



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Návrh elektrárenského parního kotle Design of a power plant steam boiler

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.

Bc. Jindřich Pokorný

Praha 2020

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. s použitím literatury uvedené na konci této práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Jindřich Pokorný

Anotační list

Jméno autora:	Jindřich Pokorný
Název DP:	Návrh elektrárenského parního kotle
Anglický název:	Design of a power plant steam boiler
Akademický rok:	2019/2020
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí DP:	doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Konzultant:	doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 168 Počet obrázků: 11 Počet tabulek: 3 Počet grafů: 2 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	Kotel, spalování
Keyword:	Boiler, combustion
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem velkého parního kotle na hnědé uhlí. V úvodní části práce je pojednáváno o návrhu kotle a o obecných konstrukčních řešeních kotlů. V následujících kapitolách je proveden návrh kotle od stechiometrie přes výpočet účinnosti, návrh jednotlivých částí kotle až po celkovou bilanci.
Abstract:	This work deals with a design of a steam boiler using brown coal as fuel. The first part of this work discusses the boiler design and its general structural design solutions. The following chapters include the design itself, comprising stoichiometry, boiler efficiency calculations, design of individual parts and overall energy balance.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za odborné vedení a za jeho čas a trpělivost při konzultacích této práce. Poděkovat bych chtěl také mé rodině, zvláště mému otci za jeho odborné rady během zpracování této práce.

1 Obsah

1	Obsah.....	6
2	Použité značení.....	10
2.1	Horní indexy.....	13
2.2	Dolní indexy.....	13
2.3	Zkratky.....	16
3	Úvod.....	17
3.1	Základní konstrukce a rozdělení kotlů.....	17
3.2	Konstrukční řešení kotlů.....	18
3.3	Příprava paliva pro práškové kotle na hnědé uhlí.....	20
3.4	Zadaný kotel pro tuto práci.....	21
4	Navrhovaný kotel.....	22
4.1	Popis kotle a postup návrhu.....	22
4.2	Zadání.....	24
5	Výpočty paliva a spalin.....	26
5.1	Přepočty paliva.....	26
5.2	Stechiometrické výpočty.....	27
5.3	Bilance vzduchu.....	30
5.4	I-t diagram spalin.....	30
6	Výkon kotle.....	33
6.1	Tlaková ztráta kotle.....	33
6.2	Výkon ostré páry.....	33
6.3	Výkon mezipřehřívání.....	34
6.4	Výkon regulačního MP vstříku.....	34
6.5	Celkový výkon.....	35
7	Ztráty, účinnost kotle a spotřeba paliva.....	36
7.1	Redukovaná výhřevnost.....	36
7.2	Výpočet účinnosti.....	37

7.3	Spotřeba paliva	41
8	Mlecí okruh	43
8.1	Průtoková bilance	43
8.2	Tepelná bilance	45
9	Spalovací komora	49
9.1	Rozměry spalovací komory	49
9.2	Výpočet spalovací komory z hlediska přenosu tepla	54
9.3	Teplota odchozích spalin	60
9.4	Rozdělení tepla z ohniště	60
10	Potřebné výkony	63
10.1	Ohřev napájecí vody	63
10.2	Výparník a přechodník	64
10.3	Přehřátí páry	65
10.4	Mezipřehřátí páry	66
11	Ohřívák vzduchu (OVZ)	67
11.1	Bilance OVZ	67
12	Návrh uspořádání kotle a definice rozměrů	69
12.1	První tah spalin	71
12.2	Vodorovný tah spalin	72
12.3	Druhý tah spalin	72
13	Ekonomizér – vstupní (EKO1)	74
13.1	Bilance EKA1	74
13.2	Konstrukční návrh	75
13.3	Tepelný výpočet	79
13.4	Střední logaritmický teplotní spád	81
13.5	Rovnost výkonů	82
14	Ekonomizér – výstupní (EKO2)	83
14.1	Bilance EKA2	83
14.2	Konstrukční návrh	84
14.3	Tepelný výpočet	87

14.4	Střední logaritmický teplotní spád	89
14.5	Rovnost výkonů.....	89
14.6	Paralelní plochy.....	89
15	Mezipřehřívák – vstupní (MP1)	92
15.1	Bilance MP1	92
15.2	Konstrukční návrh	93
15.3	Tepelný výpočet	97
15.4	Střední logaritmický teplotní spád	100
15.5	Rovnost výkonů.....	101
15.6	Paralelní plochy.....	101
16	Obratový prostor (OP).....	103
16.1	Bilance OP.....	103
16.2	Konstrukční návrh	104
16.3	Tepelný výpočet	107
16.4	Střední teplotní spád.....	112
16.5	Výkon OP.....	112
17	Mezipřehřívák – výstupní (MP2)	113
17.1	Bilance MP2.....	113
17.2	Konstrukční návrh	115
17.3	Tepelný výpočet	118
17.4	Střední logaritmický teplotní spád	121
17.5	Rovnost výkonů.....	121
17.6	Paralelní plochy.....	122
18	Deskový přehřívák páry (DPP)	123
18.1	Bilance DPP	123
18.2	Konstrukční návrh	125
18.3	Tepelný výpočet	128
18.4	Střední teplotní spád.....	133
18.5	Rovnost výkonů.....	133
18.6	Paralelní plochy.....	133
19	Konvekční přehřívák páry (KPP).....	136

