,30
	out	404	90,6	3129,23		
Přehřívák SH5	in	363	89,4	3004,43	97,14	2504,08
	out	390	84,3	3101,57		
Přehřívák SH6	in	358	84,2	3002,41	370,87	9931,09
	out	490	81	3373,28		

5 Návrh a výpočet spalovací komory

Spalovací komora je oblast, kde se při spalování za působení spalovacího vzduchu uvolňuje teplo a zároveň vznikají spaliny nejvyšších teplot. V této kapitole budou zvoleny základní rozměry spalovací komory a na jejich základě spočítána teplota plamene, spalin na výstupu a teplo odebrané membránovými stěnami. Spalovací komora musí být dostatečně dimenzována pro: [5]

- dosažení maximální efektivnosti spalování,
- umístění potřebných teplosměnných ploch,
- zajištění dostatečného prostoru odpovídajícího délce plamene.

5.1 Rozměry roštu a ohniště

Stěny ohniště tvoří membránová stěna tvořená trubkami o vnitřním průměru $D = 60,3$ mm a roztečí $s = 85$ mm.

Při volbě průřezu spalovací komory hraje roli tepelné zatížení roštu a ohniště. Rošt v tomto případě bude mít jiné rozměry než spalovací komora, neboť se nenachází přesně mezi membránovými stěnami. Pro tento typ roštu byla zvolena hodnota $q_{s_{rošt}} = 1,942$ MW/m². Ze vzorce (5.1) poté dostaneme plochu roštu. Bude postupováno podle zdroje [5].

Návrhová plocha roštu

$$S_r = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_{s_{rošt}}} = \frac{9,51 \cdot 9}{1,942} = 44,07 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

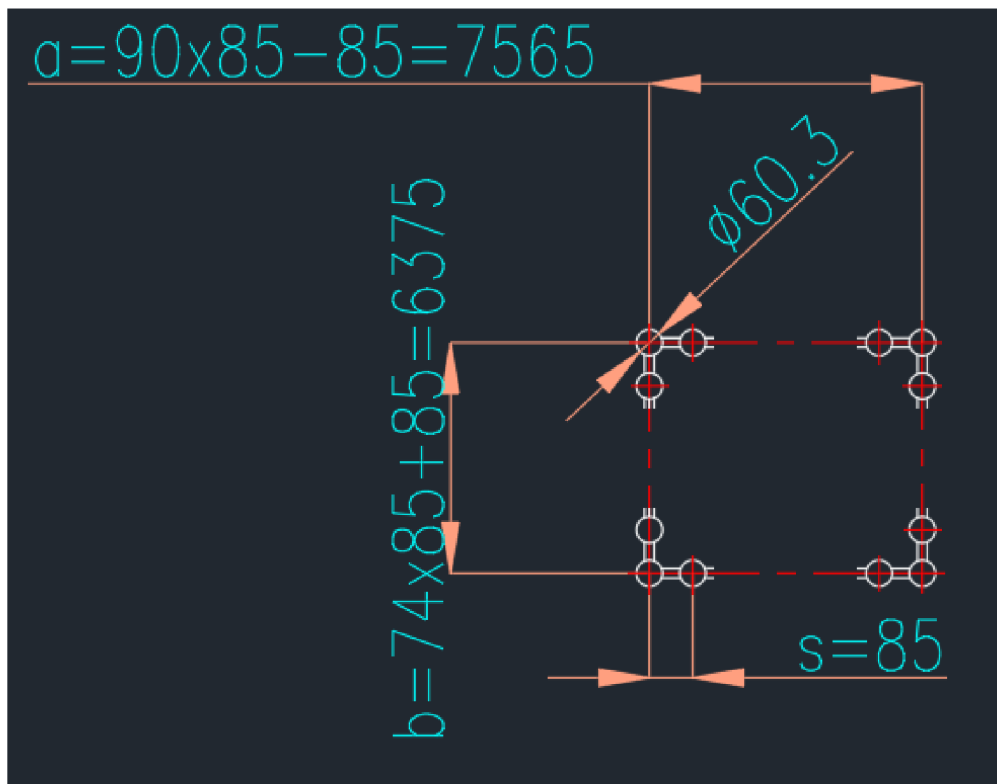
Z této plochy je možné stanovit délku a šířku roštu. Byla zvolena délka roštu: $a_r = 7,01$ m a šířka $b_r = 6,287$ m.

Jak již bylo řečeno, délka ohniště nebude shodná s délkou roštu. Byla zvolena hodnota průřezového zatížení ohniště $q_s = 1,775$ MW/m².

Návrhová plocha ohniště

$$S_o = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{9,51 \cdot 9}{1,775} = 48,227 \text{ m}^2 \quad (5.2)$$

Na základě této hodnoty zvolena délka (šířka z pohledu na obr. 6) ohniště $a = 7,565$ a hloubka: $b = 6,375$ m. Na delší stěně se nachází 90 trubek (boční), na kratší 74 (přední, zadní).



Obrázek 8 Schéma spalovací komory (horní pohled)

Dále byla určena výška ohniště pomocí objemového zatížení ohniště. Podle [5] by se hodnota měla pohybovat mezi $100 \div 200 \text{ kW/m}^3$. Po konzultaci však byla zvolena lehce menší hodnota

$$q_V = 86,302 \text{ kW/m}^3.$$

Návrhový objem ohniště

$$V_0 = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_V^{náv}} = \frac{9,51 \cdot 9000}{86,302} = 992,03 \text{ m}^3 \quad (5.3)$$

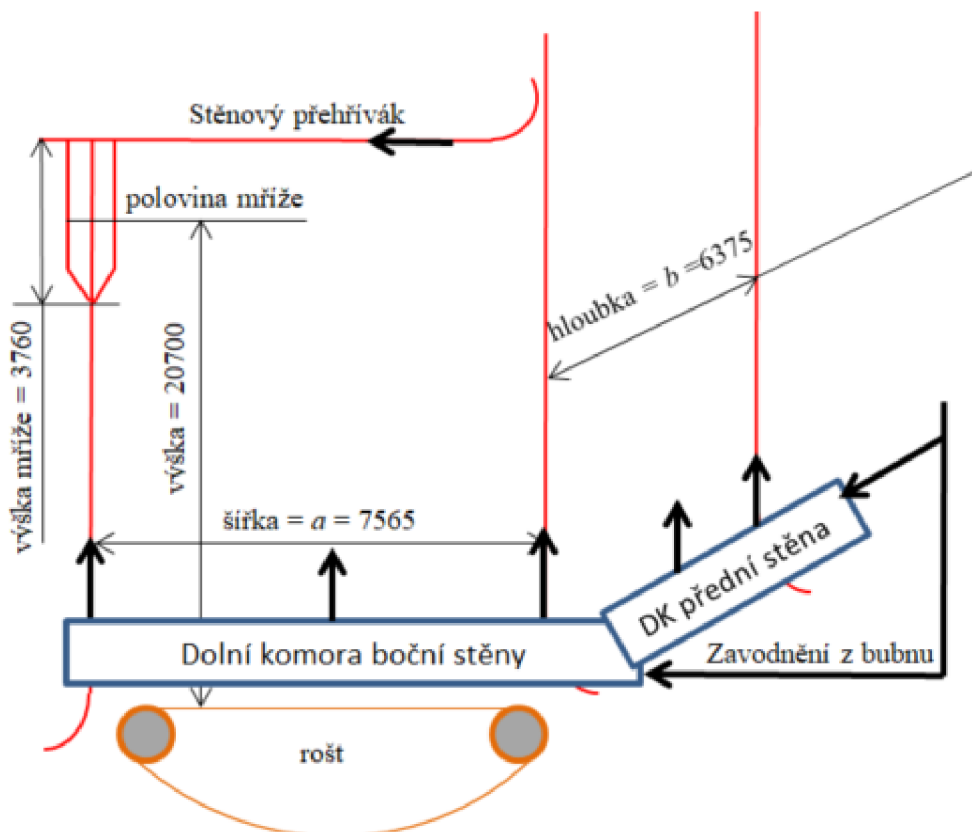
Výška ohniště

$$h = \frac{V_0}{S_{sk}} = \frac{992,03}{48,227} = 20,57 \text{ m} \quad (5.4)$$

Byla také zvolena výška výstupního okna, které je tvořeno výparníkovou mříží: $c = 3,76 \text{ m}$.

Tabulka 10 Základní rozměry spalovací komory

Spalovací komora			
Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka SK	a	7,565	m
Hloubka SK	b	6,375	m
Výška SK	h	20,57	m
Výška výstupního okna	c	3,76	m



Obrázek 9 Schéma spalovací komory

5.2 Popis roštu

Jedná se o pásový rošt s pohazováním. Materiál roštnic je tvárná litina odolná vysokým teplotám. Pohyb roštu zajišťují dva pohony, oba o výkonu 0,75 kW.

5.3 Geometrické parametry ohniště

Projekční povrch ohniště F_{st} je uzavřený povrch aktivního objemu ohniště včetně volného výstupního průřezu. [5]

$$F_{st} = a \cdot b + 2 \cdot a \cdot h + 2 \cdot b \cdot h$$

$$= 7,565 \cdot 6,375 + 2 \cdot 7,565 \cdot 20,57 + 2 \cdot 6,375 \cdot 20,57 = 621,72 \text{ m}^2 \quad (5.5)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště je spojitá výhřevná plocha ekvivalentní skutečné nezanesené a nezakryté výhřevné ploše všech dílčích ploch, které se v ohništi nacházejí [5].

$$F_{ús} = \sum_i S_i \cdot x_i = a \cdot b + a \cdot h + a \cdot (h - c) + 2 \cdot b \cdot h$$

$$= 7,565 \cdot 6,375 + 7,565 \cdot 20,57 + 7,565 \cdot (20,57 - 3,76) + 2 \cdot 6,375 \cdot 20,75$$

$$= 593,27 \text{ m}^2 \quad (5.6)$$

5.4 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

Cílem této kapitoly je určení teploty odchozích spalin T_o . Bude postupováno dle [4]. Ve spalovací komoře dominuje přenos tepla sáláním a konvekce se považuje za zanedbatelnou. Výpočet spočívá ve využití principů teorie podobnosti tepelných procesů v ohništi. Nejčastěji se používá Gurvičův poloempirický vztah pro poměrnou teplotu spalin na výstupu z ohniště. [5]

$$\theta_o = \frac{\vartheta_o}{\vartheta_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} [-] \quad (5.7)$$

Zde: $\vartheta_o = T_o$ = absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště [K]
 $\vartheta_a = T_a$ = teoretická teplota při adiabatickém spalování (nechlazeného plamene) [K]
 M = součinitel [-]
 Bo = Boltzmannovo číslo [-]
 a_o = stupeň černosti ohniště

Předběžná volba teploty na výstupu z ohniště

Pro další výpočty je nutná předběžná volba teploty na výstupu z ohniště, která pak bude případně pomocí iteračních výpočtů upřesňována. **Byla zvolena teplota $\vartheta_o = 895 \text{ °C}$** a vypočítána entalpie při této teplotě a přebytku vzduchu na konci spalovací komory (1,25): $I_o = 5484,61 \text{ kJ/kg}$.

5.4.1 Výpočet teoretické teploty při spalování (nechlazeného plamene)

Je definována jako teoretická spalovací teplota, která by se nastavila v plamenu, pokud by z něj nebylo odváděno teplo – teplota při adiabatickém spalování. Pro její určení je potřeba znát **celkové užitečné teplo** I_u uvolněné ve spalovací komoře, které se rovná součtu všech tepel uvolněných z paliva, vzduchu a případně z recirkulovaných spalin.

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{ch} - z_c - z_f}{100 - z_c} + Q_{vz} - Q_{cz} + r \cdot I_{spod} \quad (5.8)$$

Celkové užité teplo se vypočítá pomocí celkového tepla přivedeného do kotle vztažené na 1 kg paliva $Q_p^p = 9104 \text{ kJ/kg}$, ztrát chemickým a mechanickým nedopalem a fyzickým teplem tuhých zbytků, tepla ohřátí vzduchu vnějším zdrojem (parní ohřívák) $Q_{cz} = 104 \text{ kJ/kg}$, tepla přivedeného do kotle se vzduchem Q_{vz} a teplem recirkulovaných spalin $r \cdot I_{spod}$ (to je v tomto případě 0).

Teplo přivedené do kotle se vzduchem

Vzduch je rozdělen na 44 % primárního o teplotě 163 °C a 56 % sekundárního o teplotě 254 °C , uvažován přisávaný vzduch o teplotě 25 °C .

$$Q_{vz} = (\alpha_o - \Delta\alpha_o - \Delta\alpha_{ml}) \cdot (0,44 \cdot I_{vz_{min}}^{prim} + 0,56 \cdot I_{vz_{min}}^{sek}) + \Delta\alpha_o \cdot I_{vz_{min}}^{25^\circ C} \quad (5.9)$$

Hodnota zvětšení přebytku vzduchu vlivem přísávání v ohništi byla podle [4], tab. 5-5 zvolena $\Delta\alpha_0 = 0,03$, přísávání v mlýnici je z důvodu její absence $\Delta\alpha_{ml} = 0$. Entalpie horkého a studeného přísávaného pro jejich teploty byly získány interpolací z I-t diagramu.

$$I_{vzmin}^{prim} = I_{vzmin}^{163^\circ C} = 555,89 \text{ kJ/kg}; I_{vzmin}^{sek} = I_{vzmin}^{254^\circ C} = 871,95 \text{ kJ/kg}; I_{vzmin}^{25^\circ C} = 83,68 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{vz} = (\alpha_0 - \Delta\alpha_0 - \Delta\alpha_{ml}) \cdot (0,44 \cdot I_{vzmin}^{163^\circ C} + 0,56 \cdot I_{vzmin}^{254^\circ C}) + \Delta\alpha_0 \cdot I_{vzmin}^{25^\circ C} \quad (5.10)$$

$$= (1,25 - 0,03) \cdot (0,44 \cdot 555,89 + 0,56 \cdot 871,95) + 0,03 \cdot 83,68 = 896,63 \text{ kJ/kg}$$

Nyní je možné vypočítat **celkové užitečné teplo** I_u :

$$I_u = Q_p^P \cdot \frac{100 - z_{ch} - z_c - z_{fstruska}}{100 - z_c} + Q_{vz} - Q_{cz} \quad (5.11)$$

$$= 9104 \cdot \frac{100 - 0,0297 - 0,8714 - 0}{100 - 0,8714} + 896,63 - 104 = 9893,9 \text{ kJ/kg}$$

Adiabatická teplota pro tuto entalpii byla určena pomocí interpolace (při přebytku vzduchu ve spalovací komoře $\alpha = 1,22$):

$$\vartheta_a = 1540,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

5.4.2 Součinitel M

Určen v závislosti na poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene x_0 . Pro roštová ohniště platí $x_0 = 0,14$ [4]. V tomto případě ale po konzultaci zvolena vyšší hodnota, protože se jedná o roštový kotel vyššího výkonu a tepelného zatížení, s pohyblivým rostem a s přihlédnutím k tomu, že některé hodnoty uvedené ve zdroji [4] nemusí být aktuální: $x_0 = 0,18$

Potom:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0,18 = 0,5 \quad (5.12)$$

5.4.3 Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\Psi} \cdot S_{st} \cdot T_a^3} \quad (5.13)$$

Zde: φ = součinitel uchování tepla [-]

M_{pv} = množství skutečně spáleného paliva = 9,32 kg/s

$\overline{O_{sp}} \cdot c$ = střední celkové měrné teplo spalín

$\overline{\Psi}$ = střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

S_{st} = celkový povrch stěn ohniště [m²]

T_a^3 = teoretická teplota (nechlazeného) plamene [K]

$5,7 \cdot 10^{-11}$ = Boltzmannova konstanta sálání absolutně černého tělesa [kW/m² · K⁴].

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{z_{sal}}{\eta_K + z_{sal}} = 1 - \frac{0,68}{90,48 + 0,68} = 0,992 \quad (5.14)$$

Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

Podle tabulky 7-11 v [4] zvolen součinitel zanesení stěn ohniště $\zeta = 0,45$ a úhlový součinitel pro poměr $s_l/d = 85/60,3 = 1,41$ podle obr. 7-2 v [4] $x = 1$.

$$\bar{\Psi} = \zeta \cdot x = 0,45 \quad (5.15)$$

Střední celkové měrné teplo spalín

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_0}{\vartheta_a - \vartheta_0} = \frac{9893,9 - 5484,61}{1540,55 - 895} = 6,83 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (5.16)$$

Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\Psi} \cdot S_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,992 \cdot 9,43 \cdot 6,83}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 621,72 \cdot (1540,55 + 273,15)^3} \quad (5.17)$$

$$= 0,673$$

5.4.4 Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)} \quad (5.18)$$

Zde:

a_{pl} = efektivní stupeň černosti plamene

R = plocha hořící vrstvy paliva na roštu [m^2]

$\bar{\Psi}$ = střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn [-]

S_{st} = celkový povrch stěn ohniště [m^2]

Plocha hořící vrstvy paliva na roštu

Tato plocha je menší než plocha roštu. Je to z důvodu neúplného hoření paliva na vstupní části roštu do spalovací komory a dohořívání na konci roštu. Z toho důvodu bude počítáno s délkou kratší o 2 metry.

$$R = (a_r - 2) \cdot b_r = (7,01 - 2) \cdot 6,287 = 31,5 \text{ m}^2 \quad (5.19)$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (5.20)$$

Zde:

k = součinitel zeslabení sálání

p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101 \text{ MPa}$

s = účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

Součin $k \cdot p \cdot s$ se také nazývá optická hustota plamene.

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{992}{621,72} = 5,744 \text{ m} \quad (5.21)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (5.22)$$

Zde:

k_{sp} = součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

r_{sp} = objemová část tříatomových plynů

$k_p \cdot \mu$ = součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

k_k = součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi, volím podle [4] $k_k = 1$

$\chi_1; \chi_2$ = koeficienty vlivu druhu paliva a typu ohniště, volím podle [4] $\chi_1 = 0,5$ (pro ostatní paliva) a $\chi_2 = 0,03$ (pro roštové ohniště).

s = účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

Objemová část tříatomových plynů

Následující vzorce nalezeny v [4], tab. 5-7. O_{SP} je v tomto případě skutečný objem vlhkých spalin vzniknuvších spálením 1 kg paliva pro přebytek $\alpha = 1,22$. Cílem je zjistit r_{sp} .

$$O_{SP} = O_{sp_min}^{vl} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz_min}^{vl} = 3,2894 + (1,22 - 1) \cdot 2,5575 = 3,85 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (5.23)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{8,19 \cdot 10^{-5} + 0,5797}{3,85} = 0,15 \quad (5.24)$$

$O_{H_2O}^{sp}$ = objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^{sp} + (f - 1) \cdot (\alpha_{SK} - 1) \cdot O_{vz_min}^s = 0,73484 + (1,023 - 1) \cdot (0,5 \cdot (1,22 + 1,25) - 1) \cdot 2,5 = 0,7484 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (5.25)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,7484}{3,85} = 0,194 \quad (5.26)$$

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,15 + 0,194 = 0,345 \quad (5.27)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,345 = 0,0348 \text{ MPa} \quad (5.28)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_0 = \vartheta_0}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.29)$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,194}{3,16 \cdot \sqrt{0,0348 \cdot 5,74}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{895 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,337 = 1,315 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,85} \cdot \frac{25}{100} = 3,894 \text{ g/m}^3 \quad (5.30)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(895 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,894 = 0,205 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (5.31)$$

Zde:

$T_0 = \vartheta_0$ = teplota spalin na výstupu z ohniště

d = střední efektivní průměr částic popílku ve spalinách; z tab. 7-12 [4] $d = 20 \text{ }\mu\text{m}$

μ = střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = 1,315 + 0,205 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 1,67 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (5.32)$$

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,67 \cdot 0,101 \cdot 5,744} = 0,62 \quad (5.33)$$

Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)} = \frac{0,62 + (1 - 0,62) \cdot \frac{31,5}{621,72}}{1 - (1 - 0,62) \cdot (1 - 0,45) \cdot \left(1 - \frac{31,5}{621,72}\right)} = 0,803 \quad (5.34)$$

Poměrná teplota spalin na výstupu z ohniště

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{Bo}\right)^{0,6}} = \frac{1}{1 + 0,5 \cdot \left(\frac{0,803}{0,673}\right)^{0,6}} = 0,6427 \quad (5.35)$$

5.4.5 Skutečná teplota spalin na výstupu z ohniště

$$T_0 = \frac{T_a}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{Bo}\right)^{0,6}} = \frac{1540,55 + 273,15}{1 + 0,5 \cdot \left(\frac{0,803}{0,673}\right)^{0,6}} - 273,15 = 892,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.36)$$

Skutečná teplota se od zvolené liší pouze o 2,5 °C, což je minimální rozdíl. Této teplotě odpovídá entalpie spalin $I_{osk} = 5467,77 \text{ kJ/kg}$

Teplo odevzdané spalinami do stěn ohniště

Bylo získáno pomocí součinitele uchování tepla φ a rozdílu entalpií pro adiabatickou teplotu plamene a skutečnou teplotu spalin na konci ohniště. Vynásobením množstvím skutečně spáleného paliva byl vypočítán **tepelný výkon spalovací komory**:

$$Q_{SP} = Q_{SK} = \varphi \cdot (I_u - I_{osk}) \cdot M_{pv} = 0,992 \cdot (9893,9 - 5467,77) \cdot 9,43$$

$$= 41418,01 \text{ kW} \quad (5.37)$$

V tomto okamžiku je potřeba podotknout, že membránová stěna o rozměrech $a \cdot b$ tvořící strop spalovací komory je součástí stěnového přehříváku SHS. To bude zohledněno v kontrole tepelné bilance na konci práce – výkon odpovídající poměru plochy stropu ku ploše spalovací komory bude přičten k celkovému výkonu SHS a odečten od výparníku.

Dále bude vypočítán objemový průtok spalin na konci ohniště O_{SP} , kde součinitel přebytku vzduchu dosahuje hodnoty $\alpha_0 = 1,25$.

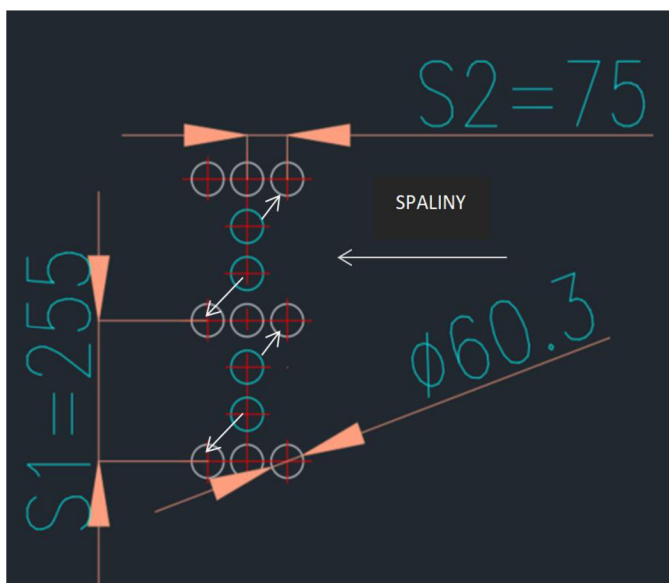
5.4.6 Skutečný objem spalin (vlhkých) na konci SK

$$O_{SP} = O_{sp_{min}}^{vl} + (\alpha_0 - 1) \cdot O_{vz_{min}}^{vl} = 3,2894 + (1,25 - 1) \cdot 2,5575 = 3,93 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (5.39)$$

$$O_{SP/s} = O_{SP} \cdot M_{pv} = 3,93 \cdot 9,43 = 37,04 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.40)$$

5.5 Výpočet mříže 1

Mříž se nachází v obrátové komoře mezi 1. a 2. tahem. Tvoří ji trubky ve vrchní části stěny o rozměru $b = 6,375 \text{ m}$, které jsou přesazené podle obrázku 10. Jejich počet je jako v zadní membránové stěně + 1, tedy $74+1=75$ – tři řady po 25 trubkách (kolmo na spaliny). Podélná rozteč je $s_2 = 75 \text{ mm}$, příčná $s_1 = 3 \cdot 85 = 255 \text{ mm}$. Délka mříže je $dl = 2 \cdot s_2 + D = 2 \cdot 75 + 60,3 = 210,3 \text{ mm}$.



Obrázek 10 Uspořádání trubek v mříži

5.5.1 Parametry mříže

Tabulka 11 Parametry mříže 1

MŘÍŽ 1			
Uspořádání trubek	Značka	Hodnota	Jednotka
průměr trubky	D	60,3	mm
tloušťka stěny trubky	tl	5,6	mm
vnitřní průměr trubky	d	49,1	mm
příčná rozteč	s_1	255	mm
podélná rozteč	s_2	75	mm
počet řad	n_r	3	-
počet trubek v proudu spalin	n_t	25	-
počet trubek celkem	n_{tr}	75	-
Kanál (z pohledu spalin)			
Šířka (hloubka SK)	b	6375	mm
výška	v	3760	mm
délka	dl	210,3	mm
Teplota spalin před mříží	T_{in}	892,5	°C
Teplota spalin za mříží	T_{out}	866,75	°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	879,625	°C
Teplota parovodní směsi	t	309,3	°C

Teplota na výstupu z mříže zvolena $t_{out} = 866,75$ °C. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v mříži**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{892,5 + 866,75}{2} = 879,625 \text{ °C} \quad (5.41)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,106 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 1,535 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,632$$

Objemový průtok spalin

Podle vzorce (5.40) bylo vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí a teplosměnnou plochou.

$$F_{SP} = b \cdot v - n_t \cdot D \cdot v = 6,375 \cdot 3,76 - 25 \cdot 0,0603 \cdot 3,76 = 18,3 \text{ m}^2 \quad (5.42)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/S}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{SP}}{273,15} = \frac{37,04}{18,3} \cdot \frac{273,15 + 879,625}{273,15} = 8,54 \text{ m/s} \quad (5.43)$$

Tuto hodnotu lze označit za uspokojivou – ideální by byla menší rychlost (okolo 7 m/s).

5.5.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalin (příčné obtékání)

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.44)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≤ 10 , což v tomto případě je (3), lze použít podle [4] vzorec:

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{\dot{r}} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (5.44a)$$

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,255}{0,0603} = 4,23 \quad (5.45)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,0603} = 1,24 \quad (5.46)$$

Při $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ se do následujícího vzorce dosadí $\sigma_1 = 3$.

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,24}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,74 \quad (5.47)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro trubky (hladké) uspořádané za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.48)$$

$$= 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 0,74 \cdot \frac{0,106}{0,0603} \cdot \left(\frac{0,0603 \cdot 8,48}{1,535 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,632^{0,33} = 40,36 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5.5.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

Podle [4] lze ve výpočtech výparníků α_2 zanedbat.

5.5.4 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{SP}}} \quad (5.49)$$

Zde:

a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$

a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]

T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (5.50)$$

Zde:

k = součinitel zeslabení sálání

p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa

s = efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

U svazků z hladkých trubek se vypočítá dle vztahu:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,255 \cdot 0,075}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,31 \text{ m} \quad (5.51)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (5.52)$$

Zde:

k_{sp} = součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

r_{sp} = objemová část tříatomových plynů

$k_p \cdot \mu$ = součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Objemová část tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{8,19 \cdot 10^{-5} + 0,5797}{3,93} = 0,148 \quad (5.53)$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^{sp} + (f - 1) \cdot (\alpha_0 - 1) \cdot O_{vzmin}^s \quad (5.54)$$

$$= 0,73484 + (1,023 - 1) \cdot (1,25 - 1) \cdot 2,5 = 0,749 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,749}{3,93} = 0,19 \quad (5.55)$$

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,148 + 0,19 = 0,338 \quad (5.56)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (5.57)$$

Součinitel zeslabení sálání nsvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.58)$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,31}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{879,625 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338$$

$$= 6,287 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (5.59)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP} \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(879,625 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,202 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (5.60)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 6,287 + 0,203 = 6,49 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (5.61)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,49 \cdot 0,101 \cdot 0,31} = 0,1834 \quad (5.62)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

$$T_z = \bar{t}_{para} + \Delta T = 309,3 + 80 = 389,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.63)$$

\bar{t}_{para} je střední teplota média v trubkách, pro mříž na výstupu z ohniště podle [4] uvažováno:
 $\Delta T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}} \quad (5.64)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1834 \cdot (879,625 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{389,3 + 273,15}{879,625 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{389,3 + 273,15}{879,625 + 273,15}}$$

$$= 30,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,925 \cdot (40,36 + 30,2) = 65,27 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.65)$$

Zde ξ je součinitel využití plochy charakterizující neúplnost proudění spalin výhřevnou plochou. Vzhledem k tomu, že se mříž nachází v proudu spalin a hrozba vzniku např. mrtvých koutů je minimální, bylo na základě konzultace zvoleno: $\xi = 0,925$.

Součinitel prostupu tepla

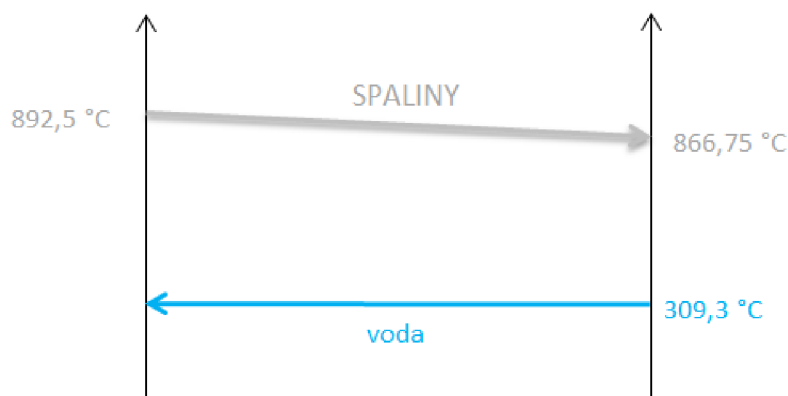
Podle [4] se pro výpočet mříže kotlů velkých výkonů na tuhá paliva využije následující vztah:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \alpha_1} = \frac{65,27}{1 + 0,0034 \cdot 65,27} = 53,413 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (5.66)$$

Zde ε je součinitel zanesení výhřevné plochy, dle konzultace voleno:

$\varepsilon = 0,0034 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. α_1 je součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny a α_2 představuje součinitel přestupu tepla ze stěny do média. V tomto případě podle [4] bude hodnota $\frac{1}{\alpha_2}$ zanedbatelná.