19.1	Bilance KPP	136
19.2	Konstrukční návrh	138
19.3	Tepelný výpočet	140
19.4	Střední logaritmičtý teplotní spád	144
19.5	Rovnost výkonů.....	144
19.6	Paralelní plochy.....	144
20	Trubková mříž (TM) – přechodník	147
20.1	Bilance TM.....	147
20.2	Konstrukční návrh	149
20.3	Tepelný výpočet	153
20.4	Střední teplotní spád.....	156
20.5	Výkon TM.....	156
21	Stěnový přehřívák páry (SPP).....	158
21.1	Výkon SPP	158
21.2	Bilance SPP	158
21.3	Střední teplotní spády.....	159
22	Q-t diagram kotle	161
22.1	Konečná bilance kotle	164
23	Závěr.....	165
24	Použitá literatura	167
25	Seznam příloh.....	168
25.1	Příloha 1 - Výkres	168

2 Použité značení

$(O_S c_S)_{sk}$	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi
α	-	Součinitel přebytku spalovacího vzduchu
α	$\text{W/m}^2\text{K}$	Součinitel přestupu tepla
α_N	$\text{W/m}^2\text{K}$	Nomogramový součinitel přestupu tepla konvekcí
β	-	Součinitel přebytku spal. vzduchu (strana vzduchu)
δ	-	Součinitel vyjadřující podíl tepelného toku výstupním oknem a do stěn v místě výstupního okna
ε	-	Součinitel zanesení
η	Pas	Dynamická viskozita
η_k	-	Účinnost kotle
κ_1	-	Součinitel zohledňující koncentraci koksíku v plameni
κ_2	-	Součinitel zohledňující koncentraci koksíku v plameni
λ	W/mK	Měrná tepelná vodivost
μ_{pk}	kg/kg	Koncentrace popela ve spalinách
ν	m^2/s	Kinematická viskozita
ξ	-	Součinitel zanesení stěn ohniště
ξ_{DPP}	-	Součinitel využití plochy deskového přehříváku
ρ	kg/m^3	Hustota
$\rho \cdot w$	$\text{kg/m}^2\text{s}$	Hmotový tok
φ	%	Relativní vlhkost vzduchu
χ_v	-	Součinitel respektující podíl vodní páry připadající na 1 Nm^3 suchého vzduchu
ψ	-	Součinitel tepelné efektivity stěn
ω	-	Součinitel omývání plochy
a	m	Šířka
a	-	Stupeň černosti
A	-	Poměrný obsah popela
b	m	Hloubka
Bo	-	Boltzmannovo číslo
c	m	Výška

c	kJ/kgK	Měrná tepelná kapacita
C	-	Podíl spalitelných látek
C_D	-	Opravný koeficient na průměr trubek
C_f	-	Opravný koeficient na jemnost popílkových částic
c_p	J/kgK	Měrná tepelná kapacita
C_{pvp}	-	Opravný součinitel na podíl vodní páry
C_s	-	Součinitel na uspořádání svazku
C_z	-	Součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu
d	m	Vnitřní průměr
D	m	Vnější průměr
d_e	m	Ekvivalentní průměr
d_{pk}	μm	Střední efektivní průměr částic popílku
f	-	Podíl prchavé hořlaviny v palivu
G_S	kg/kg	Hmotnost spalin
h	m	Výška
i	kJ/kg	Entalpie
i	kJ/Nm ³	Entalpie
I	kJ/kg	Entalpie
k	W/m ² K	Součinitel prostupu tepla
$k \cdot p \cdot s$	-	Optická hustota plamene
k_{kok}	-	Součinitel k_{kok}
$k_p \cdot \mu_{pk}$	-	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$k_S \cdot r_S$	-	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
l	m	Délka
m	kg/s	Hmotnostní průtok
M	kg/s	Hmotnostní průtok
M	-	Součinitel M
m_d	-	Podíl výkonu odsálaného z ohniště k výkonu DPP
m_p	kg/s	Požadovaný hmotnostní průtok admisní páry
m_p^*	kg/s	Hmotnostní průtok páry snížený o regulační vstřík do PP
M_{pal}	kg/s	Skutečný průtok paliva
M_{pv}	kg/s	Výpočtová hodnota průtoku paliva

M_{pv}^*	kg/s	Výpočtová hodnota průtoku paliva respektující zvýšení objemu spalin vlivem 3. recirkulace
$mgCO$	mg/Nm ³	Emisní limit CO
n	-	Počet
O	Nm ³ /kg	Objem vztažený na kg paliva
p	MPa	Tlak
Pr	-	Prandtlovo číslo
p_{S3}	MPa	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách
q	kJ/kg	Teplo
Q	kJ/kg	Teplo
Q	kW	Výkon
Q_i^r	kJ/kg	Výhřevnost paliva v původním vzorku
$Q_{i red}$	kJ/kg	Redukovaná výhřevnost
Q_S^r	kJ/kg	Spalné teplo v původním vzorku
q_S	kW/m ²	Průřezové zatížení ohniště
Q_u	kJ/kg	Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi
q_v	kW/m ³	Objemové zatížení ohniště
r_1	-	Součinitel první recirkulace
r_3	-	Součinitel třetí recirkulace
r_{H_2O}, r_{RO_2}	-	Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách r_S
r_S	-	Celk. objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách
s	m	Účinná tloušťka sálavé vrstvy
S	m ²	Povrch
s_1	m	Příčná rozteč
s_2	m	Podélná rozteč
S_{st}	m ²	Projekční povrch stěn
t	°C	Teplota
t	m	Tloušťka stěny
t_z	°C	Teplota povrchu nánosu na straně spalin
V	m ³	Objem
V	m ³ /s	Objemový průtok
v_S	m ³ /kg	Ventilační výkon mlýna
w	m/s	Rychlost

W	-	Poměrný obsah vody
W_2	-	Vlhkost za mlýnem
x	-	Úhlový součinitel osálení
X	-	Podíl popela
x_S výp	-	Podíl účinné sálavé plochy stěn ohniště, kterou zaujímá výparník
y_h	-	Součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště
z_1	-	Počet trubek v řezu v daném směru
z_2	-	Počet trubek v řezu v daném směru
Z_c	-	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{CO}	-	Ztráta chemickým nedopalem
Z_f	-	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_k	-	Ztráta komínová
Z_{sv}	-	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

2.1 Horní indexy

α	Při daném přebytku vzduchu
d	Bezvodný stav
daf	Hořlavina paliva
ml	Mlecí okruh
p	Při daném tlaku
r	Původní vzorek
r_1	1. recirkulace
r_3	3. recirkulace
S	Spaliny
sk	Spalovací komora
t	Při dané teplotě
V	Vzduch

2.2 Dolní indexy

1	Vstup
---	-------

1°	Primární
2	Výstup
2°	Sekundární
<i>Ar</i>	Argon
CO_2	Oxid uhličitý
<i>celk</i>	Celková hodnota
<i>cz</i>	Cizí zdroj
<i>DPP</i>	Deskový přehřívák páry
<i>EKO</i>	Ekonomizéry
<i>EKO1</i>	Vstupní ekonomizér
<i>EKO2</i>	Výstupní ekonomizér
<i>h</i>	Hořáky
H_2O	Voda
<i>k</i>	Stav za kotlem
<i>KPP</i>	Konvekční přehřívák páry
<i>ln</i>	Logaritmický
<i>min</i>	Minimální hodnota
<i>ml</i>	Mlecí okruh
<i>mp</i>	Mezipřehřátá (přihřátá) pára
<i>MP</i>	Mezipřehříváky páry
<i>MP1</i>	Vstupní mezipřehřívák
<i>MP2</i>	Výstupní mezipřehřívák
<i>nos</i>	Nos spalovací komory (část přechodníku)
<i>np</i>	Nechlazený plamen
<i>nv</i>	Napájecí voda
N_2	Dusík
<i>ok</i>	Spalovací komora – výstup
<i>OP</i>	Obratový prostor
<i>OVZ</i>	Ohřívák vzduchu
<i>p</i>	Pára
<i>par</i>	Paralelní
<i>pl</i>	Plamen
<i>pod</i>	Podélné

<i>pop</i>	Popílek
<i>pp</i>	Přehřátá pára
<i>PP</i>	Přehříváky páry
<i>přech</i>	Přechodník
<i>příč</i>	Příčné
<i>pv</i>	Palivo
<i>r</i>	Propad
<i>r₁</i>	1. recirkulace
<i>r₃</i>	3. recirkulace
<i>s</i>	Škvára
<i>S</i>	Spaliny
<i>sál</i>	Sálání
<i>sk</i>	Spalovací komora
<i>SO₂</i>	Oxid siřičitý
<i>SS</i>	Spaliny suché
<i>st</i>	Stěny
<i>ST</i>	Středotlaká část
<i>stř</i>	Střední
<i>su</i>	Sušina
<i>SV</i>	Spaliny vlhké
<i>tr</i>	Trubky
<i>TM</i>	Trubková mříž (přechodník)
<i>TM2</i>	Trubková mříž 2 (součást OP)
<i>ú</i>	Úlet
<i>ús</i>	Účinná sálavá
<i>V</i>	Vzduch
<i>var</i>	Varnice
<i>vo</i>	Výstupní okno
<i>vp</i>	Vratná pára
<i>VS</i>	Vzduch suchý
<i>VT</i>	Vysokotlaká část
<i>VV</i>	Vzduch vlhký
<i>výs</i>	Výsypka

<i>výp</i>	Výparník
<i>výp + přech</i>	Výparník a přechodník
<i>w</i>	Voda
<i>z</i>	Ztrátový
<i>záv</i>	Závěsy

2.3 Zkratky

DPP	Deskový přehřívák páry
EKO	Ekonomizéry
EKO1	Vstupní ekonomizér
EKO2	Výstupní ekonomizér
KPP	Konvekční přehřívák páry
MP	Mezipřehříváky páry
MP1	Vstupní mezipřehřívák
MP2	Výstupní mezipřehřívák
OP	Obratový prostor
OVZ	Ohřívák vzduchu
PP	Přehříváky páry
SPP	Stěnový přehřívák páry
ST	Středotlaký
TM	Přechodník (trubková mříž)
TM2	Druhá trubková mříž (součást OP)
VT	Vysokotlaký

3 Úvod

3.1 Základní konstrukce a rozdělení kotlů

Kotel je zařízení přeměňující chemickou energii v palivu na tepelnou energii, která je pomocí teplosměnných ploch dodávána pracovnímu médiu v elektrárenském cyklu. Nejběžnějším médiem pro přenos energie paliva na využitelnou formu energie je voda/pára.