Střední logaritmický teplotní spád



Obrázek 11 Teplotní spád mříže 1

Média proudí protiproudě dle schématu na obrázku 12. Teplota páry je rovna teplotě syté páry při tlaku v bubnu = 309,3 °C. Vyšší teplotní rozdíl Δt_1 je na vstupu a menší Δt_2 na výstupu.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{p_{in}} = 892,5 - 309,3 = 583,2 \text{ °C} \quad (5.67)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{p_{out}} = 866,75 - 309,3 = 557,45 \text{ °C} \quad (5.68)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{583,2 - 557,45}{\ln\left(\frac{583,2}{557,45}\right)} = 570,23 \text{ °C} \quad (5.69)$$

Výpočtová výhřevná plocha mříže

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot v = 75 \cdot \pi \cdot 0,0603 \cdot 3,76 = 53,42 \text{ m}^2 \quad (5.70)$$

5.5.5 Skutečné teplo převzaté mříží 1

$$Q_{M1}^{skut} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} = 53,413 \cdot 53,42 \cdot 570,23 \cdot 10^{-3} = 1627,09 \text{ kW} \quad (5.71)$$

Teplu odevzdané do stěn mříže ze spalin

Tepelný příkon od spalin byl vypočítán pomocí součinitele uchování tepla φ a rozdílu entalpií pro teploty na vstupu a výstupu. Po vynásobení hmotnostním množstvím přivedeného paliva je výsledkem výkon v kW.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) = 9,43 \cdot 0,992 \cdot (5467,77 - 5294,24) = 1623,4 \text{ kW} \quad (5.72)$$

Kontrola:

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{M1}^{skut} - Q_{SP}}{Q_{SP}} = \frac{1627,09 - 1623,4}{1623,4} \cdot 100 = 0,23 \% \quad (5.73)$$

Pro kontrolu správnosti výpočtu došlo k porovnání tepla vypočítaného z rovnice sdílení tepla (5.71) s teplem odevzdaným do stěn ze spalin (5.72). Odchylka by měla být menší než 2 %, což je v tomto případě splněno.

Skutečná entalpie a teplota za mříží 1

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{M1}^{skut}}{\varphi \cdot M_{pv}} = 5467,77 - \frac{1627,09}{0,992 \cdot 9,43} = 5293,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.74)$$

Této entalpii odpovídá teplota 866,69 °C, rozdíl mezi ní a zvolenou na začátku kapitoly je tedy v řádu setin stupně.

6 Návrh a výpočet II. tahu

6.1 Deskový přehřívák (SH5)

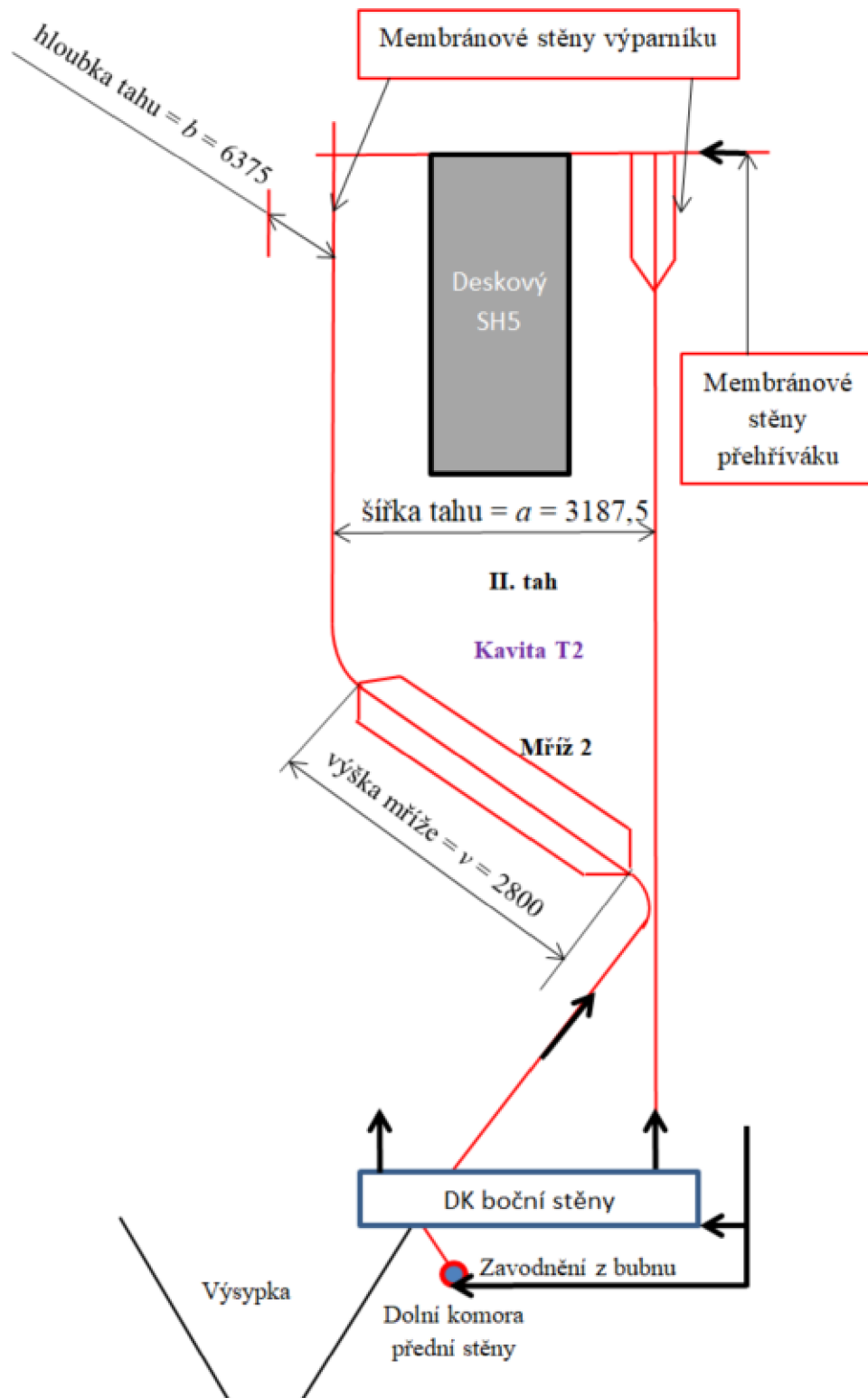
6.1.1 Umístění a základní údaje o geometrii SH5

Druhý tah má stejnou hloubku jako první, $b = 6,375$ m. Jeho šířka je poloviční, tedy $a_{T2} = 3,187$ m. Deskový (alias šotový) přehřívák je zavěšen v horní polovině druhého tahu. Tvoří jej sedm desek, každá obsahuje 12 trubek, které jsou na konci zahnuty o 180° . Schéma ukazují obrázky 13 a 14. Stěny tahu tvoří membránové stěny výparníku, strop patří ke stěnovému přehříváku. Mezi II. a III. tahem je druhá výparníková mříž. Před mříží se nachází prázdný prostor (kavita), kde jsou jediné teplosměnné plochy membránové stěny výparníku.

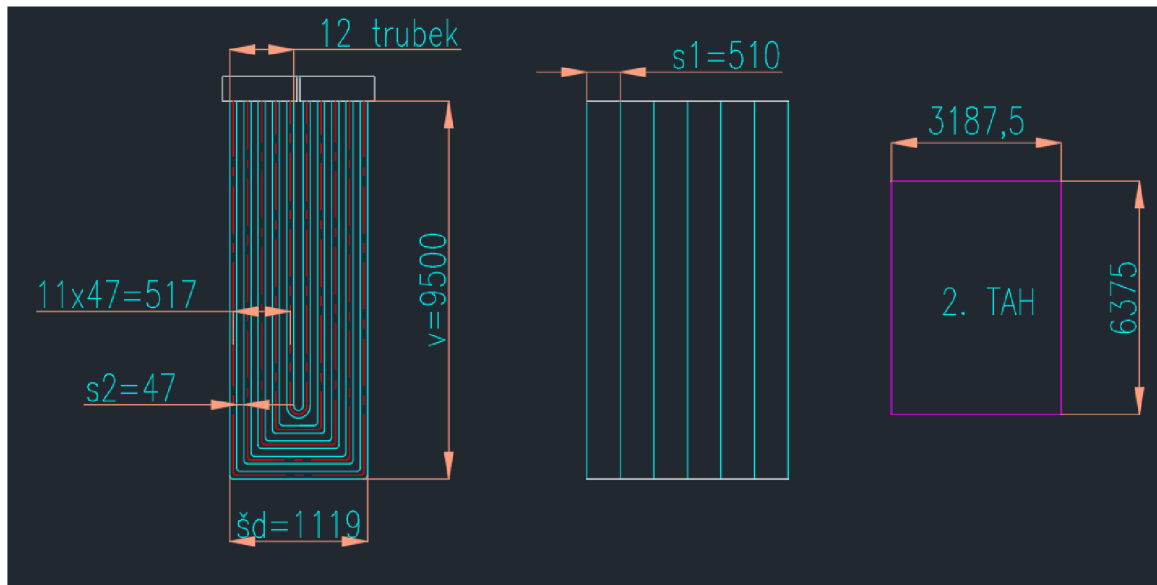
Vzhledem k tomu, že se deskový přehřívák nachází až ve 2. tahu a mezi ním a spalovací komorou je přítomna mříž, nebude zde počítán vliv sálání na konci ohniště. Výpočet proběhne podle [4].

Tabulka 12 Parametry deskového přehříváku SH5

DESKOVÝ PŘEHŘÍVÁK SH5				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	38	0,038	mm m
tloušťka stěny trubky	tl	3,6	0,0036	mm m
vnitřní průměr trubky	d	30,8	0,0308	mm m
příčná rozteč desek	s_1	510	0,51	mm m
podélná rozteč trubek	s_2	47	0,047	mm m
počet desek	n_d	7		-
počet trubek v 1 desce	n_t	12		-
počet trubek celkem	n_{tr}	84		-
šířka desky	\check{s}_d	1119	1,119	mm m
výška desky	v	9500	9,5	mm m
šířka trubek	\check{s}	517	0,517	mm m
Kanál (II. tah)				
šířka	a_{T2}	3187,5	3,1875	mm m
hloubka	b	6375	6,375	mm m
Teplota spalin před mříží	T_{in}	866,69		$^\circ\text{C}$
Teplota spalin za mříží	T_{out}	776,49		$^\circ\text{C}$
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	821,59		$^\circ\text{C}$
Teplota páry vstup	t_{in}	363		$^\circ\text{C}$
Teplota páry výstup	t_{out}	390		$^\circ\text{C}$



Obrázek 12 Schéma II. tahu a začátku III. tahu



Obrázek 13 Zjednodušené schéma deskového přehříváku SH5

Schéma na obr. 14 je pouze informativní, počty trubek nesouhlasí.

Šířka desky byla vypočítána následujícím způsobem:

$$\check{s}_d = 2 \cdot (n_t - 1) \cdot s_2 + \text{mezera} + D = 2 \cdot (12 - 1) \cdot 0,047 + 0,047 + 0,038 = 1,119 \text{ m} \quad (6.1)$$

Výhřevná plocha desek přehříváku SH5

Nejprve je potřeba vypočítat oboustrannou plochu jedné desky S_1 . Úhlový součinitel x se určí dle poměrné podélné rozteče trubek z obr. 7-2a, křivka č. 5 z [4]. $s_2/d = 1,24 \Rightarrow$ voleno: $x = 0,95$.

$$S_1 = 2 \cdot v \cdot \check{s}_d = 2 \cdot 9,5 \cdot 1,119 = 21,26 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

$$S_{SH5} = n_d \cdot S_1 \cdot x = 7 \cdot 21,26 \cdot 0,95 = 141,39 \text{ m}^2 \quad (6.3)$$

6.1.2 Parametry spalin

Po konzultaci byla zvolena teplota spalin na za deskovým přehřívákem $t_{out} = 776,49 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{866,69 + 776,49}{2} = 821,59 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.4)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,1003 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 1,41 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,6372$$

Objemový průtok spalin

Podle vzorce (5.40) bylo vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$ – přebytek vzduchu je stále stejný.

Světlý průřez proudu spalin vypočítán pomocí vstupního průřezu spalin F_{spin} a výstupního F_{spout} .

$$F_{spin} = v \cdot b - n_d \cdot D \cdot v = 9,5 \cdot 6,375 - 7 \cdot 0,038 \cdot 9,5 = 58,04 \text{ m}^2 \quad (6.5)$$

$$F_{spout} = a_{T2} \cdot b - n_d \cdot D \cdot a_{T2} = 3,187 \cdot 6,375 - 7 \cdot 0,038 \cdot 3,187 = 19,47 \text{ m}^2 \quad (6.6)$$

$$F_{SP} = \frac{2 \cdot F_{spin} \cdot F_{spout}}{F_{spin} + F_{spout}} = \frac{2 \cdot 58,04 \cdot 19,47}{58,04 + 19,47} = 29,16 \text{ m}^2 \quad (6.7)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/S}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{SP}}{273,15} = \frac{37,04}{29,16} \cdot \frac{273,15 + 821,59}{273,15} = 5,03 \text{ m/s} \quad (6.8)$$

Podle zdroje [5] by se rychlost spalin měla pohybovat v rozmezí 4÷8 m/s, tato podmínka je zde tedy splněna.

6.1.3 Parametry média

Zde využijeme hodnoty z tab. 7. **Střední teplota páry:**

$$\bar{t}_p = \frac{t_{pin} + t_{pout}}{2} = \frac{363 + 390}{2} = 376,5 \text{ °C} \quad (6.9)$$

Střední tlak páry:

$$\bar{p}_p = \frac{p_{pin} + p_{pout}}{2} = \frac{89,4 + 84,3}{2} = 86,85 \text{ bar} = 8,685 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

Pro tyto hodnoty lze zjistit z tabulek vlastností vody a vodní páry **střední měrný objem páry:** $\bar{v}_p = f(\bar{p}_p; \bar{t}_p) = f(86,85 \text{ bar}; 376,5 \text{ °C}) = 0,0294 \text{ m}^3/\text{kg}$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{M_{SH5} \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_t \cdot n_d} = \frac{25,78 \cdot 0,0294 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0308^2 \cdot 12 \cdot 7} = 12,11 \text{ m/s} \quad (6.11)$$

6.1.4 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Byl odečten z normogramu 8-8 v [4] pro přehřátou páru při podélném proudění pro střední teplotu, tlak a rychlost média: $\alpha_N = 2200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$; $C_d = 1$

$$\alpha_2 = C_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2200 = 2200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.12)$$

6.1.5 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Pro výpočet je nutné zjistit **ekvivalentní průměr** d_e , který se používá místo vnitřního průměru trubky v tahu zaplněném podélně obtékanými trubkami šotů. Podle [5] použit vzorec:

$$d_e = \frac{4 \cdot (a_{T2} \cdot b - n_{tr} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4})}{2 \cdot (a_{T2} + b) + n_{tr} \cdot \pi \cdot D} = \frac{4 \cdot (3,187 \cdot 6,375 - 84 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4})}{2 \cdot (3,187 + 6,375) + 84 \cdot \pi \cdot 0,038} = 2,775 \text{ m} \quad (6.13)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

$$\begin{aligned} \alpha_{k,SP,pod} &= 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,1003}{2,775} \cdot \left(\frac{5,03 \cdot 2,775}{1,41 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,6372^{0,4} \cdot 1 = 6,938 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Koeficient C_t je při ochlazování spalin podle [4] roven 1.

6.1.6 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné proudění

C_z je opravný součinitel na počet podélných řad. Podle obr. 8-3 v [4] voleno $C_z = 0,98$.

C_s je opravný součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné σ_1 a podélné σ_2 rozteči.

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,51}{0,038} = 13,42 \quad (6.15)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,047}{0,038} = 1,24 \quad (6.16)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,24}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,735 \quad (6.17)$$

Při $\sigma_1 \geq 2$ a $\sigma_2 < 2$ se dosazuje $\sigma_1 = 3$.

Součinitel pro příčné proudění

$$\begin{aligned} \alpha_{k,SP,př} &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 0,98 \cdot 0,735 \cdot \frac{0,1003}{0,038} \cdot \left(\frac{5,03 \cdot 0,038}{1,41 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6372^{0,33} = 35,83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (6.18)$$

Tato forma výpočtu součinitele je dle [4] vhodná pro desky.

6.1.7 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}}} \quad (6.19)$$

Zde:

- a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$
 a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]
 T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K]
 \bar{T}_{SP} = střední teplota spalin [K]

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.20)$$

Zde:

- k = součinitel zeslabení sálání
 p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa
 s = efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

V případě deskových přehříváků určena ze vztahu:

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{C}} = \frac{1,8}{\frac{1}{9,5} + \frac{1}{0,51} + \frac{1}{1,119}} = 0,61 \text{ m} \quad (6.21)$$

Zde:

- A = výška desek [m]
 B = příčná rozteč [m]
 C = šířka šotů [m]

Výpočet součinitele zeslabení sálání

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

Zde:

- k_{sp} = součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 r_{sp} = objemová část tříatomových plynů
 $k_p \cdot \mu$ = součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Objemová část tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{8,19 \cdot 10^{-5} + 0,5797}{3,93} = 0,148 \quad (6.23)$$

$$\begin{aligned} O_{H_2O} &= O_{H_2O}^{sp} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{vzmin}^s \\ &= 0,73484 + (1,023 - 1) \cdot (1,25 - 1) \cdot 2,5 = 0,749 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (6.24)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,749}{3,93} = 0,19 \quad (6.25)$$

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,148 + 0,19 = 0,338 \quad (6.26)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítvivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,61}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{821,59 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 = 4,593 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (6.28)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (6.29)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP} \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(821,59 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,2097 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6.30)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 4,593 + 0,2097 = 4,8027 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6.31)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalín při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,827 \cdot 0,101 \cdot 0,61} = 0,2555 \quad (6.32)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Vypočítá se dle následujícího vzorce. Na základě konzultace volím $\varepsilon = 0,011 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

$$\begin{aligned} T_z &= \bar{t}_{pára} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{SH5}^{náv}}{S_{SH5}} \\ &= (376,5) + \left(0,011 + \frac{1}{2200} \right) \cdot \frac{2504,07}{141,39} = 579,37 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.33)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{SP}}} \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2555 \cdot (821,59 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{579,37 + 273,15}{821,59 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{579,37 + 273,15}{821,59 + 273,15}} \\ &= 49,134 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (6.34)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné proudění

$$\alpha_{1;pod} = \omega \cdot (\alpha_{k;SP;pod} + \alpha_s) = 0,91 \cdot (6,938 + 49,134) = 51,026 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.35)$$

Součinitel omývání desek byl po konzultaci zvolen $\omega = 0,91$.

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro příčné proudění

$$\alpha_{1;př} = \omega \cdot (\alpha_{k;SP;př} + \alpha_s) = 0,91 \cdot (35,83 + 49,134) = 77,314 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.35a)$$

Součinitel omývání desek byl po konzultaci zvolen $\omega = 0,91$.

6.1.8 Výpočet součinitele prostupu tepla

Součinitel tepelné efektivity desek zvolen po konzultaci $\psi = 0,7$.

$$k_{př} = \psi \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1;př}} + \frac{1}{\alpha_2}} \right) = 0,7 \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{77,314} + \frac{1}{2200}} \right) = 52,283 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.36)$$

$$k_{pod} = \psi \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1;pod}} + \frac{1}{\alpha_2}} \right) = 0,7 \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{51,026} + \frac{1}{2200}} \right) = 34,91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.37)$$

Celkový součinitel prostupu tepla desek

Zde je potřeba rozdělit plochu desek na části, kde převažuje příčné a podélné proudění spalin. Převažuje podélné proudění, protože spaliny vstoupivší z mříže omývají příčně při reálném proudění spíše horní část desek. Bylo zvoleno: 72 % podélné, 28 % příčné.

$$S_{pod} = 0,72 \cdot S_{SH5} = 0,72 \cdot 141,39 = 101,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.38)$$

$$S_{př} = 0,28 \cdot S_{SH5} = 0,28 \cdot 141,39 = 39,59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.39)$$

$$k = \frac{k_{př} \cdot S_{př} + k_{pod} \cdot S_{pod}}{S_{př} + S_{pod}} = \frac{52,283 \cdot 39,59 + 34,91 \cdot 101,8}{141,39} = 39,843 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.40)$$

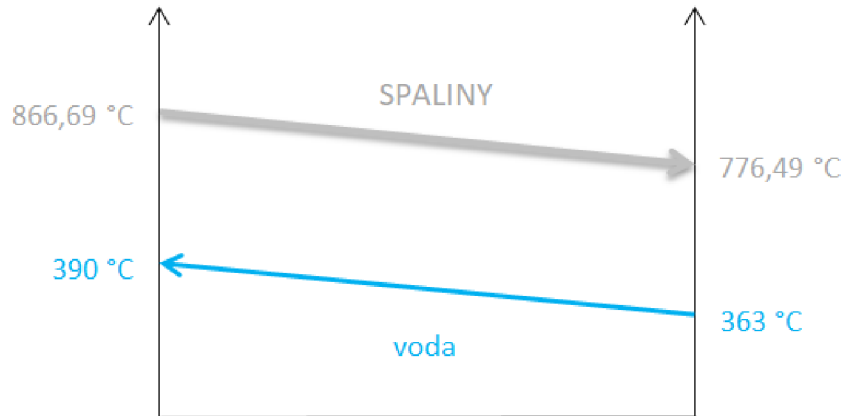
Střední logaritmický teplotní spád

Média proudí dle schématu na obrázku 15.

$$\Delta t_1 = \Delta t_{větší} = t_{SPin} - t_{pout} = 866,69 - 390 = 476,69 \text{ °C} \quad (6.41)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_{menší} = t_{SPout} - t_{pin} = 776,49 - 363 = 413,49 \text{ °C} \quad (6.42)$$

$$\frac{\Delta t_{větší}}{\Delta t_{menší}} = \frac{476,69}{413,69} = 1,153 < 1,7 \quad (6.43)$$



Obrázek 14 Teplotní spády deskového přehříváku SH5

Pokud je poměr většího a menšího teplotního rozdílu menší než 1,7, je možné teplotní spád spočítat jako rozdíl střední teploty spalin a páry.

$$\Delta T_{ln} = \bar{T}_{sp} - \bar{t}_p = 821,59 - 376,5 = 445,09 \text{ °C} \quad (6.44)$$

6.1.9 Teplo převzaté deskovým přehřívákem

$$Q_{SH5}^{skut} = k \cdot \Delta T_{ln} \cdot S_{SH5} \cdot 10^{-3} = 39,843 \cdot 445,09 \cdot 141,39 \cdot 10^{-3} = 2507,27 \text{ kW} \quad (6.45)$$

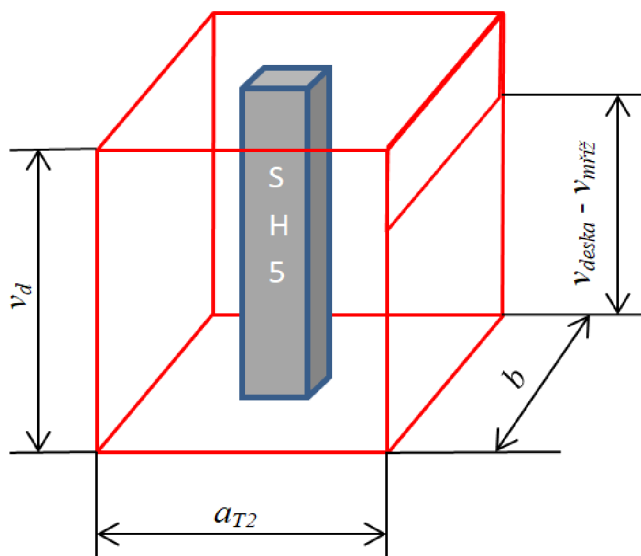
Nyní je vhodné porovnat vypočítaný tepelný výkon s návrhovým výkonem plochy, rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$odchylka = \frac{Q_{SH5}^{skut} - Q_{SH5}^{náv}}{Q_{SH5}^{náv}} = \frac{2507,27 - 2504,07}{2504,07} \cdot 100 = 0,13 \text{ %} \quad (6.46)$$

Rozdíl

$$\Delta Q_{SH5} = Q_{SH5}^{skut} - Q_{SH5}^{náv} = 2507,27 - 2504,07 = 3,2 \text{ kW} \quad (6.47)$$

6.2 Výpočet vedlejších ploch v okolí deskového přehříváku



Obrázek 15 Schéma vedlejších ploch v horní části II. tahu

Větší část tepla spalin byla v oblasti deskového přehříváku předána membránovým stěnám tahu. Kromě stropu patří stěny k výparníkovému systému. Výška přední stěny je ponížena o výšku mříže, která byla počítána samostatně dříve.

Tabulka 13 Rozměry oblasti

ROZMĚRY OBLASTI DESKOVÉHO PŘEHŘÍVÁKU				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
šířka tahu II	a_{T2}	3187,5	3,1875	mm m
hloubka tahu II	b	6375	6,375	mm m
výška oblasti (desek)	v_d	9500	9,5	mm m
výška mříže I	v_m	3760	3,76	mm m

Plocha membránových stěn výparníku

$$S_{VYP}^{SH5} = 2 \cdot a_{T2} \cdot v_d + b \cdot v_d + b \cdot (v_d - v_m) \quad (6.2.1)$$

$$= 2 \cdot 3,1875 \cdot 9,5 + 6,375 \cdot 9,500 + 6,375 \cdot (9,5 - 3,76) = 157,72 \text{ m}^2$$

Plocha membránových stěn přehříváku

$$S_{SH5}^{SH5} = a_{T2} \cdot b = 3,1875 \cdot 6,375 = 20,32 \text{ m}^2 \quad (6.2.2)$$

Tepelný tok oblastí SH5

Pro výpočet tepelného toku byl výkon deskového přehříváku (vzorec 6.45) podělen velikostí jeho teplosměnné plochy. Hodnotou tepelného toku poté budou vynásobeny velikosti jednotlivých vedlejších ploch pro obdržení jejich tepelného výkonu.

$$q_{SH5} = \frac{Q_{SH5}^{skut}}{S_{SH5}} = \frac{2507,31}{141,39} = 17,734 \text{ kW/m}^2 \quad (6.2.3)$$

Výkon výparníku v oblasti SH5

$$Q_{VYP}^{SH5} = q_{SH5} \cdot S_{VYP}^{SH5} = 17,734 \cdot 157,72 = 2796,9 \text{ kW} \quad (6.2.4)$$

Výkon stěnového přehříváku v oblasti SH5

$$Q_{SHS}^{SH5} = q_{SH5} \cdot S_{SHS}^{SH5} = 17,734 \cdot 20,32 = 360,35 \text{ kW} \quad (6.2.5)$$

Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

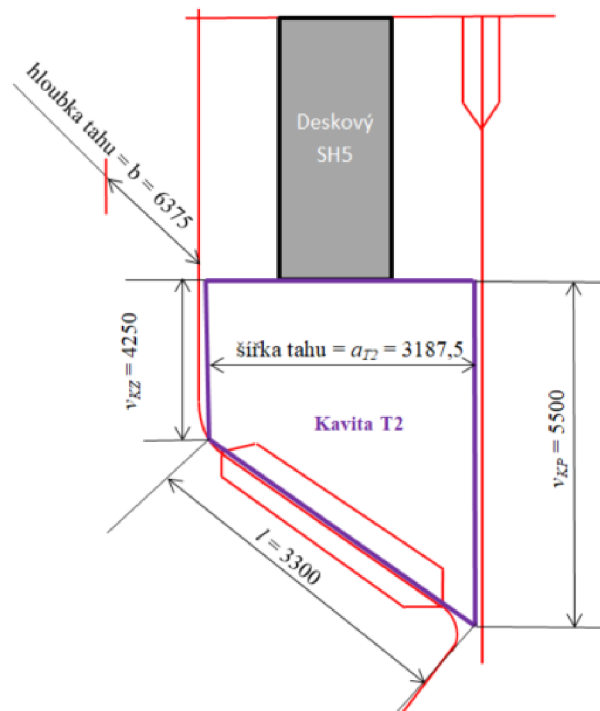
$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{SH5}^{skut} + Q_{VYP}^{SH5} + Q_{SHS}^{SH5}}{M_{pv} \cdot \varphi} = 5293,9 - \frac{2507,31 + 2796,9 + 360,35}{9,43 \cdot 0,992} \quad (6.2.6)$$

$$= 4688,57 \text{ kW}$$

Odpovídající teplota je 776,38 °C. Tyto hodnoty se liší od návrhových pouze o setiny.

6.3 Výpočet kavity v II. tahu před mříží 2

Ve střední části II. tahu se nachází prázdný prostor (kavita), kde jediné teplosměnné plochy jsou membránové stěny výparníku – obě boční stěny, přední stěna od konce SH5 po úroveň konce mříže a analogicky zadní stěna od konce SH5 po začátek mříže. Úsek za mříží bude zohledněn v následujících výpočtech. Častým úkolem těchto prostor je ochladit spaliny.



Obrázek 16 Umístění a rozměry kavity T2

6.3.1 Základní rozměry oblasti

Tabulka 14 Hlavní rozměry kavity T2

KAVITA - PRÁZDNÝ PROSTOR MEZI SH5 A MŘÍŽÍ 2				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
šířka tahu II	a_{T2}	3187,5	3,1875	mm m
hloubka tahu II	b	6375	6,375	mm m
výška zadní stěny	v_{KZ}	4250	4,25	mm m
výška přední stěny	v_{KP}	5500	5,5	mm m
šikmá stěna před mříží	v_{ξ}	400	0,3	mm m
délka stěny s mříží	l	3300	3,3	mm m
Teplota vstup	T_{in}	776,38		°C
Teplota výstup	T_{out}	735,96		°C
Teplota střední	\bar{T}_{SP}	756,17		°C

Z těchto hodnot byly vypočítány plochy boční, přední a zadní membránové stěny výparníku. Jejich součet dává celkovou teplosměnnou plochu kavity.

$$S_{bok} = a_{T2} \cdot v_{KP} - a_{T2} \cdot \frac{v_{KP} - v_{KZ}}{2} = 3,1875 \cdot 5,5 - 3,1875 \cdot \frac{5,5 - 4,25}{2} = 15,54 \text{ m}^2 \quad (6.3.1)$$

$$S_{před} = b \cdot v_{KP} = 6,375 \cdot 5,5 = 35,06 \text{ m}^2 \quad (6.3.2)$$

$$S_{zad} = b \cdot (v_{KZ} + v_{\xi}) = 6,375 \cdot (4,25 + 0,4) = 29,64 \text{ m}^2 \quad (6.3.3)$$

$$S_{KAV} = 2 \cdot S_{bok} + S_{před} + S_{zad} = 2 \cdot 15,54 + 35,06 + 29,64 = 95,78 \text{ m}^2 \quad (6.3.4)$$

6.3.2 Parametry spalin

Po konzultaci byla zvolena teplota spalin před druhou výparníkovou mříží, a tedy na výstupu z kavity $T_{out} = 740,39 \text{ °C}$. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{776,38 + 735,96}{2} = 756,17 \text{ °C} \quad (6.3.5)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,09452 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 1,277 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,644$$

Objemový průtok spalin

Podle vzorce (5.40) bylo vypočítáno $O_{SP/s} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$.