Konstrukce parního elektrárenského kotle může být řešena několika způsoby, obecně by měl vždy obsahovat tyto části [1, str. 6]:

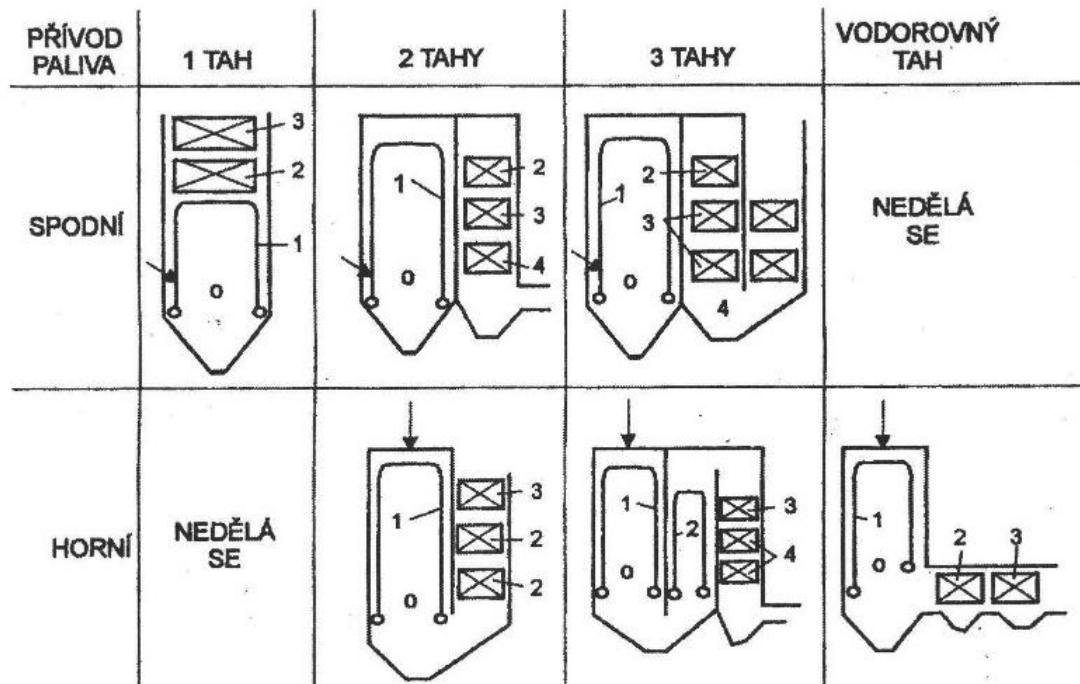
- prostor pro spalování paliva – ohniště – může být řešeno jako roštové, granulační, výtavné, fluidní atd.,
- přípravu paliva – záleží na použitém palivu, v uhelném granulačním kotli například mlecí okruh pro mletí uhlí na prášek,
- ohřev vzduchu – vzhledem ke zvýšení účinnosti kotle je obecně prováděn ohřev spalovacího vzduchu v poslední výhřevné ploše – ohřívák vzduchu, dochází zde k přenosu tepla z odchozích spalin zpět do spalovací komory,
- výhřevné plochy – výměníky tepla různých konstrukcí dle daných podmínek, slouží k ohřevu vody/páry či k přeměně vody na páru (výparník, příp. také přechodník), slouží také k chlazení materiálu ve vysokých teplotách spalin,
- odvod spalin – zahrnuje spalinové ventilátory a odlučovače tuhých částic,
- odvod popela – u tuhých paliv je potřeba zajistit odvod tuhých zbytků po spalování z ohniště.

Dělit kotle obecně jde dle mnoha kritérií. Například dle využití tepla na elektrárenské, teplárenské, kotle pro vytopny, kotle na odpadní teplo atd. Další rozdělení kotlů jsou například: dle paliva, dle typu ohniště, dle pracovního média, dle tlaku pracovní látky, dle způsobu nasazení (špičkové, pološpičkové, základní zatížení). [1, str. 6]

Rozdělení kotlů dle konstrukce, případně konstrukce jednotlivých částí, představuje zajímavou kapitolu efektivního řešení přenosu tepla a také nabízí pohled do historie vývoje kotlů.

3.2 Konstrukční řešení kotlů

Výhřevné plochy jsou z pohledu proudu spalin řazeny zpravidla v pořadí: výparník – přehřívák – ohřívák vody – ohřívák vzduchu. Existuje několik užívaných uspořádání těchto ploch do proudu spalin. Část kotle, kde spaliny proudí jedním směrem (většinou svisle) se nazývá tah kotle. Schéma užívaných uspořádání výhřevných ploch v jednotlivých tazích kotle je znázorněno na Obrázku 1.



o-ohniště, 1-výparník, 2-přehřívák páry, 3-ohřívák vody (EKO), ohřívák vzduchu (LUVO)

Obrázek 1: Schéma kotlů s různým počtem spalinových tahů [2, str. 10]

Kromě počtu tahů se dají kotle rozdělit také například dle řešení výparníku. Toto základní konstrukční dělení charakterizuje místo vypařování v kotli a rozhodnutí konstruktéra o volbě typu výparníku je pochopitelně ovlivněno vstupními parametry návrhu.

U kotlů bubnových probíhá změna skupenství v bubnu, kam proudí horká voda z ekonomizéru a parovodní směs z výparníku. Buben slouží jako separátor vody a páry. Voda proudí z bubnu do výparníku a separovaná pára odchází z bubnu do přehříváků. Tento oběh vody a páry výparníkem je u bubnových kotlů charakterizován tzv. oběhovým číslem. Oběhové číslo vyjadřuje poměr odtékající vody z bubnu do výparníku k parnímu výkonu

kotle. [3, str. 55] Během provozu kotle se se změnou provozních režimů kotle pochopitelně hýbe i oběhové číslo.

3.2.1 Výparník průtočných kotlů

Tato práce se zabývá návrhem průtočného kotle, a proto bude zbytek této podkapitoly věnován rozdělení a koncepci průtočných kotlů. Koncepce průtočného kotle je následující. Zjednodušeně si lze představit jedinou trubku, která prochází všemi partiemi kotle. V této trubce probíhá nejdříve ohřev vody v ekonomizéru, poté var vody ve výparníku a nakonec přehřátí páry v přehříváku. Průtočný kotel nemá žádný separátor vody a páry a žádný výparníkový oběh. Pokud bychom chtěli charakterizovat průtočný kotel pomocí oběhového čísla, zjistíme, že všechny průtočné kotle mají stejné oběhové číslo, rovno 1. [4, str. 50]

V průtočném kotli tedy není dáno místo vypařování, jako tomu bylo v případě bubnového kotle. Mluvíme o pohyblivém konci vypařování, který se posouvá s výkonem kotle. Výhodou průtočného kotle oproti bubnovému je především absence bubnu, která znamená nižší náklady při konstrukci kotle, dále díky nižší akumulaci média dokážou rychleji reagovat na změnu provozního režimu. Další výhodou je možnost použití při velmi vysokém a nadkritickém tlaku, na což bubnové kotle použít nejdou. [5]

Mezi nevýhody průtočných kotlů oproti bubnovým patří mj. hlavně vyšší nároky na kvalitu napájecí vody – demineralizované vody. V současnosti je již úprava napájecí vody na vysoké úrovni, ale před zavedením demineralizace vody byl toto velký problém. Vývoj výparníků průtočných kotlů vedl ke vzniku tří typů výparníků průtočných kotlů – Bensonova, Sulzerova a Ramzinova. [4, str. 51] [5]

Ve výparníku typu Benson probíhá konec vypařování v přechodníku, do kterého vstupuje parovodní směs s vlhkostí přibližně 20% a výstupní pára se volí s přehřátím asi 20°C nad mez sytosti. [1, str. 150] Přechodník se umísťuje do konvekčního tahu spalin, kde mají spaliny již nižší teplotu, plocha přechodníku pak vychází velká, takže soli se usazují na velké ploše a jejich tloušťka roste pomalu. [4, str. 51] V dnešní době je úprava vody na tak vysoké úrovni, že toto umístění přechodníku je neopodstatněné. [1, str. 149] Pro Bensonův výparník jsou typické sériově zapojené sekce svislých trubek, kde každá sekce má vlastní vstupní a výstupní komoru. [5]

U Sulzerova výparníku probíhá konec vypařování v odlučovací nádobě. Tento typ výparníku má tedy pevný bod vypařování. Z výparníku vystupuje mokrá pára o vlhkosti asi 4 až 5%. Do této vlhkosti je soustředěna většina solí se z nádoby odvádí jako odluh kotle. Pro tento výparník jsou typické meandrovitě vinuté pásy, které jsou tvořeny vedle sebe řazenými trubkami většího průměru. [4, str. 51, 52]

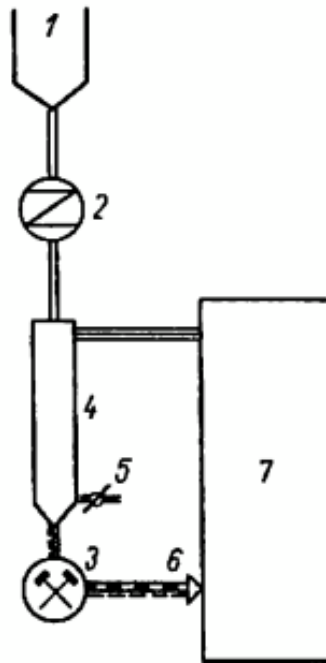
Kotle s výparníkem typu Ramzin se stavěly jak s odlučovací nádobou, tak s přechodníkem. Typický je zde šroubovitě vinutý výparník. Pro kotle velkých výkonů se provádí šroubovitě vinutí jako dvouchodý závit. Kotel má tedy dvě paralelní větve, samostatně regulovatelné. [4, str. 52] [5]

Moderní kotle jsou navrhovány jako modifikace těchto typů kotlů a uvedené rozdělení výparníků již není tak striktní. Od prvních patentů uběhlo již téměř století (první byl Bensonův výparník v roce 1922) a moderní průtočné kotle jsou navrhovány dle dnešních požadavků a možností. Například konstrukce šroubovitého výparníku u Ramzinova provedení je složitá, a proto i drahá. [6, str. 17, 18]

3.3 Příprava paliva pro práškové kotle na hnědé uhlí

Příprava paliva pro práškové uhelné kotle zahrnuje především rozemletí uhlí na požadovanou jemnost a současné sušení paliva, aby doba vzněcování prášku byla co nejnižší. Sušicím médiem může být horký vzduch z ohříváku vzduchu, spaliny odebírané v koncové části spalovací komory nebo směs vzduchu a spalin. Vzduch, který je použit pro sušení uhlí se nazývá primární vzduch a do spalovací komory vstupuje společně s palivem. [1, str. 69] [7]

Pro práškové spalování hnědé uhlí jsou dnes nejrozšířenější uzavřené mlecí okruhy s přímým foukáním prášku do hořáku. Výhodou tohoto typu mlecího okruhu je jeho jednoduchost, menší obestavěný prostor a nižší investiční náklady. Pro uhlí s obsahem vody nad 35% je běžně používáno sušení spalinami v mlecím okruhu s tzv. samonasávacími ventilátorovými mlýny – Obrázek 2. [1, str. 69] [8, str. 348]