Průřez, kterým spaliny prochází

$$F_{SP} = a_{T2} \cdot b = 3,1875 \cdot 6,375 = 20,32 \text{ m}^2 \quad (6.3.6)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{SP}}{273,15} = \frac{37,04}{20,32} \cdot \frac{273,15 + 756,17}{273,15} = 6,79 \text{ m/s} \quad (6.3.7)$$

6.3.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

Podle [4] lze ve výpočtech výparníků α_2 zanedbat.

6.3.4 Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné obtékání

$$\alpha_k = 0,0223 \cdot \frac{\lambda_{spal}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (6.3.8)$$

Opravný koeficient C_t je v tomto případě podle [4] roven 1, stejně jako C_l i C_m .

Ekvivalentní průměr d_e je při proudění podél výhřevné plochy svazku roven podílu čtyřnásobku světelného průřezu kanálu F a obvodu průřezu kanálu O .

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot F_{SP}}{2 \cdot (a_{T2} + b)} = \frac{4 \cdot 20,32}{2 \cdot (3,1875 + 6,375)} = 4,25 \text{ m} \quad (6.3.9)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{spal}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,09452}{4,25} \cdot \left(\frac{6,79 \cdot 4,25}{1,277 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,644^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,237 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (6.3.10)$$

6.3.5 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{SP}}} \quad (6.3.11)$$

Zde:

a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$

a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]

T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.3.12)$$

Zde:

k = součinitel zeslabení sálání

p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa

s = efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

U objemu bez trubkových svazků je dána podílem objemu sálající vrstvy a celkového povrchu stěn sálající vrstvy.

$$\begin{aligned} s &= 3,6 \cdot \frac{V}{S_{KAV}} = 3,6 \cdot \frac{S_{bok} \cdot b}{2 \cdot S_{bok} + S_{před} + S_{zad}} = \\ &= 3,6 \cdot \frac{15,54 \cdot 6,375}{95,78} = 3,723 \text{ m} \end{aligned} \quad (6.3.13)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (6.3.14)$$

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v předchozím výpočtu.

Parciální tlak tříatomových plynů

Stejně jak v předchozím výpočtu.

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 3,3,723}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{756,17 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 1,807 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (6.3.15)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (6.3.16)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(756,17 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,219 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6.3.17)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 1,807 + 0,219 = 2,026 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6.3.18)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,026 \cdot 0,101 \cdot 3,723} = 0,532 \quad (6.3.19)$$

Teplota návrhové – odevzdané do stěn ze spalin

Bylo vypočítáno jej pomocí součinitele uchování tepla φ a rozdílu entalpií pro teplotu spalin před a za kavitou. Po vynásobení hmotnostním množstvím přivedeného paliva je výsledkem výkon v kW.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) = 9,43 \cdot 0,992 \cdot (4688,57 - 4421,41) = 2500 \text{ kW} \quad (6.3.20)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Vypočítá se dle následujícího vzorce. Po konzultaci zvolen součinitel zanesení trubek stěn $\varepsilon = 0,0053 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, přestup tepla na straně parovodní směsi bude dle [5] zanedbatelný, tedy $\alpha_{k;p} = 0$.

$$T_z = \bar{t}_{pára} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_{k;p}} \right) \cdot \frac{Q_{SP}}{S_{KAV}} = 309,3 + (0,0053) \cdot \frac{2500 \cdot 1000}{95,78} = 447,63 \text{ °C} \quad (6.3.21)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (6.3.22)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,532 \cdot (756,17 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{447,63 + 273,15}{756,17 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{447,63 + 273,15}{756,17 + 273,15}}$$

$$= 75,42 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (8,237 + 75,42) = 83,656 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.3.23)$$

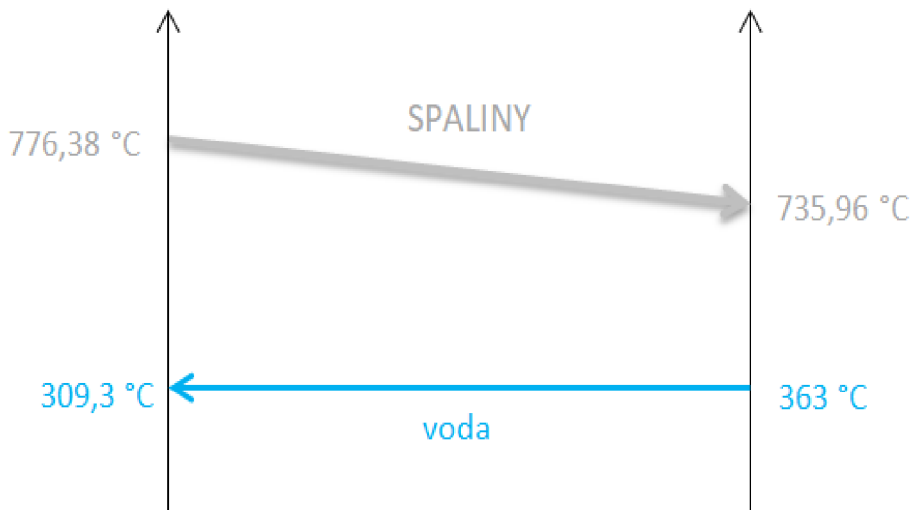
Zde ξ je součinitel využití plochy charakterizující neúplnost proudění spalin výhřevnou plochou. Vzhledem k tomu, že se v proudu spalin vůbec nic nenachází a hrozba vzniku např. mrtvých koutů je minimální, bylo zvoleno $\xi = 1$.

6.3.6 Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro výpočet mříže kotlů velkých výkonů na tuhá paliva využije následující vzorec. Po konzultaci zvoleno $\psi = 0,7 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,7 \cdot 83,656 = 57,959 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.3.24)$$

Střední logaritmický teplotní spád



Obrázek 17 Teplotní spády v kavitě T2

Média proudí protiproudě dle schématu na obrázku 11. Teplota páry je rovna teplotě syté páry při tlaku v bubnu = 309,3 °C. Vyšší teplotní rozdíl Δt_1 je na vstupu a menší Δt_2 na výstupu.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{p_{in}} = 776,38 - 309,3 = 467,08 \text{ °C} \quad (6.3.25)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{p_{out}} = 735,96 - 309,3 = 426,66 \text{ °C} \quad (6.3.26)$$

Vzhledem k tomu, že poměr $\Delta t_1/\Delta t_2 = 1,1 < 1,7$, lze podle [4] teplotní spád počítat jako rozdíl středních teplot médií.

$$\Delta T_{ln} = \bar{T}_{SP} - \bar{t}_{pára} = 756,17 - 309,3 = 446,87 \text{ °C} \quad (6.3.27)$$

Teploměnná plocha byla vypočítána na začátku této kapitoly – vzorec (6.3.4).

6.3.7 Skutečné teplo převzaté membránovými stěnami kavity

$$Q_{KT2}^{skut} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} = 57,959 \cdot 95,78 \cdot 446,87 \cdot 10^{-3} = 2506,52 \text{ kW} \quad (6.3.28)$$

Kontrola:

$$odchylka = \frac{Q_{SP} - Q_{KT2}^{skut}}{Q_{SP}} = \frac{2500 - 2506,52}{2500} \cdot 100 = -0,26 \% \quad (6.3.29)$$

Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{KT2}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} = 4688,57 - \frac{2506,52}{9,43 \cdot 0,992} = 4420,71 \text{ kW} \quad (6.2.6)$$

Odpovídající teplota je 735,86 °C. Tato hodnota se liší od návrhové pouze o desetiny.

6.4 Výpočet mříže 2

Mříž je součástí výparníku a nachází se ve spodní části 2. tahu před obratovou komorou mezi 2. a 3. tahem. Tvoří ji trubky stěny o rozměru $b = 6,375$ m, její vlastnosti tedy budou stejné jako v případě mříže 1 (kromě výšky).

6.4.1 Parametry

Tabulka 15 Parametry mříže 2

MŘÍŽ 2				
Uspořádání trubek	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	60,3	0,0603	mm/m
tloušťka stěny trubky	tl	5,6	0,0056	mm/m
vnitřní průměr trubky	d	49,1	0,0491	mm/m
příčná rozteč	$s1$	255	0,255	mm/m
podélná rozteč	$s2$	75	0,075	mm/m
počet řad	n_r	3		-
počet trubek v proudu	n_t	25		-
počet trubek celkem	n_{tr}	75		-
Kanál				
hloubka	b	6375	6,375	mm/m
výška mříže	v	2800	2,8	mm/m
délka mříže	dl	210,3	0,2103	mm/m
Teplota spalin před mříží	T_{in}	735,86		°C
Teplota spalin za mříží	T_{out}	722,44		°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	729,15		°C

Po konzultaci byla zvolena teplota na výstupu z mříže $t_{out} = 722,44$ °C. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v mříži**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{735,86 + 722,44}{2} = 729,15 \text{ °C} \quad (6.4.1)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,09189 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,64665$$

Objemový průtok spalin

Podle vzorce (5.40) bylo vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí.

$$F_{SP} = b \cdot v - n_{tr} \cdot D \cdot v = 6,375 \cdot 2,8 - 25 \cdot 0,0603 \cdot 2,8 = 13,63 \text{ m}^2 \quad (6.4.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{13,63} \cdot \frac{273,15 + 729,15}{273,15} = 9,86 \text{ m/s} \quad (6.4.3)$$

6.4.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalin (příčné obtékání)

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.4.4)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≤ 10 , což v tomto případě je 3, budu použit podle [4] vzorec:

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{\bar{r}} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (6.4.5)$$

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,255}{0,0603} = 4,23 \quad (6.4.6)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,0603} = 1,24 \quad (6.4.7)$$

Při $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ se do následujícího vzorce dosadí $\sigma_1 = 3$.

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,24}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,74 \quad (6.4.8)$$

Součinitel přestupu tepla spalin – příčné obtékání

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.4.9)$$

$$= 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 0,74 \cdot \frac{0,09189}{0,0603} \cdot \left(\frac{0,0603 \cdot 9,86}{1,22 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,64665^{0,33} = 44,97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6.4.3 Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{SP}}} \quad (6.4.10)$$

Zde:

a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$

a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]

T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.4.11)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

U svazků z hladkých trubek určena ze vztahu:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,255 \cdot 0,075}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,31 \text{ m} \quad (6.4.12)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálení

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (6.4.13)$$

Zde:

k_{sp} = součinitel zeslabení sálení tříatomovými plyny

r_{sp} = objemová část tříatomových plynů

$k_p \cdot \mu$ = součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

Objemová část tříatomových plynů

$r_{RO_2} = 0,148$ – stejné jak v předešlém případě, množství spalin se nemění.

$O_{H_2O} = 0,749 \text{ m}^3/\text{kg}$ – stejné jak v předešlém případě, množství spalin se nemění.

$r_{H_2O} = 0,19$ – stejné jak v předešlém případě, množství spalin se nemění.

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,148 + 0,19 = 0,338 \quad (6.4.14)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101 \text{ MPa}$. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (6.4.15)$$

Součinitel zeslabení sálení nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,31}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{729,15 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 6,898 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (6.4.16)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (6.4.17)$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP} \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(729,15 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,222 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6.4.18)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 6,898 + 0,222 = 7,12 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (6.4.19)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,12 \cdot 0,101 \cdot 0,31} = 0,1994 \quad (6.4.20)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn (výparný systém)

$$T_z = \bar{t}_{pára} + \Delta T = 309,3 + 80 = 389,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.4.21)$$

$\bar{t}_{pára}$ je střední teplota média v trubkách, pro mříž se podle [4] uvažuje $\Delta T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (6.4.22)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1994 \cdot (729,15 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{389,3 + 273,15}{729,15 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{389,3 + 273,15}{729,15 + 273,15}}$$

$$= 24,576 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,93 \cdot (44,97 + 24,576) = 64,676 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.4.23)$$

Zde ξ je součinitel využití plochy charakterizující neúplnost proudění spalin výhřevnou plochou. Na základě konzultace bylo zvoleno: $\xi = 0,93$.

6.4.4 Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro výpočet mříže kotlů velkých výkonů na tuhá paliva využije následující vztah.

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{64,676}{1 + 0,0046 \cdot 64,676} = 49,846 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (6.4.24)$$

Zde ε je součinitel zanesení výhřevné plochy, po konzultaci voleno $\varepsilon = 0,0046 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$. α_1 je součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny. Hodnota součinitele přestupu při podélném proudění přehřáté páry $\frac{1}{\alpha_2}$ je zanedbatelná, uvažuje se jen při výpočtu přehříváků.

Střední logaritmický teplotní spád

Média proudí protiproudě dle schématu na obrázku níže. Teplota páry je rovna teplotě sytosti páry při tlaku v bubnu = 309,3 °C.



Obrázek 18 Teplotní spády mříže 2

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_p = 735,86 - 309,3 = 426,56 \text{ °C} \quad (6.4.25)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_p = 722,44 - 309,3 = 413,14 \text{ °C} \quad (6.4.26)$$

Vzhledem k tomu, že poměr $\Delta t_1/\Delta t_2 = 1,03 < 1,7$, lze podle [4] teplotní spád počítat jako rozdíl středních teplot médií.

$$\Delta T_{ln} = \bar{T}_{SP} - \bar{t}_{pára} = 729,15 - 309,3 = 419,85 \text{ °C} \quad (6.4.27)$$

Výpočtová výhřevná plocha mříže

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot v = 75 \cdot \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,8 = 39,782 \text{ m}^2 \quad (6.4.28)$$

6.4.5 Teplo převzaté mříží 2

$$Q_{M2}^{skut} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} = 49,846 \cdot 39,782 \cdot 419,85 \cdot 10^{-3} = 832,56 \text{ kW} \quad (6.4.29)$$

Teplo odevzdané do stěn mříže ze spalin

Vypočteno pomocí součinitele uchování tepla φ a rozdílu entalpií pro teplotu spalin před a za mříží.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) = 9,43 \cdot 0,992 \cdot (4420,71 - 4332,02) = 830 \text{ kW} \quad (6.4.30)$$

Kontrola:

$$odchylka = \frac{Q_{SP} - Q_{M2}^{skut}}{Q_{SP}} = \frac{830 - 832,56}{830} = -0,31 \% \quad (6.4.31)$$

Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{M2}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} = 4420,71 - \frac{832,56}{9,43 \cdot 0,992} = 4331,74 \text{ kW} \quad (6.2.6)$$

Odpovídající teplota je 722,4 °C. Tato hodnota se liší od návrhové pouze o setiny.

7 Návrh a výpočet III. tahu

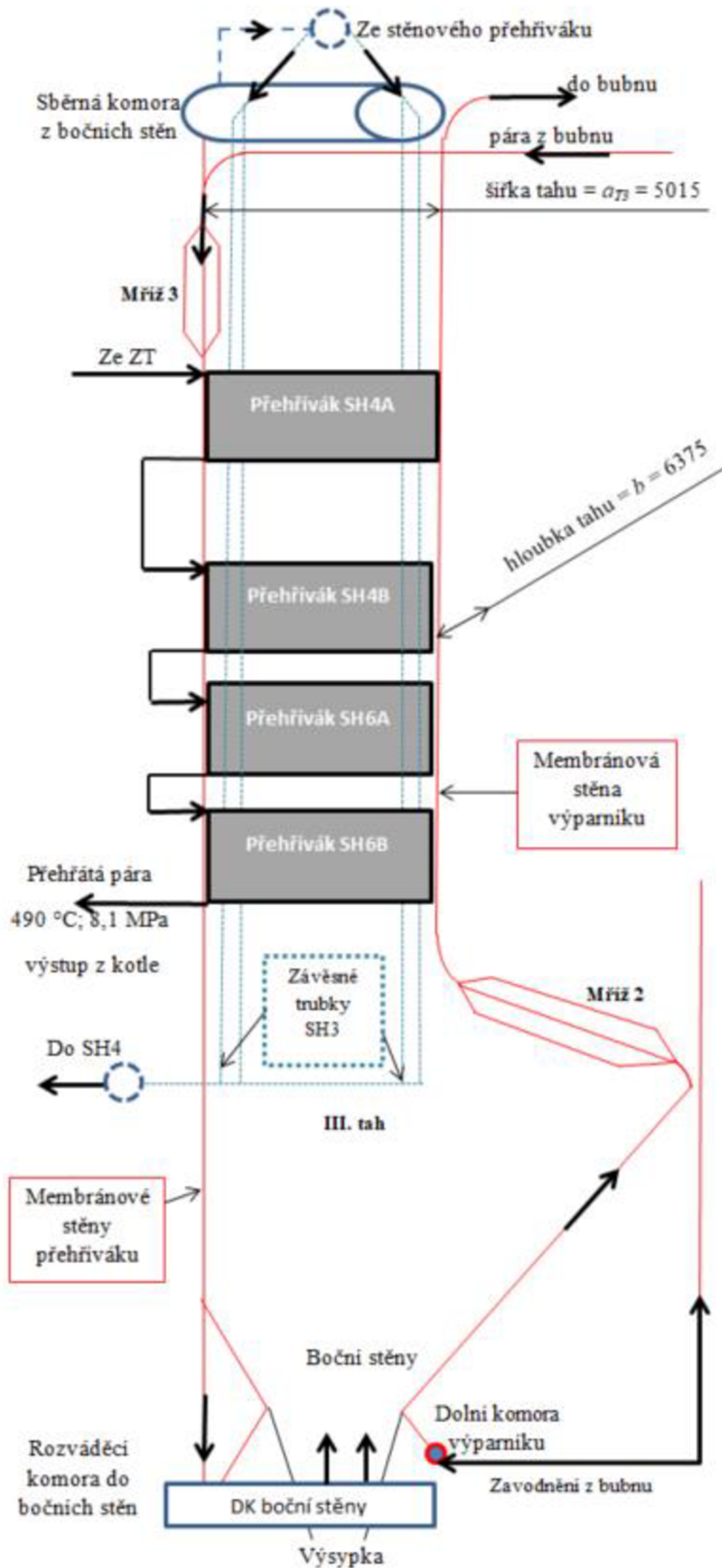
7.1 Schéma a popis tahu

V oblasti 3. tahu se nacházejí kromě deskového všechny přehříváky. Zároveň je část tepla předána výparníku, který tvoří přední stěnu.

Sytá pára z bubnu vstupuje do stěnových přehříváků SHS. Proudí postupně stropem, mříží 3 a zadní stěnou tahu dolů (protiproud vzhledem ke spalinám). Přibližně na úrovni výsypky na dně 3. tahu se nachází sběrná komora, odkud pára putuje do bočních stěn tahu (soproud), do horní rozváděcí komory a do závěsných trubek SH3. V případě závěsných trubek jde o protiproud.

Z SH3 pára zamíří do konvekčních přehříváků SH4 a nakonec do SH6. Ty jsou rozděleny vždy na dva „balíky“ (A, B) kvůli lepší dostupnosti při montáži a údržbě, budou však počítány dohromady. Mezi nimi se nachází ofukovače a kukátka. SH6 je poslední teplosměnná plocha kotle z pohledu vody/páry.

Na výstupu z tahu před plechovým kanálem 4. tahu pak lze najít přehřívákovou mříž.



Obrázek 19 Schéma 3. tahu

7.2 Výpočet prostoru na začátku III. tahu – stěnový přehřívač

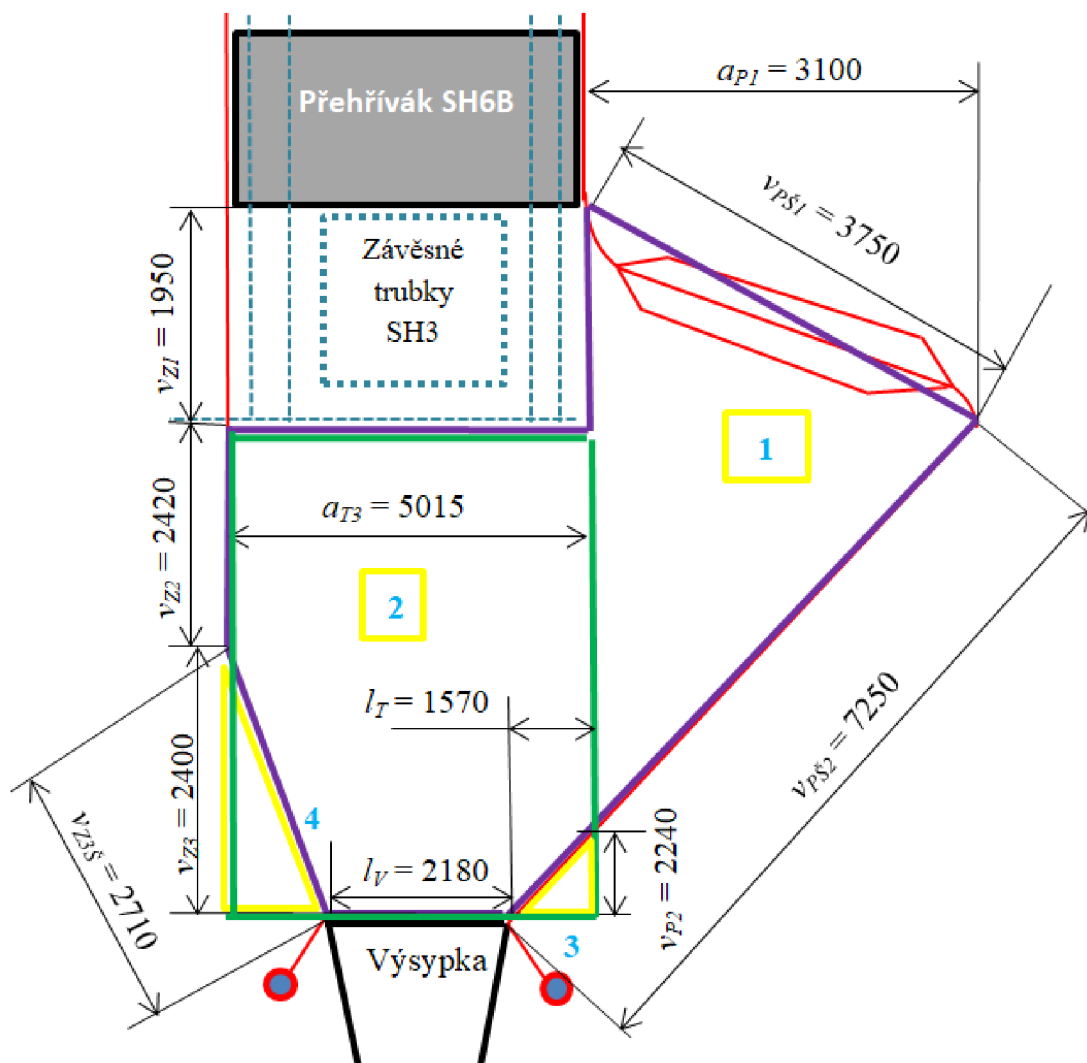
Ve spodní části III. tahu se nachází prostor prázdný prostor (kavita), kde za hlavní teplosměnné plochy budou označeny membránové stěny přehřívačku SHS v této části. **Jedná se o podélné obtékání trubek.** Z výsledného tepelného výkonu následně bude dopočítáno teplo předané membránovým stěnám výparníku, které představují vedlejší plochu – přední stěna od mříže 2 po výsypku, kde membránové stěny končí a následují sběrné komory.

Po konzultaci byly z výkresu odečteny základní rozměry tohoto prostoru. Pro zjednodušení bude uvažován průtočný průřez kanálu $\bar{a}_{T3} \cdot b$. Je zde předpoklad, že proud spalin se před výsypkou otočí a do kanálu s přehřívačkou vstupuje kolmo a že vzhledem k přítomnosti výsypky a odloučení velkého množství popílku bude velké znečištění stěn.

7.2.1 Výpočet teplosměnných ploch membránových stěn

Pro výpočet byl zjištěn povrch stěn pomocí programu AutoCAD.

Plocha boční stěny byla vzhledem k jejímu specifickému tvaru rozdělena na trojúhelník v pravé části (označen číslem 1) a na obdélník vlevo (2, oddělený od trojúhelníku zelenou čarou). Od povrchu obdélníku je poté nutné odečíst dva trojúhelníky (3,4) po stranách výsypky.



Obrázek 20 Rozměry exponované oblasti

Výpočet plochy přední a zadní stěny je jednoduchý, jedná se o násobek výšky stěn a hloubky kanálu. Při volbě délky stěn byly brány v potaz i ohyby a další „nerovné úseky“. Pro plochu boční stěny byly použity vzorce pro výpočet obsahu trojúhelníku a obdélníku.

$$S_1 = (v_{Z1} + v_{Z2} + v_{Z3} - v_{P2}) \cdot \frac{a_{P1}}{2} = (1,95 + 2,42 + 2,4 - 2,24) \cdot \frac{3,1}{2} = 7,022 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

$$S_2 = (v_{Z2} + v_{Z3}) \cdot a_{T3} - \frac{l_T \cdot v_{P2}}{2} - \frac{(a_{T3} - l_V - l_T) \cdot v_{Z3}}{2} \quad (7.2)$$

$$= (2,42 + 2,4) \cdot 5,015 - \frac{1,57 \cdot 2,24}{2} - \frac{(5,015 - 2,18 - 1,57) \cdot 2,4}{2} = 20,896 \text{ m}^2$$

$$S_{bok} = S_1 + S_2 = 7,021 + 20,896 = 27,917 \text{ m}^2 \quad (7.3)$$

$$S_{před} = S_{VYP} = [(v_{Pš1} - v_{mříž2}) + v_{Pš2}] \cdot b = [(3,75 - 2,8) + 7,25] \cdot 6,375 = 52,275 \text{ m}^2 \quad (7.4)$$

$$S_{zad} = (v_{Z2} + v_{Z3š}) \cdot b = (2,42 + 2,71) \cdot 6,375 = 32,704 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

$$S_{SHS} = 2 \cdot S_{bok} + S_{zad} = 2 \cdot 27,917 + 32,704 = 88,54 \text{ m}^2 \quad (7.6)$$

Po konzultaci byla zvolena teplota spalin před přehřívákem SH3 = teplota na začátku části s volnými závěsnými trubkami $T_{out} = 708,57 \text{ °C}$. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{722,4 + 708,57}{2} = 715,485 \text{ °C} \quad (7.7)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,09037 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 1,19 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,64822$$

Objemový průtok spalin

Podle vzorce (5.40) bylo vypočítáno $O_{SP/s} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$.

Průřez, kterým spaliny prochází

Vzhledem ke komplikovanému tvaru prostoru nad výsypkou byla střední šířka tahu určena jako střední hodnota ze vstupního rozměru (výška mříže 2 = 2,8 m) a výstupního (šířka tahu 3 = 5,015 m), tady $\bar{a}_{T3} = 3,9075 \text{ m}$.

$$F_{SP} = \bar{a}_{T3} \cdot b = 3,9075 \cdot 6,375 = 24,91 \text{ m}^2 \quad (7.8)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{SP}}{273,15} = \frac{37,04}{24,91} \cdot \frac{273,15 + 715,485}{273,15} = 5,32 \text{ m/s} \quad (7.9)$$

Tato hodnota rychlosti spalin je na přehřívákovou oblast poměrně nízká. Je třeba si ale uvědomit, že jde o obratovou komoru nepravidelného tvaru, kde je složité vybrat jeden přesný rozměr pro průřez. Navíc se zde nachází výsypka, kam díky změně průtočného průřezu a rychlosti spalin lépe spadnou tuhé částice v nich obsažené.

7.2.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné obtékání

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{spal}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.10)$$

Opravný koeficient C_t je v tomto případě podle [4] roven 1, stejně jako C_l i C_m .

Ekvivalentní průměr d_e je při proudění podél výhřevné plochy svazku roven podílu čtyřnásobku světlého průřezu kanálu F a obvodu průřezu kanálu O .

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot \bar{a}_{T3} \cdot b}{2 \cdot (\bar{a}_{T3} + b)} = \frac{4 \cdot 3,9075 \cdot 6,375}{2 \cdot (3,9075 + 6,375)} = 4,85 \text{ m} \quad (7.11)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_{k,SP,pod} &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{spal}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,09037}{4,85} \cdot \left(\frac{5,32 \cdot 4,85}{1,19 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,64822^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 6,705 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (7.12)$$

7.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

Tento součinitel hraje u přehříváků roli. Po konzultaci byly odhadnuty teploty a tlaky:

Místo	Teplota	Tlak
	°C	bar
Vstup	343	96,96
Výstup	348,3	96,8
Střed	345,65	96,88

Pro $\bar{t}_p = 345,65$ °C a $\bar{p}_p = 96,88$ bar a $\bar{w}_p = 6,7$ m/s byl z normogramu 8-8 z [4] zjištěn součinitel $\alpha_N = 1500$ W/m² · K a vnitřnímu průměru trubky $d = 49,1$ mm odpovídá součinitel $C_d = 0,9$.

$$\alpha_2 = C_d \cdot \alpha_N = 0,9 \cdot 1500 = 1350 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.13)$$

7.2.4 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.14)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.15)$$

Zde:

k = součinitel zeslabení sálání

p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa

s = efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

U objemu bez trubkových svazků ji určíme z podílu objemu sálající vrstvy a celkového povrchu stěn sálající vrstvy.

$$s = 3,6 \cdot \frac{S_{bok} \cdot b}{S_{SHS}} = 3,6 \cdot \frac{27,92 \cdot 6,375}{88,538} = 7,24 \text{ m} \quad (7.16)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (7.17)$$

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v minulé kapitole.