Obrázek 2: Mlecí okruh se samonasávacím mlýnem [8, str. 347]

1 – zásobník surového uhlí, 2 – podavač surového uhlí, 3 – mlýn, 4 – suška, 5 – regulační klapka, 6 – hořáky, 7 – ohniště

3.4 Zadaný kotel pro tuto práci

Na základě informací uvedených v rešerši je definováno zadání kotle. Vzhledem k vysokému požadovanému tlaku admisní páry je použit průtočný kotel. Příprava hnědého uhlí ke spalování je zajišťována výše popsaným mlecím okruhem s přímým foukáním do ohniště a s ventilátorovými mlýny. Podrobnější definice uspořádání kotle je uvedena samostatně v následující kapitole pojednávající o řešení navrhovaného kotle. Další informace týkající se jednotlivých částí kotle jsou vždy uvedeny na začátku příslušné kapitoly.

4 Navrhovaný kotel

4.1 Popis kotle a postup návrhu

Cílem této práce je provést projekční návrh elektrárenského kotle spalující hnědé uhlí. Jedná se o průtočný kotel s granulačním ohništěm a ventilátorovými mlýny. Kotel má při jmenovitém výkonu zajišťovat dodávku páry o zadaných parametrech (níže). Kotel zajišťuje také přehřívání (mezipřehřívání) vratné páry z vysokotlakého dílu turbíny. Pára je v kotli regulována jak na přehřátí, tak na mezipřehřátí. Dosažení parametrů admisní páry je docíleno dvěma ekonomizéry (EKO1, EKO2), výparníkem, přechodníkem a třemi přehříváky – stěnovým (SPP), deskovým (DPP) a konvekčním (KPP). Mezipřehřátí zajišťují dva konvekční výměníky (mezipřehříváky) – MP1 a MP2. Výparník je typu Ramzin s vneseným přechodníkem do konvekčního tahu spalin, jehož výstupní část tvoří trubkovou mříž na vstupu do vodorovného tahu spalin. Ohřívák vzduchu (OVZ) je typu Ljungström.

Výhřevné plochy voda/pára – spalin jsou navrženy konstrukčně dle tepelného výpočtu. Při volbě rozměrů jednotlivých výměníků na základě jejich požadované teplosměnné plochy je respektováno uspořádání těchto výměníků do jednoduchého tvaru kotle. Rozměry prvního tahu spalin jsou v podstatě vázány vypočítanou velikostí spalovací komory. Stěny spalovací komory tvoří výparník, částečně však také stěnový přehřívák. Vypařování je dokončeno v přechodníku. Přechodník je volným pokračováním zadní stěny spalovací komory, která přechází v nos spalovací komory, a proto není ve výpočtech tak striktně oddělen od výparníku. Ohřívák vzduchu a mlecí okruh jsou řešeny pouze bilančně.

Celková bilance kotle se skládá z bilancí jednotlivých výhřevných ploch. Pořadí výhřevných ploch ve směru proudu spalin je následující:

- spalovací komora,
- deskový přehřívák (DPP),
- konvekční přehřívák (KPP),
- trubková mříž (TM),
- výstupní mezipřehřívák (MP2)
- obratový prostor (OP),

- vstupní mezipřehřívák (MP1),
- výstupní ekonomizér (EKO2),
- vstupní ekonomizér (EKO1),
- ohřívák vzduchu (OVZ).

Bilance kotle je provedena z obou směrů – zezadu a zepředu. Výsledkem bilance výhřevné plochy zezadu je vstupní teplota spalin do dané výhřevné plochy. Výsledkem bilance zepředu je výstupní teplota spalin z dané výhřevné plochy. V určitém místě se tyto dva směry střetnou a obě výsledné teploty v tomto místě by měly být s jistou tolerancí stejné. Místo střetu dvou bilančních směrů je v případě této práce hranice mezi trubkovou mříží (TM) a výstupním mezipřehřívákem (MP2).

Zmíněný stěnový přehřívák páry (SPP) netvoří samostatnou výhřevnou plochu. Za stěnový přehřívák považujeme chlazené stěny všech výhřevných ploch kromě EKA1 a OVZ, chlazené závěsy druhého tahu spalin, druhou trubkovou mříž (TM2) a část stěn spalovací komory. Druhá trubková mříž je zahrnuta do výpočtů obrátového prostoru (OP) a tvoří vyústění přední stěny druhého tahu spalin do stropu. Výkon stěnového přehříváku počítáme pomocí tzv. paralelních ploch, které tvoří vedle hlavní výhřevné plochy paralelní výměník tepla spalin – pára. V případě DPP a KPP jsou za paralelní plochy považovány také stěny nosu spalovací komory. Přestup tepla konvekcí na straně spalin pro paralelní plochy je zde zjednodušeně uvažován jako 0,25 násobek přestupu tepla konvekcí hlavní výhřevné plochy.

Odběr spalin pro účely jejich recirkulace je v navrhovaném kotli na dvou místech. Rozlišujeme 1. a 3. recirkulaci. Spaliny 1. recirkulace jsou odebírány na výstupu ze spalovací komory při vysoké teplotě. Účelem 1. recirkulace je použití horkých spalin pro sušení uhlí v mlecím okruhu. 1. recirkulace je záležitostí pouze spalovací komory a průtok spalin ostatními výhřevnými plochami kotle není touto recirkulací ovlivněn.