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (7.18)$$

Součinitel zeslabení sálání nescítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 4,55}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{715,485 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 1,267 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (7.19)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (7.20)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(715,485 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,224 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.21)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 1,267 + 0,225 = 1,491 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.22)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,491 \cdot 0,101 \cdot 7,24} = 0,664 \quad (7.23)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Vypočítá se dle následujícího vzorce. Po konzultaci volen součinitel zanesení trubek stěn $\varepsilon = 0,005 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, střední teplota je $345,65 \text{ }^\circ\text{C}$, tepelný výkon bude vypočítán pomocí průtoku páry a příslušných entalpií pro teploty a tlaky uvedené v kapitole 7.2.3 (výstup – vstup):

$$Q_{SHST3}^{náv} = M_{SHS} \cdot \Delta i_{SHSout-in} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot (2928,25 - 2906,36) = 537,87 \text{ kW} \quad (7.24)$$

$$\bar{t}_{pára} = \frac{t_{in}^p + t_{out}^p}{2} = \frac{343 + 348,39}{2} = 345,65 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.25)$$

$$T_z = \bar{t}_{pára} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_p^{SHS}}{S_{SHS}} = 345,65 + \left(0,005 + \frac{1}{1350} \right) \cdot \frac{537,87 \cdot 1000}{88,538} \quad (7.26)$$

$$= 380,525 \text{ }^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.27)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,664 \cdot (715,485 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{380,525 + 273,15}{715,485 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{380,525 + 273,15}{715,485 + 273,15}}$$

$$= 71 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné proudění

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,31 \cdot (6,705 + 71) = 24,09 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.28)$$

Součinitel využití byl po konzultaci zvolen po konzultaci velmi nízký: $\xi = 0,31$. Je to z toho důvodu, že kvůli přítomnosti výsyvky a složitého otáčení proudu spalin je vysoká pravděpodobnost zanesení membránových stěn tuhými částicemi. Je proto dobré s tím počítat, aby v případě realizace nebyly nepříjemnosti.

7.2.5 Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro výpočet přehříváků využije následující vzorec. Součinitel tepelné efektivity volen po konzultaci $\psi = 0,7$.

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,7 \cdot 24,09}{1 + \frac{24,09}{1350}} = 16,568 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.29)$$

Střední logaritmický teplotní spád



Obrázek 21 Teplotní spády ve spodní části 3. tahu

Média proudí souproudě v boční stěně a protiproudě v zadní. Po konzultaci byl uvažován protiproud. Teplota páry je rovna teplotě střední teplotě páry ve stěnovém přehříváku. Vyšší teplotní rozdíl Δt_1 je na vstupu spalin a menší Δt_2 na výstupu spalin.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{out}} - t_{p_{out}} = 722,4 - 348,3 = 374,1 \text{ °C} \quad (7.30)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{in}} - t_{p_{in}} = 708,57 - 343 = 365,57 \text{ °C} \quad (7.31)$$

Vzhledem k tomu, že poměr $\Delta t_1/\Delta t_2 = 1,02 < 1,7$, lze podle [4] teplotní spád počítat jako rozdíl středních teplot médií.

$$\Delta T_{ln} = \bar{T}_{SP} - \bar{t}_{pára} = 715,485 - 345,65 = 369,885 \text{ °C} \quad (7.32)$$

Teplosměnná plocha byla vypočítána na začátku této kapitoly.

$$S = S_{SH5}^{T3} = 88,54 \text{ m}^2 \quad (7.33)$$

7.2.6 Teplo převzaté membránovými stěnami přehříváku

$$Q_{KT3}^{SHS} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} = 16,568 \cdot 88,54 \cdot 369,885 \cdot 10^{-3} = 542,59 \text{ kW} \quad (7.34)$$

7.2.7 Tepelný výkon vedlejších ploch dolní části tahu 3

Zde bude vypočítán výkon membránové stěny výparníku, což je vedlejší plocha v oblasti.

Tepelný tok v oblasti kavity

$$q_{KT3} = \frac{Q_{KT3}^{SH5}}{S_{SH5}^{KT3}} = \frac{542,59}{88,54} = 6,128 \text{ kW/m}^2 \quad (7.35)$$

Výkon výparníku v oblasti

$$Q_{VYP}^{KT3} = q_{T3} \cdot S_{vyp}^{KT3} = 6,128 \cdot 52,275 = 320,35 \text{ kW} \quad (7.36)$$

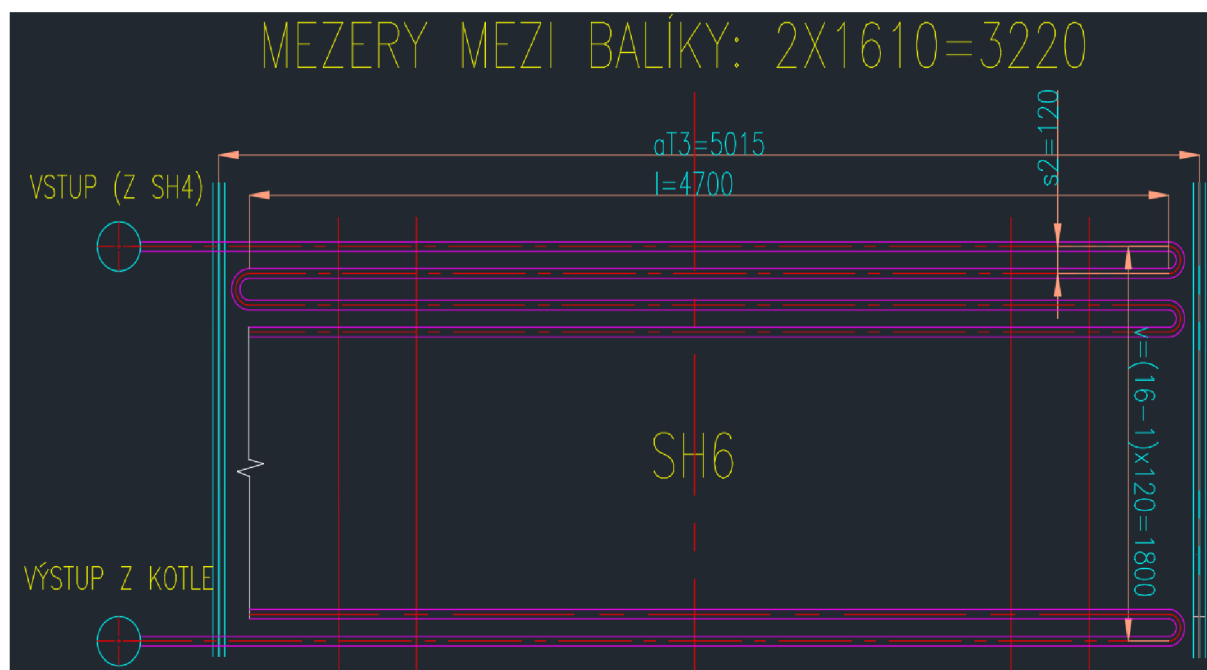
Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{KT3}^{SH5} + Q_{KT3}^{vyp}}{M_{pv} \cdot \varphi} = 4331,74 - \frac{542,59 + 320,35}{9,43 \cdot 0,992} = 4239,53 \text{ kW} \quad (7.37)$$

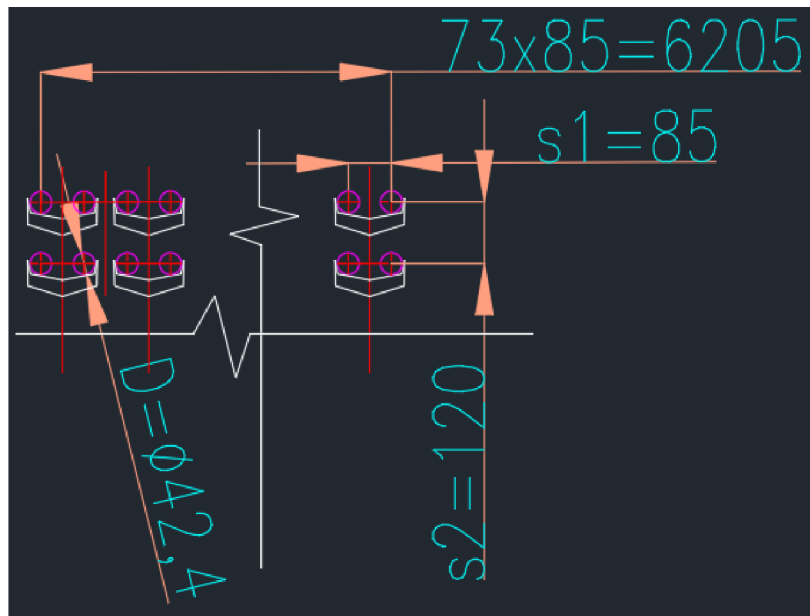
Odpovídající teplota je 708,45 °C. Tato hodnota se liší od návrhové pouze o setiny.

7.3 Výpočet přehříváku SH6**7.3.1 Geometrie a umístění**

Ve spodní části 3. tahu se nachází přehřívák SH6, což je poslední teplosměnná plocha z pohledu páry. Tvoří jej 74 trubek ohnutých tak, aby tvořily 16 řad nad sebou. Z důvodu usnadnění montáže a údržby je rozdělen na dvě shodné části A, B a mezi nimi a nad částí A najdeme mezery vysoké 1,610 m, kde se nachází vlezky a ofukovače. Efektivní délka trubek l_e je o 315 mm menší než délka tahu a_{T3} – je zapotřebí vzít v potaz ohyby a rezervu pro tepelnou dilataci. Koncepce přehříváku je protiproudá pro dosažení co nejvyššího ohřátí páry. Vždy mezi dvěma sousedními trubkami se nachází na každé straně závěsná trubka, která slouží kromě přehřívání páry také k podpoře balíků přehříváku (obr. 28).



Obrázek 22 Boční pohled na balík přehříváku SH6



Obrázek 23 Přední zjednodušený pohled na SH6

Tabulka 16 Vlastnosti přehříváku SH6

PŘEHŘÍVÁK SH6				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	42,4	0,0424	mm m
tloušťka stěny trubky	tl	4	0,004	mm m
vnitřní průměr trubky	d	34,4	0,0344	mm m
příčná rozteč	s_1	85	0,085	mm m
podélná rozteč	s_2	120	0,12	mm m
počet řad podélně 1 balík celkem	$n_{řad}$	16	32	-
počet trubek = počet řad příčně	n_{tr}	74		-
Kanál (III. tah)				
hloubka	b	6375	6,375	mm m
šířka	a_{T3}	5015	5,015	mm m
délka trubek efektivní	l_e	4700	4,7	mm m
výška balíku celkem	v_{SH6}	1800	3,6	mm m
výška mezery	v_m	1610	1,61	mm m
Teplota spalin na vstupu	T_{in}	708,45		°C
Teplota na výstupu	T_{out}	510,73		°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	609,59		°C
Teplota páry na vstupu	t_{in}	358		°C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	490		°C
Teplota páry střední	\bar{t}_p	424		°C

7.3.2 Součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry

Vzhledem k tomu, že se jedná o přehřívák, bude do výpočtu zahrnut i součinitel α_2 .

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SH6	in	358	84,2	3002,41	370,87	9931,09
	out	490	81	3373,28		

Pro střední teplotu páry v přehříváku SH6: $\bar{t}_{páry} = 424$ °C a střední tlak páry v přehříváku SH6 $\bar{p}_{páry} = 8,26$ MPa byl zjištěn měrný objem $\bar{v}_p = 0,03496$ m³/kg. Pomocí něj vypočítáme rychlost páry v trubkách:

$$w_{pára} = \frac{M_{SH6} \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{26,78 \cdot 0,03496 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0344^2 \cdot 74} = 13,61 \text{ m/s} \quad (7.3.1)$$

Tato hodnota je vyhovující, podle [4] by měla hmotová rychlost páry $\rho \cdot w = (250 \div 400)$. V našem případě je to 389 kg/m²s.

Hodnotám rychlosti, střední teploty a středního objemu páry odpovídá v obr. 8-8 z [4] součinitel $\alpha_N = 1600$ W/m² · K a vnitřnímu průměru trubky $d = 34,4$ mm součinitel $C_d = 0,98$.

$$\alpha_2 = C_d \cdot \alpha_N = 0,969 \cdot 1600 = 1550 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.3.2)$$

7.3.3 Vlastnosti spalin

Teplota na výstupu SH6 byla zvolena $T_{out} = 508,69$ °C. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v oblasti přehříváku SH6**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{708,45 + 510,73}{2} = 609,59 \text{ °C} \quad (7.3.3)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,07998 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 9,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,6591$$

Objemový průtok spalin

V předchozích kapitolách bylo pro přebytek vzduchu 1,25 vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04$ m³/s

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí. Od průřezu tahu je potřeba odečíst prostor zabraný trubkami přehříváku a závěsných trubek ZT.

$$F_{SP} = a_{T3} \cdot b - n_{tr} \cdot D \cdot l_e - n_{ZT} \cdot \frac{D_{ZT}^2 \cdot \pi}{4} \quad (7.3.4)$$

$$= 5,015 \cdot 6,375 - 74 \cdot 0,0424 \cdot 4,7 - 74 \cdot \frac{0,038^2 \cdot \pi}{4} = 17,14 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{17,14} \cdot \frac{273,15 + 609,59}{273,15} = 6,9 \text{ m/s} \quad (7.3.5)$$

Tato hodnota je uspokojivá, podle [4] by rychlost spalin v oblasti přehříváků měla pohybovat v rozmezí (6 ÷ 14) m/s.

7.3.4 Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.3.6)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , což v tomto případě je 16, podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,085}{0,0424} = 2 \quad (7.3.7)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,12}{0,0424} = 2,83 \quad (7.3.8)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 2 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,24}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,95 \quad (7.3.9)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.3.10)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot \frac{0,07998}{0,0424} \cdot \left(\frac{0,0424 \cdot 6,9}{9,7 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6591^{0,33} = 54,05 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

7.3.5 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.3.11)$$

Zde:

a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$

a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]

T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.3.12)$$

Zde:

k = součinitel zeslabení sálání
 p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101$ MPa
 s = efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

U svazků z hladkých trubek ji určíme ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0424 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,085 \cdot 0,12}{0,0424^2} - 1 \right) = 0,238 \text{ m} \quad (7.3.13)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (7.3.14)$$

Zde:

k_{sp} = součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 r_{sp} = objemová část tříatomových plynů
 $k_p \cdot \mu$ = součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v předchozích výpočtech.

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (7.3.15)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,238}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{609,59 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 8,456 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (7.3.16)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (7.3.17)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(609,59 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,242 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.3.18)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 8,456 + 0,242 = 8,698 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.3.19)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,698 \cdot 0,101 \cdot 0,238} = 0,1883 \quad (7.3.20)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Vypočítá se dle následujícího vzorce. Po konzultaci součinitel zanesení trubek stěn volen $\varepsilon = 0,0123 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, pro tepelný výkon použita hodnota z tepelné bilance (vzorec 4.18). Je potřeba vypočítat teplosměnnou plochu. Protože jsou počítány obě části dohromady, bude počet řad dvojnásobný.

$$S_{SH6} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot 2 \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,0424 \cdot 4,7 \cdot 74 \cdot 2 \cdot 16 = 1482,502 \text{ m}^2 \quad (7.3.21)$$

$$T_z = \bar{t}_{pára} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{SH6pára}}{S_{SH6}} = 424 + \left(0,0123 + \frac{1}{1550} \right) \cdot \frac{9931,09 \cdot 1000}{1482,502} \quad (7.3.22)$$

$$= 510,72 \text{ °C}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.3.23)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1883 \cdot (609,59 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{510,72 + 273,15}{609,59 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{510,72 + 273,15}{609,59 + 273,15}}$$

$$= 22,439 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,904 \cdot (54,05 + 22,439) = 69,15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.3.24)$$

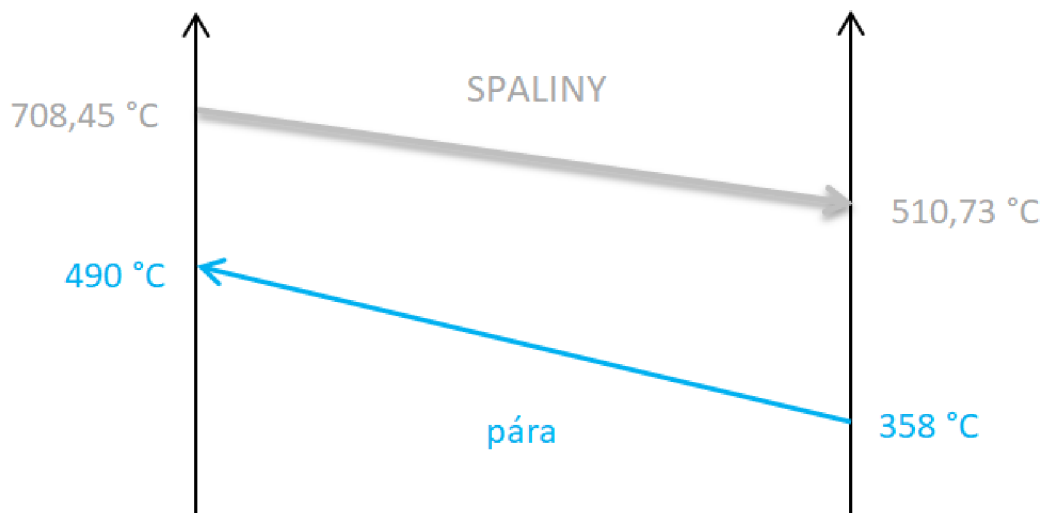
Zde ξ je součinitel využití plochy charakterizující neúplnost proudění spalin výhřevnou plochou. Po konzultaci voleno $\xi = 0,904$.

7.3.6 Součinitel prostupu tepla

Podle [5] se pro přehřívák při spalování tuhých paliv využije následující vzorec.

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{69,15}{1 + \left(0,0123 + \frac{1}{1550} \right) \cdot 69,15} = 36,49 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.3.25)$$

Střední logaritmický teplotní spád



Obrázek 24 Teplotní spád SH6

Média proudí protiproudě dle schématu na obrázku výše.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{p_{out}} = 708,45 - 490 = 218,45 \text{ °C} \quad (7.3.26)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{p_{in}} = 510,73 - 358 = 152,73 \text{ °C} \quad (7.3.27)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{218,45 - 152,73}{\ln\left(\frac{218,45}{152,73}\right)} = 183,634 \text{ °C} \quad (7.3.28)$$

7.3.7 Skutečné teplo převzaté SH6

$$Q_{SH6}^{skut} = k \cdot S_{SH6} \cdot \Delta T_{ln} = 36,49 \cdot 1482,502 \cdot 183,634 \cdot 10^{-3} = 9933,29 \text{ kW} \quad (7.3.29)$$

Kontrola:

Pro kontrolu správnosti výpočtu bude porovnáno teplo vypočítané z rovnice sdílení tepla (7.3.29) s teplem z tepelné bilance páry (4.18). Absolutní hodnota odchylky by měla být menší než 2 %.

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{SH6}^{náv} - Q_{SH6}^{skut}}{Q_{SH6}^{náv}} = \frac{9931,09 - 9933,29}{9931,09} = -0,02 \text{ \%} \quad (7.3.30)$$

Rozdíl

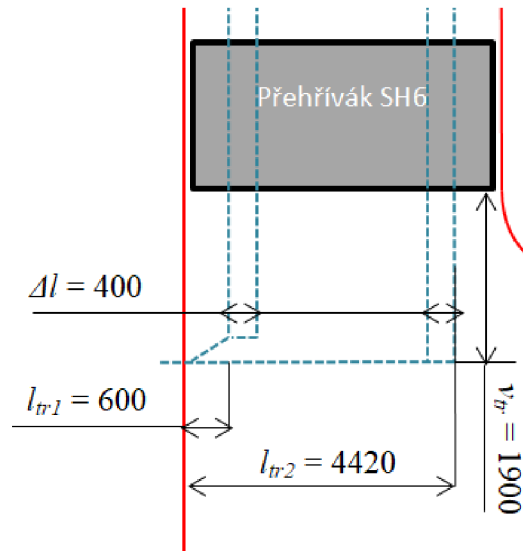
$$\Delta Q_{SH6} = Q_{SH6}^{náv} - Q_{SH6}^{skut} = 9931,09 - 9933,29 = -2,2 \text{ kW} \quad (7.3.31)$$

7.3.8 Výpočet vedlejších ploch přehříváku SH6

Patří sem závěsné trubky a stěny přehříváku a výparníku.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

Zde budou zahrnuty trubky pod balíkem SH6 B, v balících A, B, mezi nimi a nad A.



Obrázek 25 Detail ZT pod přehřívákem 6

$$L = (v_{tr} + v_{SH6} + 2 \cdot v_{mezera}) = (1,9 + 3,6 + 2 \cdot 1,61) = 8,72 \text{ m} \quad (7.3.32)$$

$$\begin{aligned} S_{ZT}^{SH6} &= \pi \cdot D \cdot L \cdot n_{tr} + \left(\frac{n_{tr}}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot l_{tr1} + \frac{n_{tr}}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot l_{tr2} \right) \\ &= \pi \cdot 0,038 \cdot 8,72 \cdot 74 + \left(\frac{74}{2} \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 0,6 + \frac{74}{2} \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 4,42 \right) = 99,21 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.3.33)$$

Teplosměnná plocha stěnového přehříváku

$$\begin{aligned} S_{SHS}^{SH6} &= S_{zadní} + 2 \cdot S_{bok} = b \cdot L + 2 \cdot a_{T3} \cdot L = 6,375 \cdot 8,72 + 2 \cdot 5,015 \cdot 8,72 \\ &= 143,05 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.3.34)$$

Teplosměnná plocha výparníku

$$S_{VYP}^{SH6} = S_{přední} = b \cdot (v_{SH6} + 2 \cdot v_{mezera}) = 6,375 \cdot (3,6 + 2 \cdot 1,61) = 43,48 \text{ m}^2 \quad (7.3.35)$$

Tepelný tok

$$q_{SH6} = \frac{Q_{SH6}^{skut}}{S_{SH6}} = \frac{9933,29}{1482,502} = 6,7 \text{ kW/m}^2 \quad (7.3.36)$$

Výkon závěsných trubek v oblasti SH6

$$Q_{ZT}^{SH6} = q_{SH6} \cdot S_{ZT}^{SH6} = 6,7 \cdot 99,21 = 664,73 \text{ kW} \quad (7.3.37)$$

Výkon stěnového přehříváku v oblasti SH6

$$Q_{SHS}^{SH6} = q_{SH6} \cdot S_{SHS}^{SH6} = 6,7 \cdot 143,05 = 958,5 \text{ kW} \quad (7.3.38)$$

Výkon výparníku v oblasti SH6

$$Q_{VYP}^{SH6} = q_{SH6} \cdot S_{VYP}^{SH6} = 6,7 \cdot 43,48 = 291,32 \text{ kW} \quad (7.3.39)$$

Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{SH6}^{skut} + Q_{ZT}^{SH6} + Q_{SHS}^{SH6} + Q_{VYP}^{SH6}}{M_{pv} \cdot \varphi} = \quad (7.3.40)$$
$$4243,19 - \frac{9933,29 + 664,73 + 958,5 + 291,32}{9,43 \cdot 0,992} = 2973,13 \text{ kJ/kg}$$

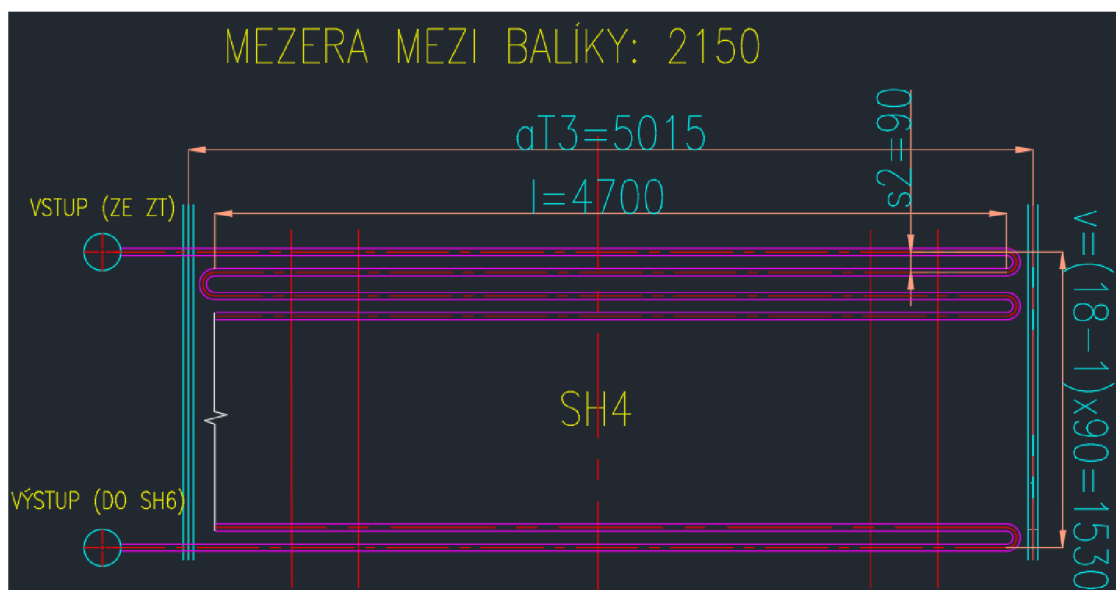
Odpovídající teplota je 510,63 °C. Tato hodnota se liší od návrhové pouze o desetiny.

7.4 Výpočet přehříváku SH4

Výpočet bude de facto totožný jako v případě přehříváku 6. V tomto případě se však mění některé důležité rozměry. Vnější průměr trubky bude 38 mm, počet řad v podélném směru se zvyšuje z 16 na 18. S tím souvisí i změna podélné rozteče, ze 120 na 90 mm.

Tabulka 17 Vlastnosti přehříváku SH4

PŘEHŘÍVÁK SH4				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	38	0,038	mm m
tloušťka stěny trubky	tl	4	0,004	mm m
vnitřní průměr trubky	d	30	0,03	mm m
příčná rozteč	s_1	85	0,085	mm m
podélná rozteč	s_2	90	0,09	mm m
počet řad podélně 1 balík celkem	$n_{řad}$	18	36	-
počet trubek = počet řad příčně	n_{tr}	74		-
Kanál (III. tah)				
hloubka	b	6375	6,375	mm m
šířka	a_{T3}	5015	5,015	mm m
délka trubek efektivní	l_e	4700	4,7	mm m
výška balíku *2	v_{SH6}	1530	3,06	mm m
výška mezery	v_m	2150	2,15	mm m
Teplota spalin na vstupu	T_{in}	510,63		°C
Teplota na výstupu	T_{out}	444,94	715,96	°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	477,785	748,99	°C
Teplota páry na vstupu	t_{in}	364		°C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	404		°C
Teplota páry střední	\bar{t}_p	384		°C



Obrázek 26 Schéma SH4

7.4.1 Součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry

Vzhledem k tomu, že se jedná o přehřívák, bude do výpočtu zahrnut i součinitel α_2 .

TS plocha		T [°C]	p [bar]	Entalpie i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Teplo Q [kW]
Přehřívák SH4	in	364	95,6	2990,23	139	3416,3
	out	404	90,6	3129,23		

Pro střední teplotu páry v přehříváku SH4: $\bar{t}_p = 384$ °C a střední tlak páry v přehříváku SH4: $\bar{p}_p = 9,31$ MPa byl zjištěn měrný objem $\bar{v}_p = 0,027572$ m³/kg. Pomocí něj lze vypočítat rychlost páry v trubkách:

$$w_{pára} = \frac{M_{SH4} \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{(26,78 - 1 - 1,2) \cdot 0,027572 \cdot 4}{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 74} = 12,955 \text{ m/s} \quad (7.4.1)$$

Hodnotám rychlosti, střední teploty a středního objemu páry odpovídá v obr. 8-8 z [4] součinitel $\alpha_N = 2000$ W/m² · K a vnitřnímu průměru trubky $d = 30$ mm součinitel $C_d = 1$.

$$\alpha_2 = C_d \cdot \alpha_N = 1 \cdot 2000 = 2000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.4.2)$$

7.4.2 Vlastnosti spalin

Po konzultaci byla zvolena teplota na výstupu SH4 $T_{out} = 444,94$ °C. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v oblasti přehříváku SH4**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{510,63 + 444,94}{2} = 477,785 \text{ °C} \quad (7.4.3)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,067333 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 7,31 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,6724$$

Objemový průtok spalin

V předchozích kapitolách bylo pro přebytek vzduchu 1,25 vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04$ m³/s

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí. Od průřezu tahu je potřeba odečíst prostor zabraný trubkami přehříváku a závěsných trubek ZT.

$$F_{SP} = a_{T3} \cdot b - n_{tr} \cdot D \cdot l_e - n_{ZT} \cdot \frac{D_{ZT}^2 \cdot \pi}{4} \quad (7.4.4)$$

$$= 5,015 \cdot 6,375 - 74 \cdot 0,038 \cdot 4,7 - 74 \cdot \frac{0,038^2 \cdot \pi}{4} = 18,67 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{18,67} \cdot \frac{273,15 + 477,785}{273,15} = 5,39 \text{ m/s} \quad (7.4.5)$$

Tato hodnota je lehce nižší než doporučovaná, podle [4] by rychlost spalin v oblasti přehříváků měla pohybovat v rozmezí (6 ÷ 14) m/s.

7.4.3 Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.4.6)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , což v tomto případě je 20, podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,085}{0,038} = 2,24 \quad (7.4.7)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37 \quad (7.4.8)$$

Při $\sigma_2 \geq 2$ použijeme podle [4] $C_s = 1$.

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,067333}{0,038} \cdot \left(\frac{0,038 \cdot 5,39}{7,31 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6724^{0,33} = 54,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (7.4.9)$$

7.4.4 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.4.10)$$

Zde:

a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$

a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]

T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.4.11)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

U svazků z hladkých trubek ji určíme ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,085 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,196 \text{ m} \quad (7.4.12)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálení

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (7.4.13)$$

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v předchozích výpočtech.

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101 \text{ MPa}$. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (7.4.14)$$

Součinitel zeslabení sálení nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,196}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{477,785 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 10 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (7.4.15)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (7.4.16)$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(477,785 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,27 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.4.17)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálení

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 10 + 0,27 = 10,27 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.4.18)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-10,27 \cdot 0,101 \cdot 0,196} = 0,1843 \quad (7.4.19)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Vypočítá se dle následujícího vzorce. Po konzultaci byl zvolen součinitel zanesení trubek stěn $\varepsilon = 0,023 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, pro tepelný výkon použita hodnota z tepelné bilance (vzorec 4.29). Je potřeba vypočítat teplosměnnou plochu. Protože jsou počítány obě části dohromady, bude počet řad dvojnásobný.

$$S_{SH4} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot 2 \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 4,7 \cdot 74 \cdot 2 \cdot 18 = 1494,74 \text{ m}^2 \quad (7.4.20)$$

$$T_z = \bar{t}_{pára} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{SH4}}{S_{SH4}} = 384 + \left(0,023 + \frac{1}{2000} \right) \cdot \frac{3416,3 \cdot 1000}{1494,74} = 437,71 \text{ °C} \quad (7.4.21)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.4.22)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1843 \cdot (477,785 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{437,71 + 273,15}{477,785 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{437,71 + 273,15}{477,785 + 273,15}}$$

$$= 14,78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,85 \cdot (54,1 + 14,78) = 58,544 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.4.23)$$

Zde ξ je součinitel využití plochy charakterizující neúplnost proudění spalin výhřevnou plochou. Po konzultaci voleno $\xi = 0,85$.

7.4.5 Součinitel prostupu tepla

Podle [5] se pro přehřívák při spalování tuhých paliv využije následující vzorec.

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{58,544}{1 + \left(0,023 + \frac{1}{2000} \right) \cdot 58,544} = 24,64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.4.24)$$

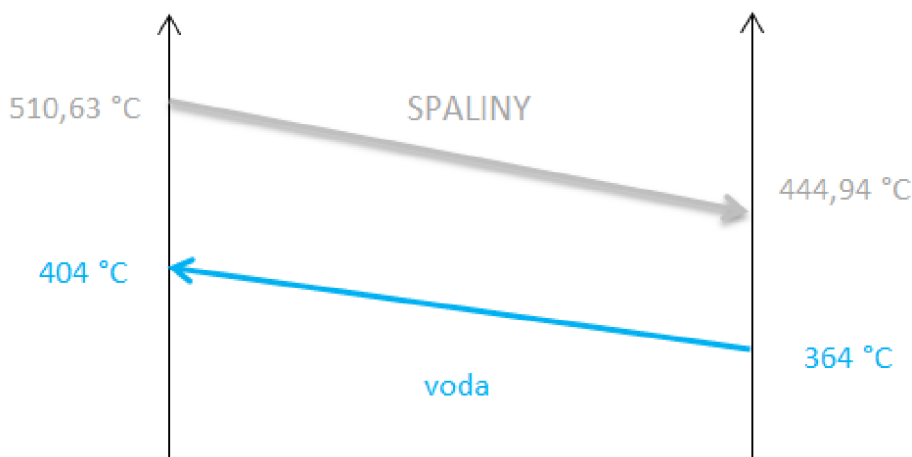
Střední logaritmický teplotní spád

Média proudí protiproudě dle schématu na obrázku níže.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{p_{out}} = 510,63 - 404 = 106,63 \text{ °C} \quad (7.4.25)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{p_{in}} = 444,94 - 364 = 80,94 \text{ °C} \quad (7.4.26)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{106,63 - 80,94}{\ln \left(\frac{106,63}{80,94} \right)} = 93,2 \text{ °C} \quad (7.4.27)$$



Obrázek 27 Teplotní spády SH4

7.4.6 Teplo převzaté SH4

$$Q_{SH4} = k \cdot S_{SH6} \cdot \Delta T_{ln} = 24,64 \cdot 1494,74 \cdot 93,2 \cdot 10^{-3} = 3432,72 \text{ kW} \quad (7.4.28)$$

Kontrola:

Pro kontrolu správnosti výpočtu bylo porovnáno teplo vypočítané z rovnice sdílení tepla (7.4.28) s teplem z tepelné bilance páry (4.29). Absolutní hodnota odchylky by měla být menší než 2 %.

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{SH4}^{\text{náv}} - Q_{SH4}^{\text{skut}}}{Q_{SH4}^{\text{náv}}} = \frac{3416,3 - 3432,72}{3416,3} = -0,48 \% \quad (7.3.29)$$

Rozdíl

$$\Delta Q_{SH4} = Q_{SH4}^{\text{náv}} - Q_{SH4}^{\text{skut}} = 3416,3 - 3432,72 = -16,42 \text{ kW} \quad (7.3.30)$$

7.4.7 Výpočet vedlejších ploch přehříváku SH4

Patří sem závěsné trubky a stěny přehříváku (zadní, boční) a výparníku (přední).

Teplosměnná plocha závěsných trubek

Zde budou zahrnuty trubky od spodní hrany balíku B po úroveň horní hrany balíku B. Výška od vrchní hrany balíku A a stropem je 3600 mm. Rozměry byly odečteny z výkresu v programu AutoCAD.

$$L = (v_{\text{mezera}} + v_{SH6}) = (2,15 + 2 \cdot 1,53) = 5,21 \text{ m} \quad (7.4.31)$$

$$S_{ZT}^{SH4} = \pi \cdot D \cdot L \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 5,21 \cdot 74 = 46,03 \text{ m}^2 \quad (7.4.32)$$

Teplosměnná plocha stěnového přehříváku

Budou sem započítány boční stěny a zadní stěna od vstupu do balíku B po výstup balíku A. Zbytek stěn a strop pak bude příslušet k mříži 3 jako její vedlejší plochy.

$$S_{SHS}^{SH4} = S_{zadní} + 2 \cdot S_{bok} = b \cdot L + 2 \cdot a_{T3} \cdot L$$

$$= 6,375 \cdot 5,21 + 2 \cdot 5,015 \cdot 5,21 = 85,47 \text{ m}^2 \quad (7.4.33)$$

Teplosměnná plocha výparníku

$$S_{VYP}^{SH4} = S_{přední} = b \cdot L = 6,375 \cdot 5,21 = 33,214 \text{ m}^2 \quad (7.4.34)$$

Tepelný tok

$$q_{SH4} = \frac{Q_{SH4}^{skut}}{S_{SH4}} = \frac{3432,72}{1494,74} = 2,297 \text{ kW/m}^2 \quad (7.4.35)$$

Výkon závěsných trubek v oblasti SH4

$$Q_{ZT}^{SH4} = q_{SH4} \cdot S_{ZT}^{SH4} = 2,297 \cdot 46,03 = 105,7 \text{ kW} \quad (7.4.36)$$

Výkon stěnového přehříváku v oblasti SH4

$$Q_{SHS}^{SH4} = q_{SH4} \cdot S_{SHS}^{SH4} = 2,297 \cdot 85,47 = 196,28 \text{ kW} \quad (7.4.37)$$

Výkon výparníku v oblasti SH4

$$Q_{VYP}^{SH4} = q_{SH4} \cdot S_{VYP}^{SH4} = 2,297 \cdot 33,214 = 76,28 \text{ kW} \quad (7.4.38)$$

Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

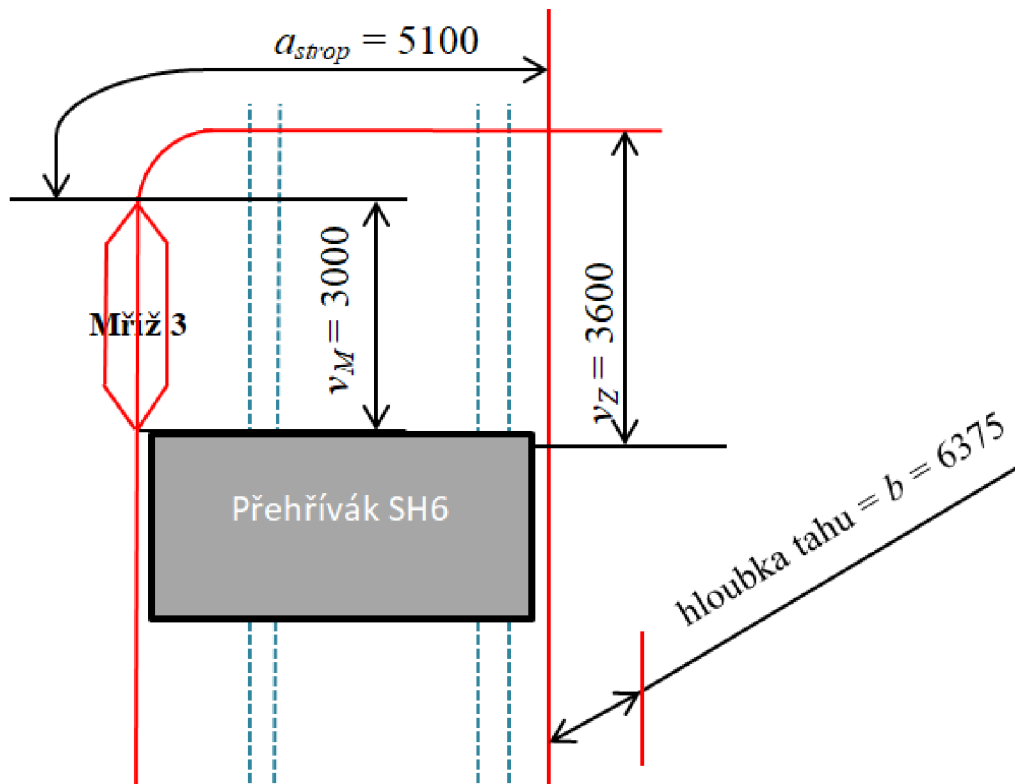
$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{SH4}^{skut} + Q_{ZT}^{SH4} + Q_{SHS}^{SH4} + Q_{VYP}^{SH4}}{M_{pv} \cdot \varphi} =$$

$$2973,13 - \frac{3432,71 + 105,7 + 196,28 + 76,28}{9,32 \cdot 0,992} = 2565,78 \text{ kJ/kg} \quad (7.3.39)$$

Odpovídající teplota je 444,63 °C. Tato hodnota se liší od návrhové pouze o desetiny.

7.5 Výpočet mříže 3

Mříž je součástí stěnového přehříváku a nachází se ve vrchní části 3. tahu v přechodu do plechového kanálu (4. tahu). Tvoří ji trubky zadní stěny o rozměru $b = 6,375$ m, její vlastnosti tedy budou stejné jako v případě mříže 1 a 2 (kromě výšky). Jako vedlejší plochy budou brány závěsné trubky, výparník (přední stěna) a stěnový přehřívák (boční stěny, strop).



Obrázek 28 Vrchní oblast 3. tahu

7.5.1 Základní parametry

Tabulka 18 Parametry mříže 3

MŘÍŽ 3				
Uspořádání trubek	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	60,3	0,0603	mm/m
tloušťka stěny trubky	tl	5,6	0,0056	mm/m
vnitřní průměr trubky	d	49,1	0,0491	mm/m
příčná rozteč	$s1$	255	0,255	mm/m
podélná rozteč	$s2$	75	0,075	mm/m
počet řad	n_r	3		-
počet trubek v proudu spalin	n_t	25		-
počet trubek celkem	n_{tr}	75		-
Kanál				
hloubka	b	6375	6,375	mm/m
výška mříže	v_M	3000	3	mm/m
délka mříže	dl	210,3	0,2103	mm/m
Teplota spalin před mříží	T_{in}	444,63		°C
Teplota spalin za mříží	T_{out}	436,45		°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	440,54	711,39	°C/K
Teplota páry vstup	t_{in}	333		°C
Teplota páry výstup	t_{out}	334		°C
Teplota páry střední	\bar{t}_p	333,5	606,65	°C/K

Teplota na výstupu z mříže byla zvolena $T_{out}^{SP} = 436,45$ °C. Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v mříži**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{444,63 + 436,45}{2} = 440,54 \text{ °C} \quad (7.5.1)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,064036 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 6,74 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,67593$$

Objemový průtok spalin

Podle vzorce (5.40) bylo vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí.

$$F_{SP} = b \cdot \nu - n_t \cdot D \cdot \nu = 6,375 \cdot 3 - 25 \cdot 0,0603 \cdot 3 = 14,603 \text{ m}^2 \quad (7.5.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/S}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{14,603} \cdot \frac{273,15 + 440,54}{273,15} = 6,55 \text{ m/s} \quad (7.5.3)$$

7.5.2 Součinitel přestupu tepla na straně páry (podélné obtékání)

Vzhledem k tomu, že mříž 3 je součástí přehříváku, bude do výpočtu zahrnut i součinitel α_2 . Po konzultaci bylo zvoleno ohřátí páry v mříži z 333 na 334 °C a změna tlaku z 97,07 na 96,98 bar.

Pro střední teplotu páry v mříži 3 $\bar{t}_{páry} = 333,5$ °C a střední tlak páry $\bar{p}_{páry} = 9,7025$ MPa byl zjištěn měrný objem $\bar{v}_p = 0,02174 \text{ m}^3/\text{kg}$. Pomocí něj lze vypočítat rychlost páry v trubkách:

$$w_{pára} = \frac{M_{SHS} \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{24,58 \cdot 0,02174 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0491^2 \cdot 75} = 3,76 \text{ m/s} \quad (7.5.4)$$

Hodnotám rychlosti, střední teploty a středního objemu páry odpovídá v obr. 8-8 z [4] součinitel $\alpha_N = 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ a vnitřnímu průměru trubky $d = 49,1$ mm součinitel $C_d = 0,9$.

$$\alpha_2 = C_d \cdot \alpha_N = 0,9 \cdot 1000 = 900 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.5.5)$$

7.5.3 Součinitel přestupu tepla na straně spalin (příčné obtékání)

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.5.6)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≤ 10 , což v tomto případě je 3, použije se podle [4] vzorec:

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{\dot{r}} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (7.5.7)$$

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,255}{0,0603} = 4,23 \quad (7.5.8)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,0603} = 1,24 \quad (7.5.9)$$

Při $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ se do následujícího vzorce dosadí $\sigma_1 = 3$.

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,24}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,74 \quad (7.5.10)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.5.11)$$

$$= 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 0,74 \cdot \frac{0,064036}{0,0603} \cdot \left(\frac{0,0603 \cdot 6,55}{6,74 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,67593^{0,33} = 35,85 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

7.5.4 Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{SP}}} \quad (7.5.12)$$

Zde:

a_{st} = stupeň černosti povrchu stěn, podle [4] uvažováno $a_{st} = 0,80$

a = stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spal. při teplotě proudu T [K]

T_z = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.5.13)$$

Zde:

k = součinitel zeslabení sálání

p = tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku $p = 0,101 \text{ MPa}$

s = efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

U svazků z hladkých trubek bude určena ze vztahu:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,255 \cdot 0,075}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,31 \text{ m} \quad (7.5.14)$$

Objemová část tříatomových plynů

Následující hodnoty budou stejné jak v případě předešlých, přebytek vzduchu a tedy i množství spalin se nemění.

$$r_{RO_2} = 0,148$$

$$O_{H_2O} = 0,749 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$r_{H_2O} = 0,19$$

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,148 + 0,19 = 0,338 \quad (7.5.15)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101 \text{ MPa}$. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (7.5.16)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,31}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{440,54 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 8,069 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (7.5.17)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{pop\acute{u}let}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (7.5.18)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP} \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(440,54 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,279 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.5.19)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 8,069 + 0,279 = 8,348 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (7.5.20)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,348 \cdot 0,101 \cdot 0,31} = 0,2295 \quad (7.5.21)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn (výparný systém)

Vypočítá se dle následujícího vzorce. Po konzultaci volen součinitel zanesení trubek stěn $\varepsilon = 0,014 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, pro tepelný výkon byla použita hodnota z parního výkonu mříže:

$$Q_p^{M3} = M_{M3} \cdot \Delta i_{M3out-in} = (26,78 - 1 - 1,2) \cdot (2867,64 - 2862,748) = 120,1 \text{ kW} \quad (7.5.22)$$

Je také potřeba vypočítat teplosměnnou plochu:

$$S_{M3} = \pi \cdot D \cdot v \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 3 \cdot 75 = 42,623 \text{ m}^2 \quad (7.5.23)$$

$$T_z = \bar{t}_{pára} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_p^{M3}}{S_{M3}} = 333,5 + \left(0,014 + \frac{1}{900} \right) \cdot \frac{120,1 \cdot 1000}{42,623} = 376,08 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.5.24)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (7.5.25)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2295 \cdot (440,54 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{376,08 + 273,15}{440,54 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{376,08 + 273,15}{440,54 + 273,15}}$$

$$= 14,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,87 \cdot (35,85 + 14,9) = 44,11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.5.26)$$

Zde ξ součinitel využití na základě konzultace volen $\xi = 0,87$.

Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro výpočet přehříváků a vystřídané uspořádání svazků využije následující vzorec:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} = \frac{44,11}{1 + \left(0,014 + \frac{1}{900} \right) \cdot 44,11} = 26,47 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (7.5.27)$$

Střední logaritmický teplotní spád

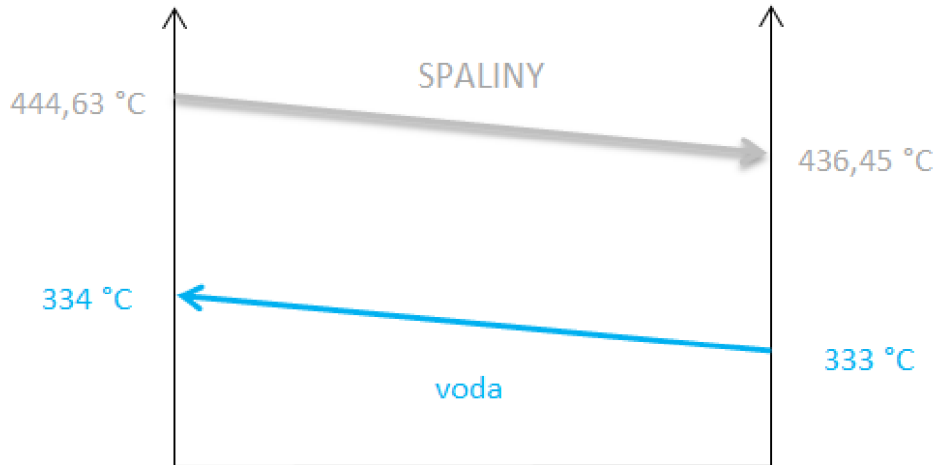
Média proudí protiproudě dle schématu níže.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{p_{in}} = 444,63 - 333 = 111,63 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.5.28)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{p_{out}} = 436,45 - 334 = 102,45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.5.29)$$

Vzhledem k tomu, že poměr $\Delta t_1/\Delta t_2 = 1,09 < 1,7$, lze podle [4] teplotní spád počítat jako rozdíl středních teplot médií.

$$\Delta T_{ln} = \bar{T}_{SP} - \bar{t}_{pára} = 440,54 - 333,5 = 107,04 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.5.30)$$



Obrázek 29 Teplotní spády mříže 3

Výpočtová výhřevná plocha mříže

$$S_{M3} = 42,623 \text{ m}^2$$

7.5.5 Teplo převzaté mříží 3

$$Q_{M3}^{skut} = k \cdot S_{M3} \cdot \Delta T_{ln} = 26,47 \cdot 42,623 \cdot 107,04 \cdot 10^{-3} = 120,76 \text{ kW} \quad (7,5.31)$$

7.5.6 Výpočet vedlejších ploch vrchní oblasti

Patří sem závěsné trubky a stěny přehříváku (zadní, boční) a výparníku (přední).

Teplosměnná plocha závěsných trubek

Zde budou zahrnuty závěsné trubky od vrchní hrany balíku A po strop – jejich výška je $v_Z = 3600 \text{ mm}$. Rozměry byly odečteny z výkresu v programu AutoCAD.

$$S_{ZT}^{M3} = \pi \cdot D \cdot v_Z \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,6 \cdot 74 = 31,8 \text{ m}^2 \quad (7.4.32)$$

Teplosměnná plocha stěnového přehříváku

Budou zde započítány boční stěny od hrany balíku A po strop a strop samotný o délce:

$$a_{strop} = 5100 \text{ mm}.$$

$$\begin{aligned} S_{SHS}^{M3} &= S_{strop} + 2 \cdot S_{bok} = b \cdot a_{strop} + 2 \cdot a_{T3} \cdot v_Z \\ &= 6,375 \cdot 5,1 + 2 \cdot 5,015 \cdot 3,6 = 68,62 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.4.33)$$

Teplosměnná plocha výparníku – přední stěna tahu

$$S_{VYP}^{M3} = S_{přední} = b \cdot v_Z = 6,375 \cdot 3,6 = 22,95 \text{ m}^2 \quad (7.4.34)$$

Tepelný tok

$$q_{M3} = \frac{Q_{M3}^{skut}}{S_{M3}} = \frac{120,76}{42,623} = 2,833 \text{ kW/m}^2 \quad (7.4.35)$$

Výkon závěsných trubek v oblasti

(7.4.36)

$$Q_{ZT}^{M3} = q_{M3} \cdot S_{ZT}^{M3} = 2,833 \cdot 31,8 = 90,1 \text{ kW}$$

Výkon stěnového přehříváku v oblasti

$$Q_{SHS}^{M3} = q_{M3} \cdot S_{SHS}^{M3} = 2,833 \cdot 68,62 = 194,42 \text{ kW} \quad (7.4.37)$$

Výkon výparníku v oblasti

$$Q_{VYP}^{M3} = q_{M3} \cdot S_{VYP}^{M3} = 2,833 \cdot 22,95 = 65 \text{ kW} \quad (7.4.38)$$

Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

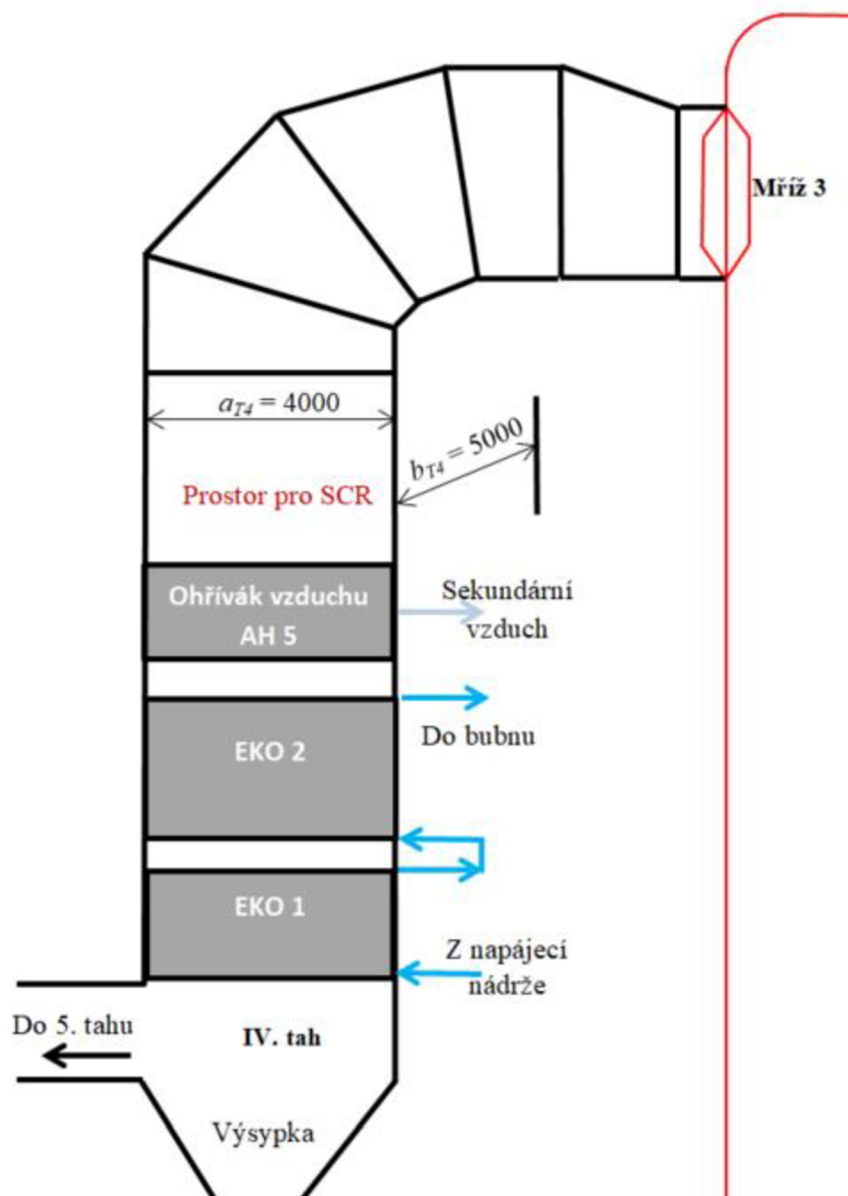
$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{M3}^{skut} + Q_{ZT}^{M3} + Q_{SHS}^{M3} + Q_{VYP}^{M3}}{M_{pv} \cdot \varphi} = \quad (7.3.39)$$

$$2565,78 - \frac{120,76 + 90,1 + 194,42 + 65}{9,43 \cdot 0,992} = 2515,51 \text{ kJ/kg}$$

Odpovídající teplota je 436,44 °C. Tato hodnota se liší od návrhové pouze o setiny.

8 Návrh a výpočet IV. tahu

Čtvrtý tah tvoří plechové stěny. S přihlédnutím k příčným roztečím a počtu trubek přítomných teplosměnných ploch v příčném směru byly zvoleny rozměry kanálu – z předního pohledu šířka = 4 m hloubka tahu = 5 m. Spaliny procházejí celkem třemi teplosměnnými plochami, a to posledním dílem ohříváku vzduchu (AH5) a dvěma částmi ekonomizéru. Mezi balíky opět najdeme ofukovače a průřezy. Ve spodní části se nachází výsypka a napojení do 5. tahu.

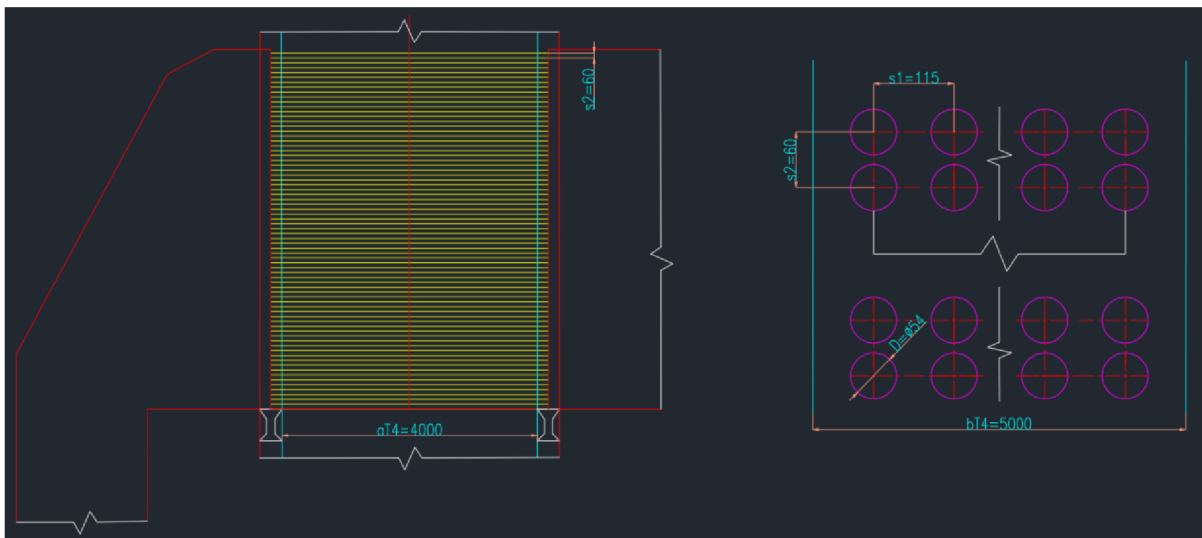


Obrázek 30 Schéma 4. tahu

8.1 Výpočet trubkového ohříváku vzduchu AH5

8.1.1 Uspořádání a geometrické parametry

Všechny ohříváky vzduchu jsou tvořeny hladkými trubkami řazenými za sebou, tok je křížový. Na obrázku níže je vidět uspořádání (pouze ilustrativní, počet trubek neodpovídá).



Obrázek 31 Schéma ohříváku AH5

Tabulka 19 Vlastnosti ohříváku vzduchu AH5

OHŘÍVÁK VZDUCHU AH5					
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka	
průměr trubky	D	54	0,054	mm	m
tloušťka stěny trubky	tl	2,6	0,0026	mm	m
vnitřní průměr trubky	d	48,8	0,0488	mm	m
příčná rozteč	s_1	115	0,11	mm	m
podélná rozteč	s_2	60	0,06	mm	m
počet řad podélně	$n_{řad}$	28			-
počet trubek v 1 řadě (vedle sebe)	n_t	42			
počet trubek celkem	n_{tr}	1176			-
Kanál (IV. tah)					
hloubka	b_{T4}	5000	5	mm	m
šířka	a_{T4}	4000	4	mm	m
Teplota spalin na vstupu	T_{in}	436,44			°C
Teplota na výstupu	T_{out}	401,05			°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	418,74			°C
Teplota vzduchu na vstupu	t_{in}	163			°C
Teplota vzduchu na výstupu	t_{out}	254			°C
Teplota vzduchu střední	\bar{t}_{VZ}	208,5			°C

8.1.2 Vlastnosti spalin

Teplota spalin na výstupu z ohříváku bude vypočítána pomocí výkonu, který je potřeba dodat vzduchu. Po průchodu ohřívákem 4 a ohřátí na 163 °C (viz kapitola 9) je vzduch rozdělen: 44 % primárního směřuje pod rošt a 56 % do AH 5, kde se ohřeje na 254 °C a představuje sekundární vzduch. Protože zde již výpočet nekomplikují žádné vedlejší plochy, teplota na výstupu bude zjištěna pomocí entalpie spalin.

Nejprve je potřeba spočítat **návrhový tepelný výkon nutný pro ohřátí daného množství vzduchu**.

$$Q_{AH5}^{náv} = M_{pv} \cdot \alpha_{předSK} \cdot (I_{254°C}^{VZ} - I_{163°C}^{VZ}) \cdot X_{sek} \quad (8.1)$$

$$= 9,43 \cdot 1,22 \cdot (871,949 - 555,889) \cdot 0,56 = 2036,23 \text{ kW}$$

Entalpie a teplota spalin na výstupu

Tento výkon je použit v následujícím vzorci pro zjištění potřebné entalpie a poté teploty spalin na výstupu, takže $Q_{SP} = Q_{AH5}^{náv} = 2036,23 \text{ kW}$.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{AH5}^{náv}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (8.2)$$

$$= 2515,51 - \frac{2036,23}{9,43 \cdot 0,992} = 2297,86 \text{ kJ/kg}$$

Odpovídající teplota spalin na výstupu:

$$T_{out}^{SP} = 401,05 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin:

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{436,44 + 401,05}{2} = 418,74 \text{ °C} \quad (8.3)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,061744 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 6,34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,67836$$

Objemový průtok spalin

V předchozích kapitolách bylo pro přebytek vzduchu 1,25 vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí.

$$F_{SP} = a_{T4} \cdot b_{T4} - n_t \cdot D \cdot a_{T4} = 4 \cdot 5 - 42 \cdot 0,054 \cdot 4 = 10,93 \text{ m}^2 \quad (8.4)$$

Rychlost spalín

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{10,93} \cdot \frac{273,15 + 418,74}{273,15} = 8,49 \text{ m/s} \quad (8.5)$$

8.1.3 Součinitel přestupu tepla na str. spalín – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.6)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , tak podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,115}{0,054} = 2,13 \quad (8.7)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,06}{0,054} = 1,11 \quad (8.8)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 2,13 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,11}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,81 \quad (8.9)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,81 \cdot \frac{0,061744}{0,054} \cdot \left(\frac{0,054 \cdot 8,49}{6,34 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,67836^{0,33} = 52,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (8.10)$$

8.1.4 Součinitel přestupu tepla podélné proudění ze strany vzduchu

Jak bylo řečeno v kapitole 5.4.1, spalovací vzduch ohřátý v ohříváku 4 na 163 °C bude následně rozdělen. 44 % z tohoto množství představuje primární směřující pod rošt a sekundární $X_{sek} = 56$ %, který je ohříván právě v ohříváku AH5 na 254 °C a zaveden do trysek nad rošt. Pro výpočet rychlosti vzduchu potřebujeme několik hodnot. **Průtočný průřez na straně vzduchu:**

$$F_{VZ} = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1176 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0488^2}{4} = 2,2 \text{ m}^2 \quad (8.11)$$

Množství vlhkého vzduchu bylo vypočítáno vzorcem (3.10):

$$O_{vz_min}^{vl} = O_{vz_min}^s \cdot f = 2,5 \cdot 1,023 = 2,5575$$

Množství paliva skutečně spáleného: $M_{pv} = 9,43 \text{ kg/s}$ (4.15).