Spaliny 3. recirkulace jsou odebírány až za ohřívákem vzduchu, tedy za kotlem. Studených spalin 3. recirkulace se využívá pro snížení emisí NO_x v důsledku snížení teploty plamene. 3. recirkulace zvyšuje objem spalin, který prochází celým kotlem, tedy od spalovací komory až po ohřívák vzduchu. Značení 1. a 3. recirkulace je voleno na základě definice dle [1, str. 60]. Méně častá 2. recirkulace spočívá v odběru spalin v konvekčním tahu spalin před odchodem z kotle.

Regulace teploty přehřáté a přihřáté páry je řešena regulačním vstřikem mezi deskový přehřívák a konvekční přehřívák, respektive mezi vstupní mezipřehřívák a výstupní mezipřehřívák. Do přehřáté páry je vstřikována napájecí voda a do přihřáté páry voda z mezistupně napájecí stanice. Množství vstřikované vody je v obou případech uvažováno jako 5% z příslušných průtoků páry.

Celý návrh kotle je proveden dle doporučeného postupu skript doc. Tomáše Dlouhého, CSc. – Výpočty kotlů a spalinových výměníků. V kapitole Použitá literatura je tato publikace uvedena pod číslem 1 a během výpočtu kotle se na ni odkazují s uvedenou stránkou či upřesňujícími informacemi.

4.2 Zadání

Vstupní hodnoty k této práci se skládaly z požadovaných parametrů navrhovaného kotle (Tabulka 1) a zadání složení paliva (Tabulka 2). Pro úspěšný výpočet kotle bylo třeba některé další parametry během výpočtu zvolit, případně odhadnout. Volba těchto parametrů byla provedena na základě konzultací s vedoucím práce nebo dle doporučení zmíněné literatury. Volba jednotlivých parametrů je vždy okomentována v příslušné kapitole.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon kotle	546,9	t/h
Jmenovitá teplota napájecí vody	253	°C
Jmenovitý tlak přehřáté páry	18,1	MPa
Jmenovitá teplota přehřáté páry	575	°C
Jmenovité množství vratné páry	491,54	t/h
Jmenovitá teplota vratné páry	346,9	°C
Jmenovitý tlak vratné páry	3,907	MPa
Maximální tlaková ztráta ST traktu při jmen. výkonu kotle	0,21	MPa
Jmenovitá teplota přihřáté páry	580	°C

Tabulka 1: Zadané parametry kotle

Parametr	Hodnota	Jednotka
Druh paliva	Hnědé uhlí	-
C^{daf}	0,6476	-
H^{daf}	0,0571	-
S^{daf}	0,049	-
N^{daf}	0,0118	-
O^{daf}	0,2345	-
A^d	0,41	-
W^r	0,31	-
Q_i^r	9750	kJ/kg

Tabulka 2: Zadání paliva

5 Výpočty paliva a spalin

Cílem této kapitoly je především provést základní výpočty týkající se paliva a jeho spalování. Na konci kapitoly je sestaven I-t diagram spalin, který je klíčový pro stanovení entalpií a teplot spalin v průběhu návrhu.

5.1 Přepočty paliva

Pro další postup je potřeba získat vyjádření paliva tak, aby co nejvhodněji popisovalo jeho složení a energetický obsah. V podstatě jde jen o výpočet prvkového složení paliva v původním vzorku. Výhřevnost je již známa ze zadání.

Podíl popela v původním vzorku se vypočítá dle vzorce

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r)$$

V našem případě tedy

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0,41 \cdot (1 - 0,31) = 0,2829$$

Jednotlivé složky paliva

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,6476 \cdot (1 - 0,2829 - 0,31) = 0,2636$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0571 \cdot (1 - 0,2829 - 0,31) = 0,02325$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,049 \cdot (1 - 0,2829 - 0,31) = 0,01995$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0118 \cdot (1 - 0,2829 - 0,31) = 0,004804$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,2345 \cdot (1 - 0,2829 - 0,31) = 0,09546$$

Pro úplnost spočítáme také spalné teplo původního vzorku

$$\begin{aligned} Q_s^r &= Q_i^r + 2453 \cdot (W^r + 9 \cdot H^r) = 9750 - 2453 \cdot (0,31 + 9 \cdot 0,02325) = \\ &= 11\,023,62 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

kde konstanta 2453 [kJ/kg] představuje skupenské kondenzační teplo vodní páry.

5.2 Stechiometrické výpočty

Cílem stochiometrických výpočtů je zjištění objemu vzduchu potřebného pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin, které při spalování vznikají. Základem těchto výpočtů jsou chemické reakční rovnice a bilance látkových množství. Stechiometrie vychází ze zjednodušeného modelu dokonalého spalování, který je dostatečně přesný pro účely návrhu kotle.

Základem pro stochiometrické výpočty je prvkové složení paliva v původním stavu. Vypočtené objemy jsou uvedeny pro normální podmínky ($T = 273 \text{ K}$, $p = 101\,325 \text{ Pa}$) na 1 kg spáleného paliva. Jednotka je tedy Nm^3/kg (normální metr krychlový na kilogram). Předpokladem je, že kyslík vázaný v hořlavině paliva se při spalování uvolní a zapojí se do hoření.