Rychlost proudění vzduchu

$$w_{VZ} = \frac{M_{pv} \cdot X_{sek} \cdot O_{vz,min}^{vl} \cdot \alpha_{předSK}}{F_{VZ}} \cdot \frac{273,15 + \bar{t}_{VZ}}{273,15} \quad (8.12)$$

$$= \frac{9,43 \cdot 0,56 \cdot 2,5575 \cdot 1,22}{2,2} \cdot \frac{273,15 + 208,5}{273,15} = 13,21 \text{ m/s}$$

Pro teplotu vzduchu $\bar{t}_{VZ} = 208,5 \text{ °C}$ byly pomocí tabulek ze zdroje [6] interpolovány tyto hodnoty: $\lambda_{VZ} = 0,038787 \text{ W/m} \cdot \text{K}$; $\nu_{VZ} = 3,553 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$; $Pr_{VZ} = 0,698$

Ekvivalentní průměr d_e je při proudění uvnitř trubek roven vnitřnímu průměru trubky d .

Opravné koeficienty C_l , C_m jsou podle [4] rovny 1. **Opravný koeficient** C_t při ohřevu vzduchu vypočítáme pomocí vzorce

$$C_t = \left(\frac{\bar{t}_{VZ}}{T_z} \right)^{0,5} = \left(\frac{208,5 + 273,15}{313,62 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,906 \quad (8.13)$$

Přičemž **teplota stěny** se pro ohříváky vzduchu bere podle [4] jako střední aritmetická hodnota z teploty spalin a vzduchu.

$$T_z = \frac{\bar{T}_{SP} + \bar{t}_{VZ}}{2} = \frac{418,74 + 208,5}{2} = 313,62 \text{ °C} \quad (8.14)$$

Součinitel přestupu tepla vzduch – podélné obtékání

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{VZ}}{d} \cdot \left(\frac{d \cdot w_{VZ}}{\nu_{VZ}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{VZ}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.15)$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,038787}{0,0488} \cdot \left(\frac{0,0488 \cdot 13,21}{3,553 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,698^{0,4} \cdot 0,906 \cdot 1 \cdot 1 = 38,62 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

8.1.5 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{SP}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{SP}}} \quad (8.16)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.17)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Pro svazky z hladkých trubek byla určena ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,054 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,115 \cdot 0,06}{0,054^2} - 1 \right) = 0,098 \text{ m} \quad (8.18)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (8.19)$$

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v předchozích výpočtech.

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (8.20)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,098}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{418,74 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 14,697 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (8.21)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (8.22)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(418,74 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,285 \text{ /m} \cdot \text{MPa} \quad (8.23)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 14,697 + 0,285 = 14,982 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.24)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin při teplotě proudu T

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-14,982 \cdot 0,101 \cdot 0,098} = 0,1376 \quad (8.25)$$

Podle vzorce (8.14) $T_z = 313,62$ °C.

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}} \quad (8.26)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1376 \cdot (418,74 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{313,62 + 273,15}{418,74 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{313,62 + 273,15}{418,74 + 273,15}}$$

$$= 7,43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,85 \cdot 52,6 + 7,43 = 52,14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.27)$$

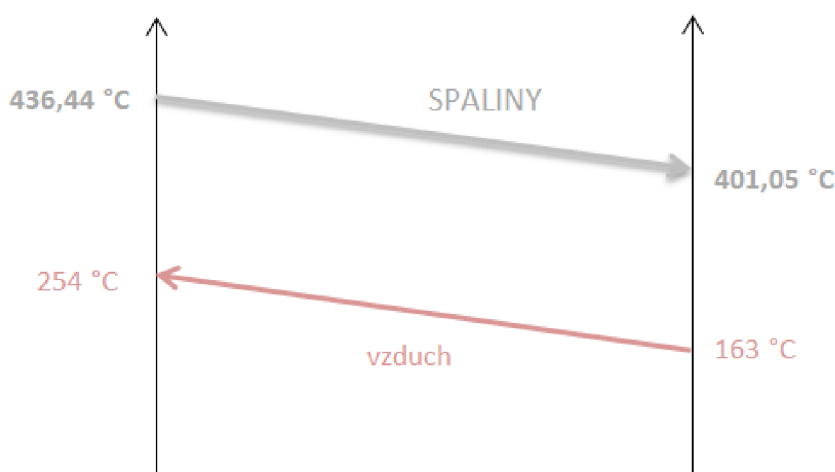
Zde ω je součinitel omývání plochy spalinami, dle konzultace voleno $\omega = 0,85$.

8.1.6 Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro trubkový ohřívač využije následující vzorec. Součinitel využití po konzultaci s přihlédnutím k doporučeným hodnotám z [4] voleno $\xi = 0,75$.

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,75 \cdot \frac{52,14 \cdot 38,62}{52,14 + 38,62} = 16,64 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.28)$$

Křížový teplotní spád



Obrázek 32 Teplotní spády AH5

Média proudí dle schématu na obrázku výše.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{out}} - t_{VZ_{in}} = 401,05 - 163 = 238,05 \text{ °C} \quad (8.29)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{in}} - t_{VZ_{out}} = 436,44 - 254 = 182,44 \text{ °C} \quad (8.30)$$

$$\Delta T_{ln} = \psi \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = 0,735 \cdot \frac{238,05 - 182,44}{\ln\left(\frac{238,05}{182,44}\right)} = 153,625 \text{ °C} \quad (8.31)$$

Součinitel pro výměníky s křížovým zapojením po konzultaci volen $\psi = 0,735$.

8.1.7 Teplosměnná plocha AH5

$$S_{AH5} = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot a_{T4} = \pi \cdot 0,054 \cdot 1176 \cdot 4 = 798,01 \text{ m}^2 \quad (8.32)$$

8.1.8 Skutečné teplo převzaté AH5 – rovnice sdílení tepla

$$Q_{AH5}^{skut} = k \cdot S_{AH5} \cdot \Delta T_{ln} = 16,64 \cdot 798,01 \cdot 153,625 \cdot 10^{-3} = 2039,89 \text{ kW} \quad (8.33)$$

Teplo předané vzduchu ohřívákem

$$Q_{AH5}^{náv} = 2036,23 \text{ kW}$$

Kontrola:

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{AH5}^{skut} - Q_{AH5}^{náv}}{Q_{AH5}^{náv}} = \frac{2039,89 - 2036,23}{2036,23} \cdot 100 = 0,18 \% \quad (8.34)$$

Rozdíl:

$$\Delta Q_{AH5} = Q_{AH5}^{skut} - Q_{AH5}^{náv} = 2039,89 - 2036,23 = +3,66 \text{ kW} \quad (8.35)$$

8.1.9 Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

Do vzorce (8.2) dosazen skutečný výkon vypočítaný v rovnici sdílení tepla.

$$\begin{aligned} Q_{SP} &= M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{AH5}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} \\ &= 2515,51 - \frac{2036,89}{9,43 \cdot 0,992} = 2297,47 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (8.36)$$

Pomocí interpolace obdržena příslušná **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 401 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplota se od navržené liší pouze o setiny stupně, což potvrzuje správnost výpočtu.

8.2 Výpočet EKO 2

8.2.1 Uspořádání a geometrie

Zapojení obou částí ekonomizéru je stejné jako u konvekčních přehříváků – příčné řady trubek vedle sebe vinuté v podélném směru.

Tabulka 20 Vlastnosti EKA 2

EKONOMIZÉR 2				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	32	0,032	mm m
tloušťka stěny trubky	tl	3,6	0,0036	mm m
vnitřní průměr trubky	d	24,8	0,0248	mm m
příčná rozteč	s_1	80	0,08	mm m
podélná rozteč	s_2	60	0,06	mm m
počet řad podélně	$n_{řad}$	39		-
počet trubek v 1 řadě (příčně)	n_t	60		
počet trubek celkem	n_{tr}	60		-
délka trubek efektivní	l_{ef}	3700	3,7	mm m
Kanál (IV. tah)				
hloubka	b_{T4}	5000	5	mm m
šířka	a_{T4}	4000	4	mm m
Teplota spalin na vstupu	T_{in}	401		°C
Teplota na výstupu	T_{out}	300		°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	350,5		°C
Teplota vody na vstupu	t_{in}	141		°C
Teplota vody na výstupu	t_{out}	194		°C
Teplota vody střední	\bar{t}_{VZ}	167,5		°C

8.2.2 Vlastnosti spalin

Teplota spalin na výstupu z EKO 1 byla vypočítána podobně jako v minulé kapitole. Nejprve je potřeba spočítat **návrhový tepelný výkon nutný pro ohřátí daného množství vody**, což bylo provedeno v kap. 4.5.7 (vzorec 4.46): $Q_{EKO2}^{náv} = 5641,99$ kW.

Entalpie spalin na výstupu

$$Q_{SP} = Q_{EKO2}^{náv} = 5641,99 \text{ kW} .$$

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{EKO2}^{náv}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (8.2.1)$$

$$= 2297,47 - \frac{5641,99}{9,43 \cdot 0,992} = 1694,4 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí interpolace získána příslušná **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 300$ °C

Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v oblasti EKA 2.**

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{401 + 300}{2} = 350,5 \text{ °C} \quad (8.2.2)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,0552 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 5,283 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,69208$$

Objemový průtok spalin

V předchozích kapitolách bylo pro přebytek vzduchu 1,25 vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí. Délka výhřevných trubek bude menší než šířka tahu – je třeba zohlednit ohyby a teplotní dilataci.

$$F_{SP} = a_{T4} \cdot b_{T4} - n_t \cdot D \cdot l_{ef} = 4 \cdot 5 - 60 \cdot 0,032 \cdot 3,7 = 12,9 \text{ m}^2 \quad (8.2.3)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/S}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{12,9} \cdot \frac{273,15 + 350,5}{273,15} = 6,48 \text{ m/s} \quad (8.2.4)$$

Tato hodnota je menší než doporučovaná ([4], $7 \div 10$) m/s, ale je akceptovatelná.

8.2.3 Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.2.5)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , což v tomto případě je, podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,032} = 2,5 \quad (8.2.6)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,06}{0,032} = 1,875 \quad (8.2.7)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 2,5 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,875}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,99 \quad (8.2.8)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.2.9)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot \frac{0,0552}{0,032} \cdot \left(\frac{0,032 \cdot 6,48}{5,283 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,69208^{0,33} = 65,59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Kontrola rychlosti vody v trubkách

Podle [5] by se rychlost vody měla pohybovat mezi (0,4 ÷ 1,2) m/s. Pro střední teplotu vody v EKO 2: $\bar{t}_{voda} = 167,5 \text{ }^\circ\text{C}$ a střední tlak: $\bar{p}_{voda} = 9,81 \text{ MPa}$ byl zjištěn měrný objem: $\bar{v}_v = 0,0011043 \text{ m}^3/\text{kg}$. Pomocí něj vypočítáme rychlost vody v trubkách:

$$w_{voda} = \frac{M_{EKO2} \cdot \bar{v}_v \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{24,58 \cdot 0,0011043 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0248^2 \cdot 60} = 0,94 \text{ m/s} \quad (8.2.10)$$

8.2.4 Součinitel přestupu sáláním

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

U svazků z hladkých trubek ji určíme ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,06}{0,032^2} - 1 \right) = 0,143 \text{ m} \quad (8.2.11)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (8.2.12)$$

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v předchozích výpočtech.

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101 \text{ MPa}$. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (8.2.13)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

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

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,1574}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{350,5 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \quad (8.2.14)$$

$$= 12,52 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (8.2.15)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(350,5 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,305 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.2.16)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 12,52 + 0,305 = 12,825 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.2.17)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-12,825 \cdot 0,101 \cdot 0,143} = 0,1692 \quad (8.2.18)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Pro druhé stupně ekonomizérů lze podle [4] použít následující vzorec, přičemž \bar{t}_v je střední teplota vody v EKO 2 a $\Delta t = 60^\circ\text{C}$.

$$\bar{t}_v = \frac{T_{in}^v + T_{out}^v}{2} = \frac{141 + 194}{2} = 167,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.19)$$

$$T_z = \bar{t}_v + \Delta t = 167,5 + 60 = 227,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.20)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}} \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1692 \cdot (350,5 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{227,5 + 273,15}{350,5 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{227,5 + 273,15}{350,5 + 273,15}} \\ &= 6,24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (8.2.21)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,905 \cdot (65,59 + 6,24) = 64,96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2.22)$$

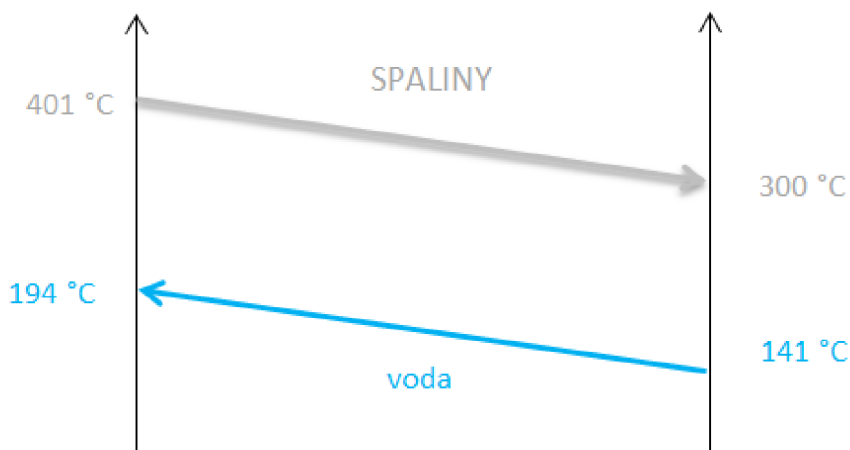
Zde ξ je součinitel využití, dle konzultace voleno $\xi = 0,905$.

8.2.5 Součinitel prostupu tepla

Podle [5] se pro ohřívák vody využije následující vzorec. Součinitel zanesení po konzultaci volen $\varepsilon = 0,0127$.

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{64,96}{1 + 0,0127 \cdot 64,96} = 35,595 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.2.23)$$

8.2.6 Teplotní spád



Obrázek 33 Teplotní spády EKO 2

Média proudí dle schématu na obrázku výše.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{v_{out}} = 401 - 194 = 207 \text{ °C} \quad (8.2.24)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{v_{in}} = 300 - 141 = 159 \text{ °C} \quad (8.2.25)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{207 - 159}{\ln\left(\frac{207}{159}\right)} = 181,95 \text{ °C} \quad (8.2.26)$$

8.2.7 Teplosměnná plocha EKO 2

$$S_{EKO2} = \pi \cdot D \cdot l_{ef} \cdot n_t \cdot n_{\ddot{r}} = \pi \cdot 0,032 \cdot 3,7 \cdot 60 \cdot 39 = 870,4 \text{ m}^2 \quad (8.2.27)$$

8.2.8 Teplo převzaté EKO 2 – rovnice sdílení tepla

$$Q_{EKO2}^{skut} = k \cdot S_{EKO2} \cdot \Delta T_{ln} = 35,595 \cdot 870,4 \cdot 181,95 \cdot 10^{-3} = 5636,95 \text{ kW} \quad (8.2.28)$$

Kontrola:

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{EKO2}^{skut} - Q_{EKO2}^{náv}}{Q_{EKO2}^{náv}} = \frac{5636,95 - 5641,99}{5641,99} = -0,09 \% \quad (8.2.29)$$

Rozdíl:

$$\Delta Q_{EKO2} = Q_{EKO2}^{skut} - Q_{EKO2}^{VZ} = 5636,95 - 5641,99 = -5,04 \text{ kW} \quad (8.2.30)$$

8.2.9 Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

Do vzorce (8.3.1) dosazen skutečný výkon vypočítaný v rovnici sdílení tepla.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{EKO2}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (8.2.31)$$

$$= 2297,47 - \frac{5636,95}{9,43 \cdot 0,992} = 1694,94 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí interpolace byla získána příslušná **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 300,16 \text{ }^\circ\text{C}$.
Teplota se od navržené liší pouze o setiny stupně, což potvrzuje správnost výpočtu.

8.3 Výpočet EKO 1**8.3.1 Uspořádání a geometrie**

Zapojení obou částí ekonomizéru je stejné jako u konvekčních přehříváků – příčné řady trubek vedle sebe vinuté v podélném směru.

Tabulka 21 Vlastnosti EKO 1

EKONOMIZÉR 1				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	32	0,032	mm m
tloušťka stěny trubky	tl	3,6	0,0036	mm m
vnitřní průměr trubky	d	24,8	0,0248	mm m
příčná rozteč	s_1	80	0,08	mm m
podélná rozteč	s_2	60	0,06	mm m
počet řad podélně	n_{rad}	34		-
počet trubek v 1 řadě (příčně)	n_t	60		
počet trubek celkem	n_{tr}	60		-
délka trubek efektivní	l_{ef}	3700	3,7	mm m
Kanál (IV. tah)				
hloubka	b_{T4}	5000	5	mm m
šířka	a_{T4}	4000	4	mm m
Teplota spalin na vstupu	T_{in}	300,16		$^\circ\text{C}$
Teplota na výstupu	T_{out}	231,34		$^\circ\text{C}$
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	265,75		$^\circ\text{C}$
Teplota vody na vstupu	t_{in}	105		$^\circ\text{C}$
Teplota vody na výstupu	t_{out}	141		$^\circ\text{C}$
Teplota vody střední	\bar{t}_{VZ}	123		$^\circ\text{C}$

8.3.2 Vlastnosti spalin

Teplota spalin na výstupu z EKO 1 byla vypočítána podobně jako v minulé kapitole. Nejprve je potřeba spočítat **tepelný výkon nutný pro ohřátí daného množství vody**, což bylo provedeno v kap. 4.5.8 (vzorec 4.49): $Q_{EKO1}^{náv} = 3738,68 \text{ kW}$.

Entalpie spalin na výstupu

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{EKO1}^{náv}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (8.3.1)$$

$$= 1694,94 - \frac{3738,68}{9,43 \cdot 0,992} = 1295,28 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí interpolace získána příslušnou **teplotu spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 231,34 \text{ °C}$

Pro výpočet tepelného výkonu bude potřeba **střední teplota spalin v oblasti EKA 1**.

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{300,16 + 231,34}{2} = 265,75 \text{ °C} \quad (8.3.2)$$

Některé parametry spalin

Pro střední teplotu byly pomocí interpolace vypočítány některé vlastnosti spalin závislé na teplotě – součinitel tepelné vodivosti, kinematická viskozita, Prandtlovo číslo.

$$\lambda = 0,04723 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 4,07 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,70696$$

Objemový průtok spalin

V předchozích kapitolách bylo pro přebytek vzduchu 1,25 vypočítáno $O_{SP/S} = 37,04 \text{ m}^3/\text{s}$

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí. Délka výhřevných trubek bude menší než šířka tahu – je třeba zohlednit ohyby a teplotní dilataci.

$$F_{SP} = a_{T4} \cdot b_{T4} - n_t \cdot D \cdot l_{ef} = 4 \cdot 5 - 60 \cdot 0,032 \cdot 3,7 = 12,9 \text{ m}^2 \quad (8.3.3)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/S}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{st}}{273,15} = \frac{37,04}{12,9} \cdot \frac{273,15 + 265,75}{273,15} = 5,6 \text{ m/s} \quad (8.3.4)$$

Tato hodnota je menší než doporučená ([4], $7 \div 10$) m/s, ale je akceptovatelná.

8.3.3 Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.3.5)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , což v tomto případě je, podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,032} = 2,5 \quad (8.3.6)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,06}{0,032} = 1,875 \quad (8.3.7)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 2,5 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,875}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,99 \quad (8.3.8)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot \frac{0,04723}{0,032} \cdot \left(\frac{0,032 \cdot 5,6}{4,07 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,70696^{0,33} = 61,44 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (8.3.9)$$

Kontrola rychlosti vody v trubkách

Podle [5] by se rychlost vody měla pohybovat mezi (0,4 ÷ 1,2) m/s. Pro střední teplotu vody v EKO 1: $\bar{t}_{voda} = 123 \text{ }^\circ\text{C}$ a střední tlak: $\bar{p}_{voda} = 9,925 \text{ MPa}$ byl zjištěn měrný objem: $\bar{v}_v = 0,0010576 \text{ m}^3/\text{kg}$. Rychlost vody v trubkách:

$$w_{voda} = \frac{M_{EKO1} \cdot \bar{v}_v \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{24,58 \cdot 0,0010576 \cdot 4}{\pi \cdot 0,0248^2 \cdot 60} = 0,89 \text{ m/s} \quad (8.3.10)$$

8.3.4 Součinitel přestupu sáláním

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Pro svazky z hladkých trubek určena ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,06}{0,032^2} - 1 \right) = 0,143 \text{ m} \quad (8.3.11)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (8.3.12)$$

Objemová část tříatomových plynů

Stejně jak v předchozích výpočtech.

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,338 = 0,0342 \text{ MPa} \quad (8.3.13)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítvivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,19}{3,16 \cdot \sqrt{0,0342 \cdot 0,172}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{265,75 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,338 \\ &= 13,03 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (8.3.14)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{3,93} \cdot \frac{25}{100} = 3,82 \text{ g/m}^3 \quad (8.3.15)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(265,75 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,82 = 0,336 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.3.16)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 13,03 + 0,336 = 13,366 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (8.3.17)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-13,366 \cdot 0,101 \cdot 0,143} = 0,1756 \quad (8.3.18)$$

Teplota zaneseného povrchu stěn

Pro ekonomizér lze podle [4] použít následující vzorec, přičemž \bar{t}_v je střední teplota vody v EKO 1 a $\Delta t = 60^\circ\text{C}$.

$$\bar{t}_v = \frac{T_{in}^v + T_{out}^v}{2} = \frac{105 + 141}{2} = 123 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.3.19)$$

$$T_z = \bar{t}_v + \Delta t = 123 + 60 = 183 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.3.20)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}} \quad (8.3.21)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1756 \cdot (265,75 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{183 + 273,15}{265,75 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{183 + 273,15}{265,75 + 273,15}}$$

$$= 4,47 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (61,44 + 4,47) = 59,77 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3.22)$$

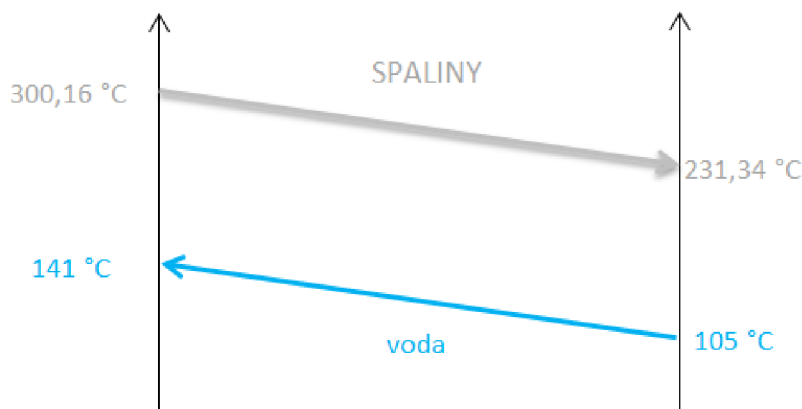
Zde ξ je součinitel využití, dle konzultace voleno $\xi = 0,9$.

8.3.5 Součinitel prostupu tepla

Podle [5] se pro ohřívák vody využije následující vzorec. Součinitel zanesení po konzultaci volen $\varepsilon = 0,0121$.

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{59,77}{1 + 0,0121 \cdot 59,77} = 34,684 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (8.3.23)$$

8.3.6 Teplotní spád



Obrázek 34 Teplotní spády EKO 1

Média proudí dle schématu na obrázku výše.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{in}} - t_{v_{out}} = 300,16 - 141 = 159,16 \text{ °C} \quad (8.3.24)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{out}} - t_{VZ_{in}} = 231,34 - 105 = 126,34 \text{ °C} \quad (8.3.25)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{159,16 - 126,34}{\ln\left(\frac{159,16}{126,34}\right)} = 142,12 \text{ °C} \quad (8.3.26)$$

8.3.7 Teplosměnná plocha EKO 1

$$S_{EKO1} = \pi \cdot D \cdot l_{ef} \cdot n_t \cdot n_{\dot{\tau}} = \pi \cdot 0,032 \cdot 3,7 \cdot 60 \cdot 34 = 758,81 \text{ m}^2 \quad (8.3.27)$$

8.3.8 Teplo převzaté EKO 1 – rovnice sdílení tepla

$$Q_{EKO1}^{skut} = k \cdot S_{EKO1} \cdot \Delta T_{ln} = 34,684 \cdot 758,81 \cdot 142,12 \cdot 10^{-3} = 3740,4 \text{ kW} \quad (8.3.28)$$

Kontrola:

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{EKO1}^{skut} - Q_{EKO1}^{náv}}{Q_{EKO1}^{náv}} = \frac{3740,4 - 3738,68}{3740,4} = 0,04 \% \quad (8.2.29)$$

Rozdíl:

$$\Delta Q_{EKO1} = Q_{EKO1}^{skut} - Q_{EKO1}^{náv} = 3740,4 - 3738,68 = 1,72 \text{ kW} \quad (8.3.30)$$

8.3.9 Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

Do vzorce (8.3.1) bude dosazen skutečný výkon vypočítaný v rovnici sdílení tepla.

$$\begin{aligned} Q_{SP} &= M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{EKO1}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} \\ &= 1694,94 - \frac{3740,4}{9,43 \cdot 0,992} = 1295 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (8.3.31)$$

Pomocí interpolace byla získána příslušná **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 231,3 \text{ °C}$. Teplota se od navržené liší pouze o desetiny stupně, což potvrzuje správnost výpočtu.

9 Návrh a výpočet V. tahu

V posledním tahu tvořeném plechovým kanálem se nacházejí čtyři díly trubkového ohříváku, kde se ohřívá plný průtok vzduchu, který se po výstupu z AH 4 dělí na primární a sekundární. Při výpočtu bude nutné zohlednit přísávání vzduchu – dochází k němu před 4. dílem ohříváku a mezi 2. a 1. Vzhledem k tomu, že některé díly ohříváku vzduchu mají stejné geometrické parametry (rozměry trubek, jejich rozteče i počet), budou díly 2, 3 a 4 počítány dohromady. Z ohříváku AH 1 pak spaliny směřují k případné další technologii a odlučovačům škodlivin.

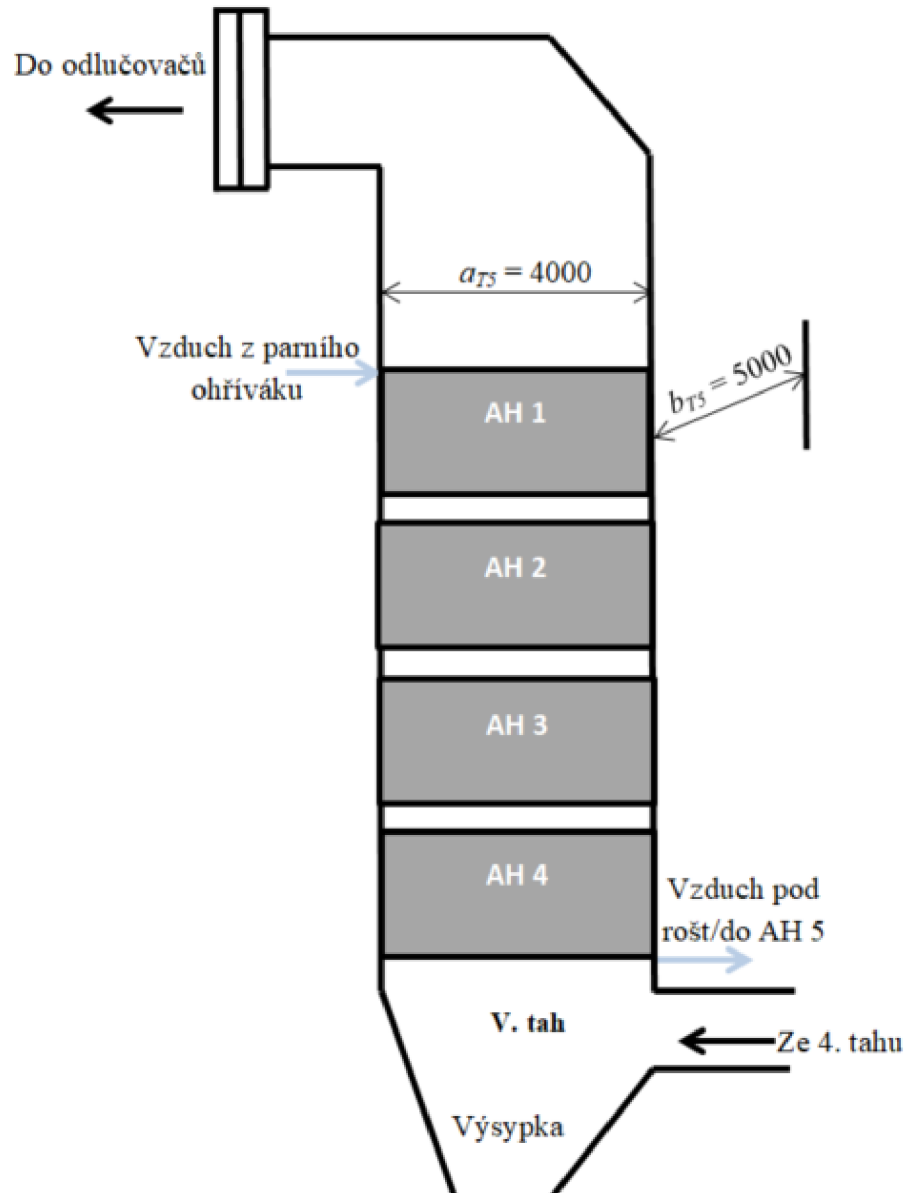
9.1 Výpočet trubkového ohříváku vzduchu AH 2, 3, 4

9.1.1 Uspořádání a geometrické parametry

Všechny ohříváky vzduchu jsou tvořeny hladkými trubkami řazenými za sebou, tok je křížový. Uspořádání je stejné jako v případě AH 5. Průměry, počty trubek a rozteče jsou u všech balíků stejné. Rozměry kanálu byly dle firemních podkladů zvoleny: šířka 4 m, hloubka 5 m.

Tabulka 22 Vlastnosti ohříváků vzduchu 2, 3, 4

OHŘÍVÁK VZDUCHU AH 2, 3, 4					
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka	
průměr trubky	D	54	0,054	mm	m
tloušťka stěny trubky	tl	2,6	0,0026	mm	m
vnitřní průměr trubky	d	48,8	0,0488	mm	m
příčná rozteč	s_1	120	0,12	mm	m
podélná rozteč	s_2	60	0,06	mm	m
počet řad podélně 1 balík celkem	$n_{řad}$	30	90	-	
počet trubek příčně (v 1 řadě)	n_t	40			
počet trubek 1 balík celkem	n_{tr}	1200	3600	-	
Kanál (V. tahu)					
hloubka	b_{T5}	5000	5	mm	m
šířka	a_{T5}	4000	4	mm	m
Teplota spalin na vstupu	T_{in}	231,3		°C	
Teplota na výstupu	T_{out}	193,96		°C	
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	212,63		°C	
Teplota vzduchu na vstupu	t_{in}	111		°C	
Teplota vzduchu na výstupu	t_{out}	163		°C	
Teplota vzduchu střední	\bar{t}_{VZ}	137		°C	



Obrázek 35 Schéma tahu 5

9.1.2 Vlastnosti spalin

Ve spodní části 5. tahu je uvažováno přísávání vzduchu. Po konzultaci byla zvolena hodnota $\Delta\alpha_{5T1} = 0,03$. **Součinitel přebytku vzduchu** u spalin procházejících ohříváky 2, 3, 4 bude součet této hodnoty a přebytku na konci spalovací komory:

$$\alpha_{5T1} = \alpha_{SKout} + \Delta\alpha_{5T1} = 1,25 + 0,03 = 1,28 \quad (9.1)$$

Skutečný objem spalin (vlhkých) na vstupu do AH 4

$$O_{SP} = O_{sp_min}^{vl} + (\alpha_{5T1} - 1) \cdot O_{vz_min}^{vl} = 3,2894 + (1,28 - 1) \cdot 2,5575 = 4,0055 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (9.2)$$

$$O_{SP/s} = O_{SP} \cdot M_{pv} = 4,0055 \cdot 9,43 = 37,77 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.3)$$

Pro hodnotu součinitele přebytku byly také vypočítány entalpie spalin při různých teplotách stejně jako v kapitole 3.6.

Teplota spalin na výstupu z ohříváku byla vypočítána pomocí výkonu, který je potřeba dodat vzduchu. Z výpočtu AH 5 je známo, že teplota ohřátého vzduchu na výstupu AH 4 bude 163 °C. Teplota na vstupu volena 111 °C.

Nejprve je potřeba spočítat **tepelný výkon nutný pro ohřátí daného množství vzduchu**.

$$Q_{AH234}^{VZ} = M_{pv} \cdot \alpha_{předSK} \cdot (I_{163°C}^{VZ} - I_{111°C}^{VZ}) = 9,43 \cdot 1,22 \cdot (555,889 - 377,214) = 2055,6 \text{ kW} \quad (9.4)$$

Entalpie spalin na výstupu

Entalpie spalin na vstupu určená interpolací pro teplotu 231,3 °C. Přisávání způsobí mírný nárůst hodnot entalpie: $I_{in} = 1318,85 \text{ kJ/kg}$ při přebytku vzduchu 1,28. Následně byla vypočítána entalpie na výstupu a příslušnou teplotu.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{AH234}^{VZ}}{M_{pv} \cdot \varphi} = 1318,85 - \frac{2055,6}{9,43 \cdot 0,992} = 1099,1 \text{ kJ/kg} \quad (9.5)$$

Této entalpii odpovídá **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 193,96 \text{ °C}$

Střední teplota spalin:

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{231,3 + 193,96}{2} = 212,63 \text{ °C} \quad (9.6)$$

Některé parametry spalin

$$\lambda = 0,0421 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 3,324 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,7183$$

Objemový průtok spalin

Pomocí vzorce (9.3) bylo pro přebytek vzduchu 1,28 vypočítáno $O_{SP/S} = 37,77 \text{ m}^3/\text{s}$.

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí.

$$F_{SP} = a_{T5} \cdot b_{T5} - n_t \cdot D \cdot a_{T5} = 4 \cdot 5 - 40 \cdot 0,054 \cdot 4 = 11,36 \text{ m}^2 \quad (9.7)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/S}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{SP}}{273,15} = \frac{37,77}{11,36} \cdot \frac{273,15 + 212,63}{273,15} = 5,91 \text{ m/s} \quad (9.8)$$

9.1.3 Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.9)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , což v tomto případě je, tak podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{120}{0,054} = 2,22 \quad (9.10)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,06}{0,054} = 1,11 \quad (9.11)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 2,22 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,11}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,787 \quad (9.12)$$

Součinitel přestupu tepla spalin – příčné obtékání

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.13)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,787 \cdot \frac{0,0421}{0,054} \cdot \left(\frac{0,054 \cdot 5,91}{3,324 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,7183^{0,33} = 42,67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

9.1.4 Součinitel přestupu tepla podélné proudění ze strany vzduchu**Průtočný průřez na straně vzduchu:**

$$F_{VZ} = n_t \cdot n_f \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 40 \cdot 30 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0488^2}{4} = 2,24 \text{ m}^2 \quad (9.14)$$

Množství vlhkého vzduchu bylo vypočítáno vztahem (3.10):

$$O_{vz_min}^{vl} = O_{vz_min}^s \cdot f = 2,5 \cdot 1,023 = 2,5575$$

Množství paliva skutečně spáleného: $M_{pv} = 9,43 \text{ kg/s}$ (4.15).

Rychlost proudění vzduchu

$$w_{VZ} = \frac{M_{pv} \cdot O_{vz_min}^{vl} \cdot \alpha_{předSK}}{F_{VZ}} \cdot \frac{273,15 + \bar{t}_{VZ}}{273,15} \quad (9.15)$$

$$= \frac{9,43 \cdot 2,5575 \cdot 1,22}{2,24} \cdot \frac{273,15 + 137}{273,15} = 19,68 \text{ m/s}$$

Pro teplotu vzduchu $\bar{t}_{VZ} = 137$ °C byly pomocí tabulek ze zdroje [6] interpolovány tyto hodnoty: $\lambda_{VZ} = 0,03413$ W/m · K; $\nu_{VZ} = 2,7044 \cdot 10^{-5}$ m²/s; $Pr_{VZ} = 0,699$

Ekvivalentní průměr d_e je při proudění uvnitř trubek roven vnitřnímu průměru trubky d .

Opravné koeficienty C_l, C_m jsou podle [4] rovny 1. **Opravný koeficient C_t** při ohřevu vzduchu vypočítán pomocí vzorce

$$C_t = \left(\frac{\bar{t}_{VZ}}{T_z} \right)^{0,5} = \left(\frac{137 + 273,15}{174,815 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,957 \quad (9.16)$$

přičemž **teplota stěny** se pro ohříváky vzduchu bere podle [4] jako střední aritmetická hodnota z teploty spalin a vzduchu.

$$T_z = \frac{\bar{T}_{SP} + \bar{t}_{VZ}}{2} = \frac{212,63 + 137}{2} = 174,815 \text{ °C} \quad (9.17)$$

Součinitel přestupu tepla vzduch – podélné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{VZ}}{d} \cdot \left(\frac{d \cdot w_{VZ}}{\nu_{VZ}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{VZ}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,03413}{0,0488} \cdot \left(\frac{0,0488 \cdot 19,68}{2,7044 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,699^{0,4} \cdot 0,957 \cdot 1 \cdot 1 = 58,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (9.18)$$

9.1.5 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (9.19)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudy

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (9.20)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Pro svazky z hladkých trubek určena ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,054 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,12 \cdot 0,06}{0,054^2} - 1 \right) = 0,104 \text{ m} \quad (9.21)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (9.22)$$

Objemová část tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{8,19 \cdot 10^{-5} + 0,5797}{4,0055} = 0,145 \quad (9.23)$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^{sp} + (f - 1) \cdot (\alpha_{5T1} - 1) \cdot O_{vzmin}^s \\ = 0,73484 + (1,023 - 1) \cdot (1,28 - 1) \cdot 2,5 = 0,751 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (9.24)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,751}{4,0055} = 0,1875 \quad (9.25)$$

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,145 + 0,1875 = 0,3322 \quad (9.26)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101$ MPa. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,3322 = 0,03355 \text{ MPa} \quad (9.27)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítvými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1875}{3,16 \cdot \sqrt{0,03355 \cdot 0,104}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{212,63 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3322 \quad (9.28)$$

$$= 15,479 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{popúlet}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{4,0055} \cdot \frac{25}{100} = 3,745 \text{ g/m}^3 \quad (9.29)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(212,63 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,745 = 0,354 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (9.30)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 15,479 + 0,354 = 15,833 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (9.31)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-15,833 \cdot 0,101 \cdot 0,104} = 0,1534 \quad (9.32)$$

Podle vzorce (9.17) $T_z = 174,815$ °C.

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (9.33)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1534 \cdot (212,63 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{174,815 + 273,15}{212,63 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{174,815 + 273,15}{212,63 + 273,15}}$$

$$= 3,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,84 \cdot 42,67 + 3,21 = 39,05 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.34)$$

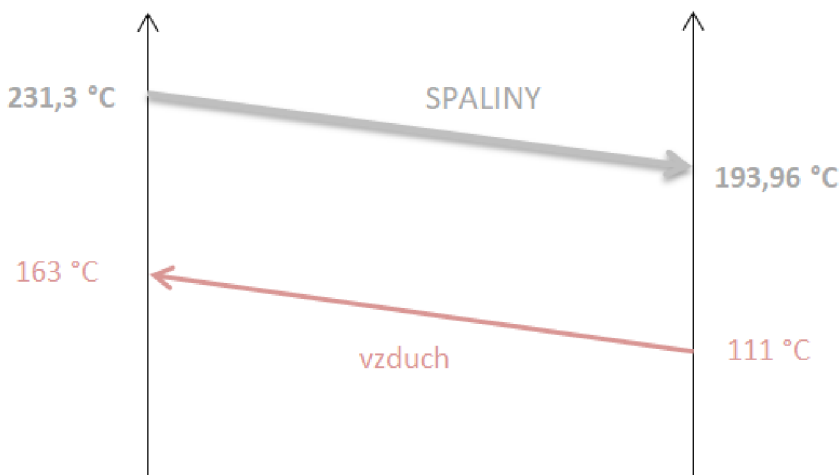
Zde ω je součinitel omývání plochy spalínami, dle konzultace voleno $\omega = 0,84$.

9.1.6 Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro trubkový ohřívák využije následující vzorec. Součinitel využití po konzultaci volen relativně nízký $\xi = 0,64$, protože výpočet zahrnuje 3 balíky trubek.

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,64 \cdot \frac{39,05 \cdot 58,28}{39,05 + 58,28} = 14,905 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.35)$$

Křížový teplotní spád



Obrázek 36 Teplotní spády AH 2, 3, 4

Média proudí protiproudě dle schématu na obrázku výše.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{out}} - t_{VZ_{in}} = 193,93 - 111 = 82,96 \text{ °C} \quad (9.36)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{in}} - t_{VZ_{out}} = 231,3 - 163 = 68,3 \text{ °C} \quad (9.37)$$

$$\Delta T_{ln} = \psi \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = 0,75 \cdot \frac{82,96 - 68,3}{\ln\left(\frac{82,96}{68,3}\right)} = 56,544 \text{ °C} \quad (9.38)$$

Součinitel pro výměníky s křížovým zapojením volen po konzultaci $\psi = 0,75$

9.1.7 Teplosměnná plocha AH 2, 3, 4

Jak již bylo řečeno, jsou počítány tři identické části ohříváku dohromady. Proto je počet trubek v podélném směru nutné vynásobit třemi.

$$S_{AH234} = \pi \cdot D \cdot a_{T5} \cdot n_t \cdot n_{\ddot{r}} \cdot 3 = \pi \cdot 0,054 \cdot 4 \cdot 30 \cdot 40 \cdot 3 = 2442,9 \text{ m}^2 \quad (9.39)$$

9.1.8 Teplo převzaté AH 2, 3, 4 – rovnice sdílení tepla

$$Q_{AH234}^{skut} = k \cdot S_{AH234} \cdot \Delta T_{ln} = 14,905 \cdot 2442,9 \cdot 56,544 \cdot 10^{-3} = 2058,96 \text{ kW} \quad (9.40)$$

Teplo předané vzduchu ohřívákem

$$Q_{AH234}^{náv} = 2055,6 \text{ kW}$$

Kontrola:

$$odchylka = \frac{Q_{AH234}^{skut} - Q_{AH234}^{náv}}{Q_{AH5}^{náv}} = \frac{2058,96 - 2055,6}{2055,6} \cdot 100 = 0,16 \% \quad (9.41)$$

Rozdíl:

$$\Delta Q_{AH234} = Q_{AH234}^{skut} - Q_{AH234}^{náv} = 2058,96 - 2055,6 = 3,36 \text{ kW} \quad (9.42)$$

9.1.9 Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu

Do vzorce (9.5) dosazen skutečný výkon vypočítaný v rovnici sdílení tepla.

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{AH234}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} \quad (9.43)$$
$$= 1318,85 - \frac{2058,96}{9,43 \cdot 0,992} = 1096,17 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí interpolace byla získána příslušnou **teplotu spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 193,45 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplota se od navržené liší pouze o desetiny stupně, což potvrzuje správnost výpočtu.

9.2 Výpočet trubkového ohříváku vzduchu AH 1

9.2.1 Uspořádání a geometrické parametry

Ohřívák vzduchu je tvořen hladkými trubkami řazenými za sebou, tok je křížový. Uspořádání je podobné jako v případě AH 2, 3, 4, stejně jako průměr. Počty trubek a rozteče se však liší. Vzduch je zde ohříván z 50 na 111 °C.

Tabulka 23 Vlastnosti ohříváku AH 1

OHŘÍVÁK VZDUCHU AH 1				
Veličina	Značka	Hodnota		Jednotka
průměr trubky	D	54	0,054	mm m
tloušťka stěny trubky	tl	2,6	0,0026	mm m
vnitřní průměr trubky	d	48,8	0,0488	mm m
příčná rozteč	s_1	90	0,09	mm m
podélná rozteč	s_2	60	0,06	mm m
počet řad podélně	n_{rad}	48		-
počet trubek příčně	n_t	54		
počet trubek celkem	n_{tr}	2592		-
Kanál (V. tah)				
hloubka	b_{T5}	5000	5	mm m
šířka	a_{T5}	4000	4	mm m
Teplota spalin na vstupu ³	T_{in}	193,45		°C
Teplota na výstupu	T_{out}	147,13		°C
Teplota spalin střední	\bar{T}_{SP}	170,29		°C
Teplota vzduchu na vstupu	t_{in}	50		°C
Teplota vzduchu na výstupu	t_{out}	111		°C
Teplota vzduchu střední	\bar{t}_{VZ}	80,5		°C

9.2.2 Vlastnosti spalin

Mezi balíky ohříváku AH 2 a AH 1 v horní části 5. tahu je uvažováno přísávání vzduchu. Po konzultaci byla zvolena hodnota $\Delta\alpha_{5T2} = 0,02$. **Součinitel přebytku vzduchu** u spalin procházejících ohřívákem 1 bude součet této hodnoty a přebytku na výstupu AH 2:

$$\alpha_{5T2} = \alpha_{5T1} + \Delta\alpha_{5T2} = 1,28 + 0,02 = 1,30 \quad (9.2.1)$$

Skutečný objem spalin (vlhkých) na vstupu do AH 1

$$O_{SP} = O_{sp_min}^{vl} + (\alpha_{5T2} - 1) \cdot O_{vz_min}^{vl} = 3,2894 + (1,30 - 1) \cdot 2,5575 = 4,0567 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (9.2.2)$$

$$O_{SP/s} = O_{SP} \cdot M_{pv} = 4,0567 \cdot 9,43 = 38,254 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.2.3)$$

Pro tuto hodnotu byly také vypočítány entalpie spalin při různých teplotách stejně jako v kapitole 3.6.

Z výpočtu AH 234 je známo, že teplota ohřátého vzduchu na výstupu AH 1 bude 111 °C.

Teplota na vstupu byla po konzultaci zvolena 50 °C.

Nejprve je potřeba spočítat **návrhový tepelný výkon nutný pro ohřátí daného množství vzduchu.**

$$Q_{AH1}^{náv} = M_{pv} \cdot \alpha_{předSK} \cdot (I_{111°C}^{VZ} - I_{50°C}^{VZ}) = 9,43 \cdot 1,22 \cdot (377,214 - 168,92) = 2396,31 \text{ kW} \quad (9.2.4)$$

Entalpie spalin na výstupu

Entalpie spalin na vstupu byla určena interpolací pro teplotu 193,45 °C. Přisávání způsobí nárůst entalpie. Při přebytku vzduchu 1,30 této teplotě odpovídá entalpie:

$$I_{in} = 1096,17 \text{ kJ/kg.}$$

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{AH1}^{náv}}{M_{pv} \cdot \varphi} = 1096,17 - \frac{2396,31}{9,43 \cdot 0,992} = 840 \text{ kJ/kg} \quad (9.2.5)$$

Pomocí interpolace získána příslušná **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 147,13 \text{ °C}$

Střední teplota spalin:

$$\bar{T}_{SP} = \frac{T_{in}^{SP} + T_{out}^{SP}}{2} = \frac{193,45 + 147,13}{2} = 170,29 \text{ °C} \quad (9.2.6)$$

Některé parametry spalin

$$\lambda = 0,03881 \text{ W/m} \cdot \text{K}; \quad \nu = 2,92 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr = 0,7253$$

Objemový průtok spalin

Pomocí vzorce (9.2.3) pro přebytek vzduchu 1,30 vypočítáno $O_{SP/s} = 38,254 \text{ m}^3/\text{s}$.

Průřez, kterým spaliny prochází, bude dále označován písmenem F místo obvyklého S , aby nedošlo k záměně s roztečí.

$$F_{SP} = a_{T5} \cdot b_{T5} - n_t \cdot D \cdot a_{T5} = 4 \cdot 5 - 54 \cdot 0,054 \cdot 4 = 8,34 \text{ m}^2 \quad (9.2.7)$$

Rychlost spalin

$$w_{SP} = \frac{O_{SP/s}}{F_{SP}} \cdot \frac{273,15 + \bar{T}_{SP}}{273,15} = \frac{38,254}{8,34} \cdot \frac{273,15 + 170,29}{273,15} = 7,45 \text{ m/s} \quad (9.2.8)$$

9.2.3 Součinitel přestupu tepla na str. spalin – příčné obtékání trubek za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.2.9)$$

Součinitel C_z je korekční součinitel na počet podélných řad. Pokud je počet řad v podélném směru ≥ 10 , což v tomto případě je, tak podle [4] $C_z = 1$.

Součinitel C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,054} = 1,67 \quad (9.2.10)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,06}{0,054} = 1,11 \quad (9.2.11)$$

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 1,67 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,11}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,944 \quad (9.2.12)$$

Součinitel přestupu tepla spaliny – příčné obtékání

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left(\frac{D \cdot w_{sp}}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.2.13)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,944 \cdot \frac{0,03881}{0,054} \cdot \left(\frac{0,054 \cdot 7,45}{2,92 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,7253^{0,33} = 59,83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

9.2.4 Součinitel přestupu tepla podélné proudění ze strany vzduchu**Průtočný průřez na straně vzduchu:**

$$F_{VZ} = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2592 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0488^2}{4} = 4,85 \text{ m}^2 \quad (9.2.14)$$

Množství vlhkého vzduchu bylo vypočítáno vzorcem (3.10):

$$O_{vz_min}^{vl} = O_{vz_min}^s \cdot f = 2,5 \cdot 1,023 = 2,5575$$

Množství paliva skutečně spáleného: $M_{pv} = 9,43 \text{ kg/s}$ (4.15).

Rychlost proudění vzduchu

$$w_{VZ} = \frac{M_{pv} \cdot O_{vz_min}^{vl} \cdot \alpha_{předSK}}{F_{VZ}} \cdot \frac{273,15 + \bar{t}_{VZ}}{273,15} \quad (9.2.15)$$

$$= \frac{9,43 \cdot 2,5575 \cdot 1,22}{4,85} \cdot \frac{273,15 + 80,5}{273,15} = 7,86 \text{ m/s}$$

Pro teplotu vzduchu $\bar{t}_{VZ} = 95,5 \text{ }^\circ\text{C}$ byly pomocí tabulek ze zdroje [6] interpolovány tyto hodnoty: $\lambda_{VZ} = 0,03023 \text{ W/m} \cdot \text{K}$; $v_{VZ} = 2,088 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$; $Pr_{VZ} = 0,70164$

Ekvivalentní průměr d_e je při proudění uvnitř trubek roven vnitřnímu průměru trubky d .

Opravné koeficienty C_l , C_m jsou podle [4] rovny 1. **Opravný koeficient** C_t při ohřevu vzduchu vypočítán pomocí vzorce

$$C_t = \left(\frac{\bar{t}_{VZ}}{T_z} \right)^{0,5} = \left(\frac{80,5 + 273,15}{125,4 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,942 \quad (9.2.16)$$

přičemž **teplota stěny** se pro ohříváky vzduchu bere podle [4] jako střední aritmetická hodnota z teploty spalín a vzduchu.

$$T_z = \frac{\bar{T}_{SP} + \bar{t}_{VZ}}{2} = \frac{170,29 + 80,5}{2} = 125,4 \text{ °C} \quad (9.2.17)$$

Součinitel přestupu tepla vzduch – podélné obtékání

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{VZ}}{d} \cdot \left(\frac{d \cdot w_{VZ}}{v_{VZ}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{VZ}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,03023}{0,0488} \cdot \left(\frac{0,0488 \cdot 7,86}{2,088 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,70164^{0,4} \cdot 0,942 \cdot 1 \cdot 1 = 30,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (9.2.18)$$

9.2.5 Součinitel přestupu sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{SP}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp}}} \quad (9.2.19)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (9.2.20)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

Pro svazky z hladkých trubek určena ze vzorce:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,054 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,06}{0,054^2} - 1 \right) = 0,066 \text{ m} \quad (9.2.21)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu \quad (9.2.22)$$

Objemová část tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{8,19 \cdot 10^{-5} + 0,5797}{4,0567} = 0,143 \quad (9.2.23)$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^{sp} + (f - 1) \cdot (\alpha_{5T2} - 1) \cdot O_{vzmin}^s \quad (9.2.24)$$

$$= 0,73484 + (1,023 - 1) \cdot (1,30 - 1) \cdot 2,5 = 0,752 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,752}{4,0567} = 0,1854 \quad (9.2.25)$$

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,143 + 0,1854 = 0,3284 \quad (9.2.26)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

U kotlů bez přetlaku v ohništi platí: $p = 0,101 \text{ MPa}$. Pro parciální tlak potom platí:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,101 \cdot 0,3284 = 0,03316 \text{ MPa} \quad (9.2.27)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{T}_{SP}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1854}{3,16 \cdot \sqrt{0,03316 \cdot 0,066}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{170,29 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3284 \\ &= 19,71 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \end{aligned} \quad (9.2.28)$$

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{pop\acute{u}let}}{100} = \frac{10 \cdot 6}{4,0567} \cdot \frac{25}{100} = 3,698 \text{ g/m}^3 \quad (9.2.29)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{\bar{T}_{SP}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(170,29 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3,698 = 0,371 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (9.2.30)$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 19,715 + 0,371 = 20,086 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (9.2.31)$$

Stupeň černosti zaprášeného i nezaprášeného proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-20,086 \cdot 0,101 \cdot 0,066} = 0,1253 \quad (9.2.32)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^{-3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}} \quad (9.2.33)$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1253 \cdot (170,29 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{125,4 + 273,15}{170,29 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{125,4 + 273,15}{170,29 + 273,15}}$$

$$= 1,92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 0,94 \cdot 59,83 + 1,92 = 58,165 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2.34)$$

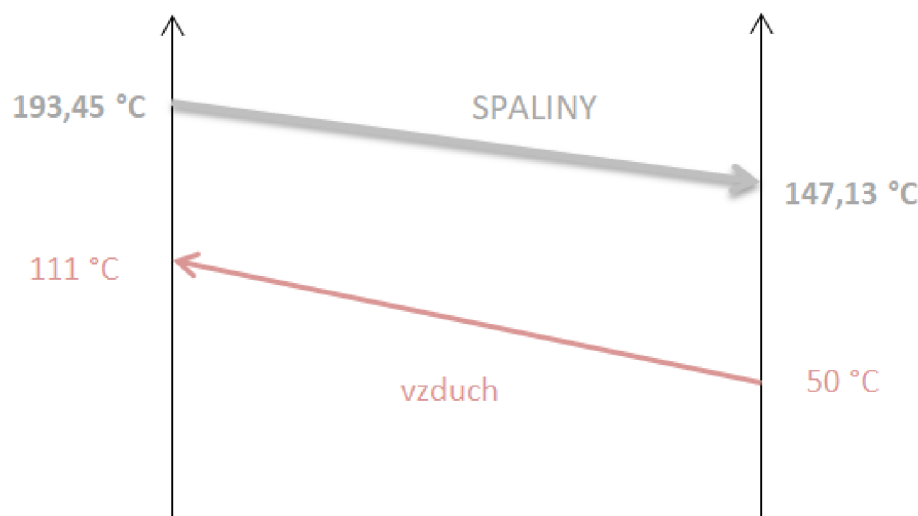
Zde ω je součinitel omývání plochy spalinami, dle konzultace voleno $\omega = 0,94$.

9.2.6 Součinitel prostupu tepla

Podle [4] se pro trubkový ohřívák využije následující vzorec. Součinitel využití po konzultaci volen $\xi = 0,94$.

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,94 \cdot \frac{58,165 \cdot 30,02}{58,165 + 30,02} = 18,613 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2.35)$$

Křížový teplotní spád



Obrázek 37 Teplotní spády AH 1

Média proudí dle schématu na obrázku výše.

$$\Delta t_1 = t_{SP_{out}} - t_{VZ_{in}} = 147,13 - 80 = 97,13 \text{ °C} \quad (9.2.36)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP_{in}} - t_{VZ_{out}} = 193,45 - 111 = 82,45 \text{ °C} \quad (9.2.37)$$

$$\Delta T_{ln} = \psi \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = 0,82 \cdot \frac{97,13 - 82,45}{\ln\left(\frac{97,13}{82,45}\right)} = 73,464 \text{ °C} \quad (9.2.38)$$

Součinitel pro výměníky s křížovým zapojením volen $\psi = 0,82$

9.2.7 Teplosměnná plocha AH 1

$$S_{AH1} = \pi \cdot D \cdot a_{T5} \cdot n_t \cdot n_f = \pi \cdot 0,054 \cdot 4 \cdot 54 \cdot 48 = 1758,89 \text{ m}^2 \quad (9.2.39)$$

9.2.8 Teplo převzaté AH 1 – rovnice sdílení tepla

$$Q_{AH1}^{skut} = k \cdot S_{AH1} \cdot \Delta T_{ln} = 18,613 \cdot 1758,89 \cdot 73,464 \cdot 10^{-3} = 2405,09 \text{ kW} \quad (9.2.40)$$

Teplo předané vzduchu ohřívákem

$$Q_{AH1}^{náv} = 2396,31 \text{ kW}$$

Kontrola:

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{AH1}^{skut} - Q_{AH1}^{náv}}{Q_{AH1}^{náv}} = \frac{2405,09 - 2396,31}{2396,31} \cdot 100 = 0,36 \% \quad (9.2.41)$$

Rozdíl:

$$\Delta Q_{AH1} = Q_{AH1}^{skut} - Q_{AH1}^{náv} = 2405,09 - 2396,31 = 8,78 \text{ kW} \quad (9.2.42)$$

9.2.9 Skutečná entalpie a teplota spalin na výstupu z kotle

Do vzorce (9.2.5) dosazen skutečný výkon vypočítaný v rovnici sdílení tepla.

$$\begin{aligned} Q_{SP} &= M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \Rightarrow I_{out} = I_{in} - \frac{Q_{AH1}^{skut}}{M_{pv} \cdot \varphi} \\ &= 1096,17 - \frac{2405,09}{9,43 \cdot 0,992} = 839,07 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (9.2.43)$$

Pomocí interpolace byla získána příslušná **teplota spalin na výstupu**: $T_{out}^{SP} = 146,97 \text{ }^\circ\text{C}$. Tato teplota se od navržené liší pouze o desetiny stupně, což potvrzuje správnost výpočtu.

9.3 Teplota rosného bodu spalin

Rosným bodem spalin nazýváme teplotu, při které kondenzují vodní páry obsažené ve spalinách. Vznikají tak především kyseliny síry, které na straně spalin způsobují nízkoteplotní korozi. Vzorec (9.3.4) byl použit po konzultaci dle firemních zkušeností.

Objemový obsah SO₂ ve spalinách

$$\omega_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{SP_min}^{vl} + (\alpha_{5T2} - 1) \cdot O_{vz_min}^{vl}} = \frac{8,19 \cdot 10^{-5}}{3,2894 + (1,3 - 1) \cdot 2,5575} \cdot 100 \quad (9.3.1)$$

$$= 0,00202 \%$$

Objemový obsah SO₃ ve spalinách

Dle firemních zkušeností volena hodnota:

$$\omega_{SO_3} = 0,1 \% \quad (9.3.2)$$

Objemový obsah H₂O ve spalinách

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^{SP} + (f - 1) \cdot (\alpha_{5T2} - 1) \cdot O_{vz_min}^s}{O_{SP_min}^{vl} + (\alpha_{5T2} - 1) \cdot O_{vz_min}^{vl}} \quad (9.3.3)$$

$$= \frac{0,73484 + (1,023 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 2,5}{3,2894 + (1,3 - 1) \cdot 2,5575} \cdot 100 = 18,54 \%$$

Teplota rosného bodu

$$t_{RB} = \frac{9366}{22,169 - 0,4343 \cdot \ln \left(\frac{\omega_{H_2O}}{100 - \omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3} \cdot 0,01} \cdot \frac{\omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3}}{100 - \omega_{SO_2} \cdot \omega_{SO_3} \cdot 0,01} \cdot 10^4 \right)} - 273,15$$

$$= \frac{9366}{22,169 - 0,4343 \cdot \ln \left(\frac{18,54}{100 - 0,00202 \cdot 0,1 \cdot 0,01} \cdot \frac{0,00202 \cdot 0,1}{100 - 0,00202 \cdot 0,1 \cdot 0,01} \cdot 10^4 \right)} - 273,15 \quad (9.3.4)$$

$$= 107,65 \text{ °C}$$

Mezi touto teplotou a teplotou na výstupu poslední teplosměnné plochy, tedy ohříváku vzduchu AH 1, je dostatečně velký rozdíl – téměř 40 °C.

10 Kontrola tepelné bilance

Nejprve bude vypočítán skutečný výkon teplosměnných ploch přítomných ve více částech kotle.

10.1 Celkový výkon výparníku

Jak již bylo řečeno při výpočtu spalovací komory, část plochy, konkrétně strop, patří stěnovému přehříváku. Z poměru povrchů bude vypočítán výkon.

$$S_{SK}^{SHS} = a \cdot b = 7,565 \cdot 6,375 = 48,227 \text{ m}^2 \quad (10.1)$$

$$Q_{SHS}^{SK} = \frac{S_{SK}^{SHS}}{F_{st}} \cdot Q_{SK} = \frac{48,227}{621,72} \cdot 41418,01 = 3212,81 \text{ kW} \quad (10.2)$$

$$Q_{VYP}^{SK} = Q_{SK} - Q_{SHS}^{SK} = 41418,01 - 3212,81 = 38205,2 \text{ kW} \quad (10.3)$$

$$Q_{VYP}^{skut} = Q_{VYP}^{SK} + Q_{M1}^{skut} + Q_{VYP}^{SH5} + Q_{KT2}^{skut} + Q_{M2}^{skut} + Q_{VYP}^{KT3} + Q_{VYP}^{SH6} + Q_{VYP}^{SH4} + Q_{VYP}^{M3} =$$

$$38205,2 + 1627,09 + 2796,9 + 2506,51 + 832,56 + 320,35 + 291,31 + 76,28 + 65,02 \quad (10.4)$$

$$= 46721,22 \text{ kW}$$

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{VYP}^{skut} - Q_{VYP}^{náv}}{Q_{VYP}^{náv}} = \frac{46721,22 - 46707,98}{46707,97} \cdot 100 = 0,028 \% \quad (10.5)$$

10.2 Celkový výkon stěnového přehříváku

$$Q_{SHS}^{skut} = Q_{SHS}^{SK} + Q_{SHS}^{SH5} + Q_{SHS}^{KT3} + Q_{SHS}^{SH6} + Q_{SHS}^{SH4} + Q_{M3}^{skut} + Q_{SHS}^{M3} =$$

$$3212,81 + 360,35 + 542,59 + 958,5 + 196,28 + 120,76 + 194,41 \quad (10.6)$$

$$= 5585,7 \text{ kW}$$

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{SHS}^{skut} - Q_{SHS}^{náv}}{Q_{SHS}^{náv}} = \frac{5585,7 - 5547,82}{5547,82} \cdot 100 = 0,68 \% \quad (10.7)$$

10.3 Celkový výkon závěsných trubek – SH3

$$Q_{SH3}^{skut} = Q_{ZT}^{SH6} + Q_{ZT}^{SH4} + Q_{ZT}^{M3} = 664,73 + 105,7 + 90,1 = 860,53 \text{ kW} \quad (10.8)$$

$$\text{odchylka} = \frac{Q_{SH3}^{skut} - Q_{SH3}^{náv}}{Q_{SH3}^{náv}} = \frac{860,53 - 857,41}{857,41} \cdot 100 = 0,36 \% \quad (10.9)$$

10.4 Porovnání výkonů a výpočet odchylky

V následující tabulce je znázorněno porovnání výkonů, následuje výpočet celkové odchylky. Pro správnost výpočtu by neměla překročit 0,5 %.

Tabulka 24 Porovnání výkonů

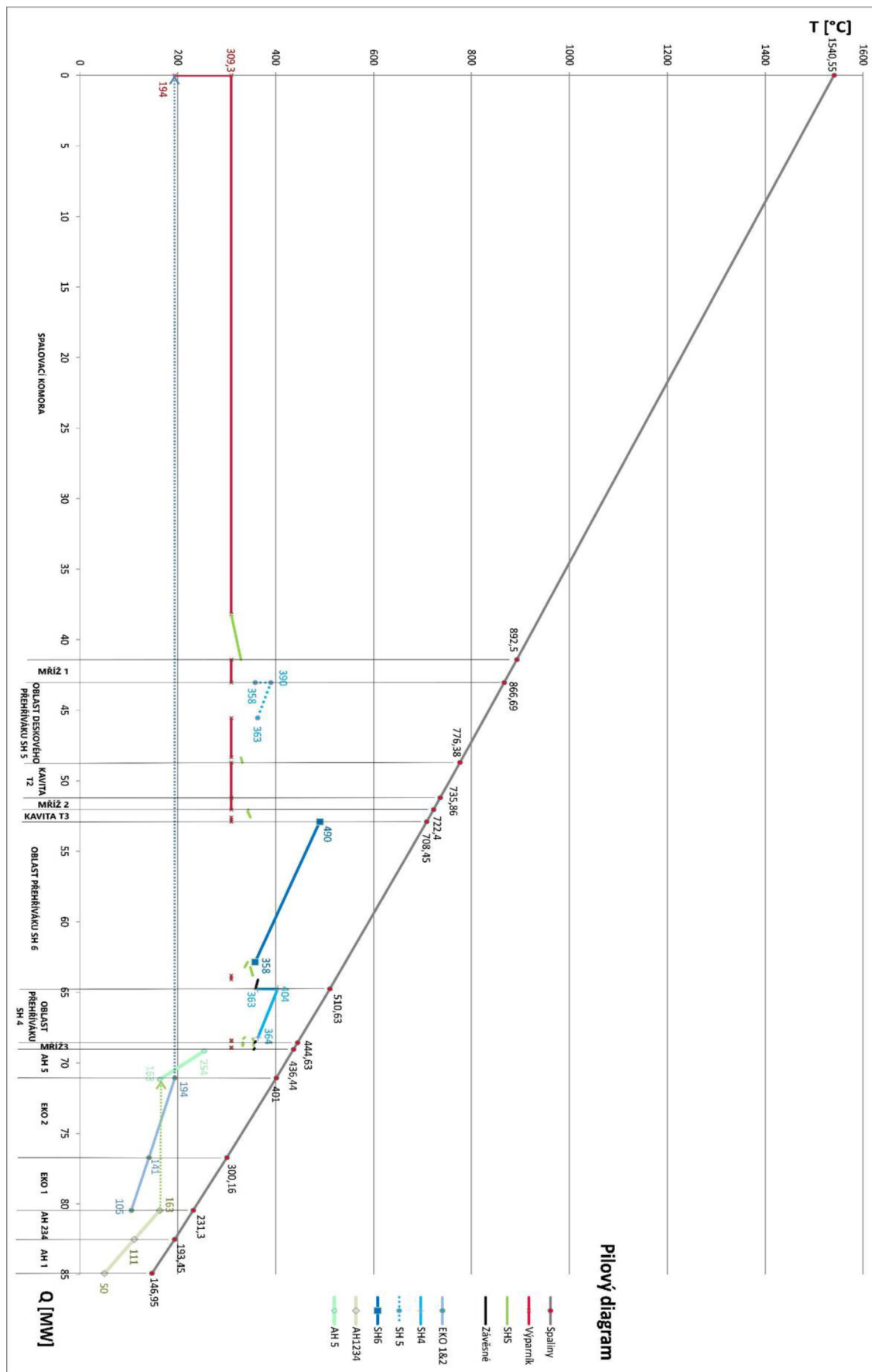
Teplosměnná plocha	Vstup/výstup	$T_{\text{medium}} [^{\circ}\text{C}]$	vypoč. skutečný výkon [kJ/kg]	návrhový výkon [kJ/kg]	ΔQ [kW]
EKO 1	in	105	3740,4	3738,68	1,72
	out	141			
EKO 2	in	141	5636,95	5641,99	-5,04
	out	194			
Výparný systém	in	309,3	46721,23	46707,98	13,25
	out	309,3			
Stěnové přehříváky SHS	in	309,3	5585,7	5547,82	37,88
	out	355,2			
Závěsné trubky SH3	in	355,2	860,53	857,41	3,12
	out	364			
Přehřívák SH4	in	364	3432,72	3416,3	16,42
	out	404			
Přehřívák SH5 deskový	in	363	2507,27	2504,08	3,19
	out	390			
Přehřívák SH6	in	358	9933,29	9931,09	2,2
	out	490			
SUMA			78418,09	78345,35	72,74
s odluhem			78545,33	78472,59	72,74
odchylka %				0,093	

$$\text{odchylka} = \frac{\Delta Q_{\text{celk}}}{Q_{\text{návrh}}} = \frac{72,74}{78472,59} \cdot 100 = 0,093 \% \quad (10.10)$$

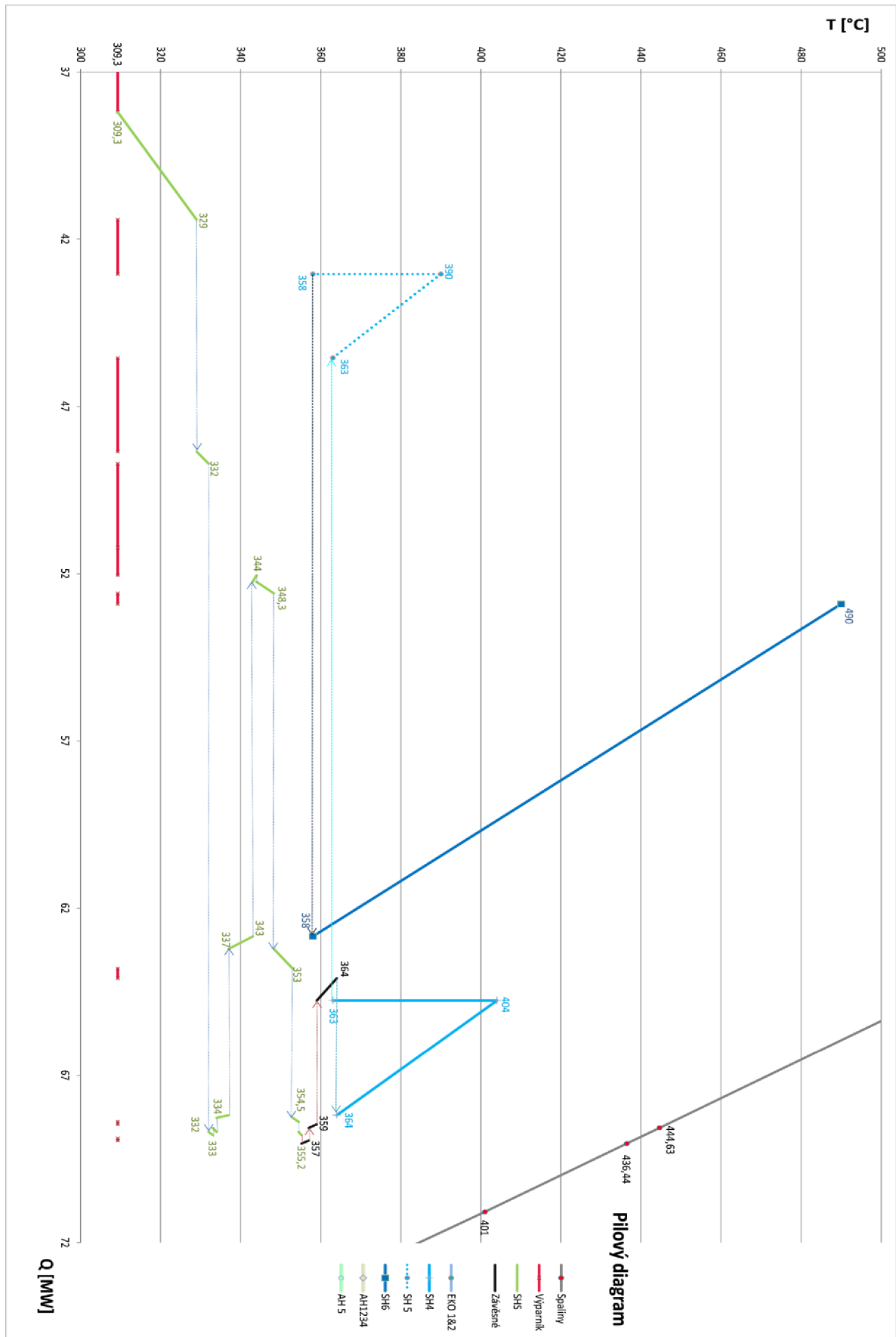
Odchylka je menší než 0,5 %, takže lze konstatovat, že konstrukce a tepelný výpočet odpovídá zadaným parametrům.

10.5 Pilový Q-T diagram

Na základě vypočtených teplot médií a výkonů jednotlivých ploch mohl být sestaven pilový T-Q diagram. Zde byl výkon potřebný ke kompenzaci nedohřevu (194 → 309,3 °C) zobrazen jako konstanta. Ve skutečnosti jde o lineární průběh, ale je obtížné určit, ve které části výparníku dochází k dohřátí vody z 194 °C na 309,3 °C – proto bylo vybráno toto zobrazení. Teploty médií v jednotlivých částech stěnového přehříváku a závěsných trubkách byly určeny pomocí programu Power Plant Simulator&Designer Software.



Obrázek 38 Pilový diagram



Obrázek 39 Detail vedlejších ploch

Závěr

Hlavní cíl této diplomové práce byl návrh roštového kotle na biomasu. Dále byl proveden tepelný výpočet a rozměrový návrh, aby bylo dosaženo výstupu v podobě přehřáté páry o jmenovitém průtoku 96,4 t/hod, teplotě 490 °C a tlaku 81 bar.

Po provedení stechiometrických výpočtů a zvolení přebytků vzduchu v traktech kotle byly stanoveny entalpie produktů spalin a spalovacích vzduchů. Následně došlo k vyčíslení jednotlivých ztrát kotle a účinnosti, která činí 90,48 %, a skutečného množství spáleného paliva za sekundu. Poté následovalo umístění jednotlivých teplosměnných ploch v kotli a návrh jejich tepelného výkonu ze strany pracovního média voda/pára.

Dalším krokem byl návrh a tepelný výpočet spalovací komory a jednotlivých teplosměnných ploch. Spalovací komora je tvořena membránovými stěnami a teplota na výstupu z ohniště je 892,5 °C. Na začátku 2. tahu najdeme deskový přehřívák, před ním a za ním se nachází regulační vstříky napájecí vody, třetí tah obsahuje konvekční přehříváky. První tři tahy kotle jsou ukončeny kotlovými mřížemi (dvě výparníkové, jedna přehříváková). Za třetí kotlovou mříží pokračuje čtvrtý tah kotle v podobě plechového kanálu, ve kterém je umístěn poslední stupeň ohříváku sekundárního vzduchu a oba ekonomizéry. Zároveň je v jeho vrchní části ponechán volný prostor pro budoucí systém snižování nežádoucích emisí dusíkatých látek. V posledním, pátém tahu se nachází čtyři balíky ohříváku vzduchu a dvě místa s přísáváním vzduchu. Z tohoto tahu jdou spaliny do odlučovačů škodlivin.

Skutečná teplota spalin na výstupu z kotle činí 146,97 °C, což je dostatečná rezerva nad teplotou rosného bodu vodní páry a síry obsažené ve spalinách. Zároveň je tato hodnota velmi blízká předběžně zvolené (145 °C) v kapitole 4.2 – rozdíl je minimální, necelé 2 °C. Celkový konstrukční výkon kotle činí:

$$Q_C^{skut} = 78545,33 \text{ kW.}$$

Za jediné mírné negativum bych označil vypočtený výkon stěnového přehříváku SHS, který je o přibližně 38 kW větší než navržený, což je stále přijatelná odchylka 0,68 %. Obvykle je tolerována odchylka < 2%. Je to zřejmě způsobeno obtížností výpočtu, protože jeho plochy zasahují do tří tahů kotle.

Jak již bylo zmíněno v úvodu, v současnosti je poptávka po zařízeních spalujících biomasu a průmyslové odpady. Zatímco tvorba fosilních paliv jako uhlí a ropy zabere miliony roků, stromy vyrostou v řádu jednotek, maximálně nižších desítek let. Proto je i přes produkci uhlíkových emisí biomasa považována za obnovitelný zdroj. Je samozřejmě otázka, jestli tyto názory zůstanou stejné i v následujících letech.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [2] DOLEŽAL, Richard a kolektiv. *Kotle a spalovací zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965.
- [3] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2019. ISBN 978-80-214-5769-0
- [4] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.
- [5] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [6] Vlastnosti vzduchu. https://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html [online]. b.r. [cit. 2020-04-18]. Dostupné z: <https://www.engineeringtoolbox.com/>

Seznam obrázků

Obrázek 1 Fáze spalování paliva na roštu [3]	16
Obrázek 2 Hlavní části roštového ohniště [3]	16
Obrázek 3 Stupňovitý rošt [3]	17
Obrázek 4 Vratisuvný rošt kaskádovitý (nahore) a typu Martin [3]	18
Obrázek 5 I-t diagram spalin pro zadané palivo	25
Obrázek 6 Schéma kotle	31
Obrázek 7 Bilance vstříku 2	33
Obrázek 8 Bilance vstříku 1	34
Obrázek 9 Schéma spalovací komory (horní pohled)	41
Obrázek 10 Schéma spalovací komory	42
Obrázek 11 Uspořádání trubek v mříži	48
Obrázek 12 Teplotní spád mříže 1	53
Obrázek 13 Schéma II. tahu a začátku III. tahu	56
Obrázek 14 Zjednodušené schéma deskového přehříváku SH5	57
Obrázek 15 Teplotní spády deskového přehříváku SH5	63
Obrázek 16 Schéma vedlejších ploch v horní části II. tahu	64
Obrázek 17 Umístění a rozměry kavity T2	65
Obrázek 18 Teplotní spády v kavitě T2	70
Obrázek 19 Teplotní spády mříže 2	75
Obrázek 20 Schéma 3. tahu	77
Obrázek 21 Rozměry exponované oblasti	78
Obrázek 22 Teplotní spády ve spodní části 3. tahu	83
Obrázek 23 Boční pohled na balík přehříváku SH6	84
Obrázek 24 Přední zjednodušený pohled na SH6	85
Obrázek 25 Teplotní spád SH6	90
Obrázek 26 Detail ZT pod přehřívákem 6	91
Obrázek 27 Schéma SH4	93
Obrázek 28 Teplotní spády SH4	98
Obrázek 29 Vrchní oblast 3. tahu	100
Obrázek 30 Teplotní spády mříže 3	105
Obrázek 31 Schéma 4. tahu	107
Obrázek 32 Schéma ohříváku AH5	108
Obrázek 33 Teplotní spády AH5	113
Obrázek 34 Teplotní spády EKO 2	119
Obrázek 35 Teplotní spády EKO 1	124
Obrázek 36 Schéma tahu 5	127
Obrázek 37 Teplotní spády AH 2, 3, 4	132
Obrázek 38 Teplotní spády AH 1	139
Obrázek 39 Pilový diagram	144
Obrázek 40 Detail vedlejších ploch	145

Seznam tabulek

Tabulka 1 Zadané hodnoty	19
Tabulka 2 Prvkový obsah v palivu	20
Tabulka 3 Zvolené přebytky vzduchu	22
Tabulka 4 Měrné entalpie [kJ/kg] některých složek spalin v závislosti na teplotě [5].....	23
Tabulka 5 Hodnoty entalpií vzduchu a spalin v závislosti na teplotě a pro různé přebytky vzduchu [kJ/kg]	24
Tabulka 6 Fyzikální vlastnosti spalin při vlhkosti 22,34 %	25
Tabulka 7 Bilance popele v kotli	27
Tabulka 8 Tlakové ztráty jednotlivých teplosměnných ploch.....	32
Tabulka 9 Bilance teplosměnných ploch – přehled.....	39
Tabulka 10 Základní rozměry spalovací komory	41
Tabulka 11 Parametry mříže 1.....	49
Tabulka 12 Parametry deskového přehřívačku SH5	55
Tabulka 13 Rozměry oblasti.....	64
Tabulka 14 Hlavní rozměry kavity T2	66
Tabulka 15 Parametry mříže 2.....	71
Tabulka 16 Vlastnosti přehřívačku SH6	85
Tabulka 17 Vlastnosti přehřívačku SH4	93
Tabulka 18 Parametry mříže 3.....	100
Tabulka 19 Vlastnosti ohřívačku vzduchu AH5	108
Tabulka 20 Vlastnosti EKA 2.....	115
Tabulka 21 Vlastnosti EKO 1.....	120
Tabulka 22 Vlastnosti ohřívačků vzduchu 2, 3, 4	126
Tabulka 23 Vlastnosti ohřívačku AH 1	134
Tabulka 24 Porovnání výkonů.....	143

Seznam použitých symbolů a zkratek

<u>Symbol/zkratka</u>	<u>Jednotka</u>	<u>Význam</u>
α	–	součinitel přebytku vzduchu
α_1	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_2	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla ze strany média uvnitř trubky
α_k	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla konvekci
α_s	$W/m^2 \cdot K$	součinitel přestupu tepla sáláním
$\Delta\alpha$	–	rozdíl součinitele přebytku vzduchu, přísávání
$\Delta\beta_{OVZ}$	–	součinitel přebytku vzduchu před spalovací komorou
Δ	–	delta = rozdíl
ε	–	součinitel zanesení
η_k	–; %	účinnost
$\theta_{\bar{0}}$	–	poměrná teplota spalin
ϑ_0	$^{\circ}C$	teplota spalin na konci ohniště
ϑ_a	$^{\circ}C$	adiabatická teplota spalování
λ	$W/m \cdot K$	součinitel tepelné vodivosti
μ	g/m^3	střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách
ν	m^2/s	kinematická viskozita
ζ	–	součinitel využití plochy
π	–	Ludolfovo číslo
ρ	kg/m^3	hustota
σ_1	–	poměrná příčná rozteč
σ_2	–	poměrná podélná rozteč
φ	–	součinitel uchování tepla
χ_1	–	součinitel druhu paliva
χ_2	–	součinitel způsobu spalování
ψ	–	součinitel pro výpočet teplotního spádu křížového proudění
ψ	–	součinitel tepelné efektivity
ω	–; %	objemový obsah
ω	–	součinitel omývání plochy spalinami
A^r	%	obsah popela v původním stavu paliva
A, B, C	m	rozměry deskového přehříváku
a_T, b_T	m	rozměry tahu (spalinového kanálu)
a	–	stupeň černosti zaprášeného proudu spalin
a_0	–	stupeň černosti ohniště
a_{pl}	–	stupeň černosti plamene
a_{st}	–	stupeň černosti povrchu stěn
A^r	–	obsah popela v palivu
Bo		Boltzmannovo číslo
c_i	kJ/kg	měrné teplo paliva

C_S	—	opravný koeficient na uspořádání svazku
C_t	—	opravný koeficient pro vztah teploty proudu a stěny
C_Z	—	opravný koeficient na podélný počet řad
$C_{pr}; C_{ul}$	%	procento hořlaviny v propadu; úletu
D	m	vnější průměr
d	m	vnitřní průměr; střední efektivní průměr částecek popílku
d_e	m	ekvivalentní průměr
F_{sp}	m ²	průtočný průřez proudění spalin (světlý průřez)
F_{st}	m ²	povrch stěn ohniště
f	—	součinitel zohledňující vliv vlhkosti a tlaku vzduchu
i	kJ/kg	entalpie vody / páry
i_p	kJ/kg	fyzické teplo paliva
$I_{in} I_{out}$	kJ/kg	entalpie na vstupu entalpie na výstupu oblasti
$I_{SP_{min}}$	kJ/kg	entalpie stechiometrického množství spalin (při $\alpha = 1$)
I_u	kJ/kg	teplo uvolněné ve spalovací komoře
$I_{SP} I_{vz}$	kJ/kg	entalpie spalin entalpie vzduchu
I_{vz}	kJ/kg	entalpie vzduchu
$I_{vz_{min}}$	kJ/kg	entalpie stechiometrického množství vzduchu (při $\alpha = 1$)
k	W/m ² · K	součinitel prostupu tepla
k	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání vlivem tříatomových plynů
$k_p \cdot \mu$	1/m · MPa	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$L; l$	m	délka
$mgCO$	mg/m ³	emisní limit oxidu uhelnatého
M	—	součinitel poměrné výšky maximální teploty plamene
M_{pal}	kg/s	množství paliva přivedeného do kotle
$M_p M_v$	kg/s; t/h	hmotnostní průtok páry vody
M_{pp}	kg/s; t/h	parní výkon kotle
M_{pv}	kg/s	množství paliva skutečně spáleného
M_{vs}	kg/s; t/h	hmotnostní množství vstřiku
n_d	—	počet desek
$n_{ř}$	—	počet řad
n_t	—	počet trubek v řadě
n_{tr}	—	celkový počet trubek
O_{SP}	m ³ /kg	skutečný objem vlhkých spalin ze spálení 1 kg paliva
$O_{SP/s}$	m ³ /s	objemový průtok vlhkých spalin
$O_{O_2_{min}}$	m ³ /kg	minimální objem O ₂ potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{H_2O}^{SP}$	m ³ /kg	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$O_{SP_{min}}^S$	m ³ /kg	minimální objem suchých spalin vzniklých z 1 kg paliva
O_{vIVZ}	m ³ /kg	skutečný objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{vz_{min}}^S$	m ³ /kg	min. objem suchého vzduchu potřebný pro dok. spálení 1 kg paliva:
$\frac{O_{SP} \cdot c}{O_{SP_{min}}^{vl}}$	kJ/kg · K	střední celkové měrné teplo spalin
$O_{SP_{min}}^{vl}$	m ³ /kg	minimální objem vlhkých spalin z 1 kg paliva
$O_{vz_{min}}^{vl}$	m ³ /kg	minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{H_2O}^{vz}$	m ³ /kg	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu
O_X	m ³ /kg	objem určité složky ve spalinách
p	Pa; bar	tlak

p_{sp}	Pa; bar	parciální tlak tříatomových plynů
Pr	—	Prandtlovo číslo
Q	kJ/kg	teplo
Q	kW; kJ/s	tepelný výkon = tepelný tok
q	kW/m ²	tepelný tok oblastí
Q_i^r	kJ/kg	výhřevnost paliva
q_s	kW/m ²	průřezové zatížení ohniště
Q_{SP}	kW; kJ/s	teplo odevzdané spaliny teplosměnné ploše (příkon od spalin)
q_V	kW/m ³	objemové zatížení ohniště
$Q^{náv}$	kW	navržený výkon
Q^{skut}	kW	skutečný vypočítaný výkon
Q_p^p	kJ/kg	teplo přivedené do kotle
Q_V	kW	výrobní teplo páry
R	m	plocha hořící vrstvy paliva na roštu
r_{sp}	—	objemová část tříatomových plynů
S	m ²	teplosměnná plocha; povrch; průřez
S_0	m ²	návrhová plocha ohniště
S_r	m ²	návrhová plocha roštu
s	m	účinná tloušťka sálavé vrstvy
s_1	m	příčná rozteč
s_2	m	podélná rozteč
\check{s}	m	šířka
\check{s}_d	m	šířka desky
T / t	°C; K	teplota spalin teplota média v trubkách (voda, pára, vzduch)
$\bar{T}; \bar{t}$	°C; K	střední teplota
ΔT	°C; K	teplotní rozdíl
ΔT_{ln}	°C; K	logaritmický teplotní spád
T_{in} / T_{out}	°C; K	teplota média na vstupu na výstupu oblastí
Δt_{NED}	°C; K	nedohřev
t_{RB}	°C; K	teplota rosného bodu
T_z	°C; K	teplota zaneseného povrchu stěn
tl	m	tloušťka stěny trubky
V / V_0	m ³	objem aktivní objem ohniště
v	m	výška
v	m ³ /kg	měrný objem páry
w	m/s	rychlost proudění média
W_r	%	obsah celkové vody
x	—	úhlový součinitel osálení
x_0	m	výška maximální teploty plamene
X^{daf}	%	obsah daného prvku v hořlavině paliva
X^r	%	obsah daného prvku v původním stavu paliva
$X_{pr; ul}$	%	procento popela v propadu; úletu
$X_{H_2O}^{SP}$	%	obsah vodní páry ve vlhkých spalinách
z_c	—; %	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích = mechanický nedopal
z_f	—; %	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
z_{ch}	—; %	ztráta hořlavinou ve spalinách = chemický nedopal
z_k	—; %	ztráta citelným teplem spalin = komínová ztráta

Z_{rez}	–; %	ztráta nepočitatelná a rezerva
Z_s	–; %	ztráta sáláním
AH		ohřívák vzduchu (z angl. air heater)
Ar		argon
bok		boční stěna
C		uhlík
celk		celkové
Cl		chlor
CO		oxid uhelnatý
CO ₂		oxid uhličitý
EKO		ekonomizér
H		vodík
H ₂ O		voda; pára; vlhkost
in		hodnota na vstupu
KAV		kavita (prázdný prostor s membránovými stěnami jako jedinou teplo-směnnou plochou)
KT2		kavita v tahu 2
KT3		kavita v tahu 3
max		maximum; maximální
min		minimum; minimální
N		dušík
náv		návrhová hodnota
nv		napájecí voda
O		kyslík
out		hodnota na výstupu
p		pára
pp		přehřátá pára
před; zad		přední; zadní
řad		v řadě
S		síra
SH		přehřívák (z angl. superheater)
SHS		stěnový přehřívák
skut		skutečná hodnota (vypočítaná)
SO ₂		oxid siřičitý
SP		spaliny
stř		střední hodnota
tr		trubka, trubky
T _x		tah kotle
v		voda
vs		vstřík
VYP		výparník
vz		vzduch
ZT		závěsné trubky