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$\begin{aligned} O_{O_2 \min} &= 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) = \\ &= 22,39 \cdot \left(\frac{0,2636}{12,01} + \frac{0,02325}{4,032} + \frac{0,01995}{32,06} - \frac{0,09546}{32} \right) = 0,5677 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

5.2.1 Objem vzduchu

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{0,5677}{0,21} = 2,7034 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Podíl vodní páry připadající na 1 Nm^3 suchého vzduchu se obvykle respektuje součinitelem χ_v ,

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''}$$

kde φ [%] je relativní vlhkost vzduchu, p'' [MPa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu t_v a p_c [MPa] je celkový tlak, který byl zvolen 0,1 MPa. Teplotu t_v volím 20 °C, které odpovídá tlak $p'' = 0,002\,336\,8 \text{ MPa}$. Relativní vlhkost byla zvolena $\varphi = 70 \%$. Těmito hodnotám odpovídají běžné klimatické podmínky, kterým odpovídá součinitel $\chi_v = 1,016$.

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} = 1,016 \cdot 2,7034 = 2,7484 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vodní páry v tomto objemu

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 2,7484 - 2,7034 = 0,04496 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

V praxi se spalování provádí s větším množstvím vzduchu, než jaké vyjadřuje hodnota $O_{VV \min}$. Tato hodnota je čistě teoretická. Při spalování na této hodnotě by docházelo k vysokým nedopalům paliva. [1, str. 40] Proto je potřeba zavést součinitele přebytku spalovacího vzduchu α . Ten vyjadřuje kolikrát více spalovacího vzduchu je skutečně dodáváno do spalování oproti teoretické hodnotě.

Tedy

$$\alpha = \frac{O_{VV}}{O_{VV \min}}$$

kde O_{VV} [Nm^3/kg] je skutečné množství spalovacího vzduchu. Pro případ spalování řešený v této práci byl zadán součinitel přebytku spalovacího vzduchu ve spalovací komoře $\alpha = 1,15$.

Potom

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV \min} = 1,15 \cdot 2,7484 = 3,1607 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

5.2.2 Objem spalin

Objem suchých spalin je dán součtem plynných složek, které při spalování vznikají nebo do spalin přecházejí ze spalovacího vzduchu, bez uvažování vlhkosti.

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar}$$

Objemy jednotlivých složek:

Objem oxidu uhličitého

$$\begin{aligned} O_{CO_2} &= \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,2636 + 0,0003 \cdot 2,7034 = \\ &= 0,4895 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

Objem oxidu siřičitého

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,01995 = 0,01362 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem dusíku

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,004804 + 0,7805 \cdot 2,7034 = \\ = 2,1138 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem argonu a dalších vzácných plynů ze vzduchu

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 2,7034 = 0,02487 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem suchých spalin je pak

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,4895 + 0,01362 + 2,1138 + 0,02487 = \\ = 2,6418 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,02325 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,31 + 0,04496 \\ = 0,6887 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 2,6418 + 0,6887 = 3,3305 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Skutečný objem spalin z 1 kg paliva

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} = 3,3305 + (1,15 - 1) \cdot 2,7484 = 3,7427 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Všechny tyto objemy platí pro normální podmínky a neodpovídají tedy skutečným objemům za reálných podmínek. Pro převod na reálný objem postačí stavová rovnice ideálního plynu.

Proto skutečný objem spalin za reálných podmínek $O_{SV}^{t_s, p_s}$ je pak

$$O_{SV}^{t_s, p_s} = O_{SV} \cdot \frac{273 + t_s}{273} \cdot \frac{0,101325}{p_s}$$

kde t_s [°C] je reálná teplota spalin za kotlem a p_s [MPa] je reálný tlak spalin za kotlem. Korekce objemu na tlak je zanedbatelná, korekce na teplotu je však zásadní. Teplota spalin za kotlem je volena na hodnotu $t_s = 160$ °C. Tlak spalin za kotlem byl volen atmosférický, $p_s = 0,101325$ MPa.

Výsledný objem po korekci je tedy

$$O_{SV}^{t_s, p_s} = O_{SV} \cdot \frac{273 + t_s}{273} \cdot \frac{0,101325}{p_s} = 3,7427 \cdot \frac{273 + 160}{273} \cdot \frac{0,101325}{0,101325} = 5,9362 \text{ m}^3/\text{kg}$$

5.3 Bilance vzduchu

Součinitel přebytku spalovacího vzduchu není ve všech partiích kotle stejný. Před konstrukcí I-t diagramu spalin provedeme výpočet dílčích přebytků vzduchu po přísátí v jednotlivých částí kotle. Hodnoty přísátí byly voleny na základě konzultace.

Volená hodnota přísátí ve spalovací komoře

$$\Delta\alpha_{sk} = 0,05$$

Volená hodnota přísátí v ohříváku vzduchu

$$\Delta\alpha_{OVZ} = 0,1$$

Součinitel přebytku vzduchu ve spal. komoře

$$\alpha = 1,15$$

Součinitel přebytku vzduchu na výstupu ze spal. komory

$$\alpha_{ok} = \alpha + \Delta\alpha_{sk} = 1,15 + 0,05 = 1,2$$

Součinitel přebytku vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu (stav za kotlem)

$$\alpha_k = \alpha_{ok} + \Delta\alpha_{OVZ} = 1,2 + 0,1 = 1,3$$

5.4 I-t diagram spalin

I-t diagram spalin vyjadřuje entalpii spalin v závislosti na jejich teplotě. Konstrukce tohoto diagramu je velmi důležitá pro pozdější odečítání teplot, respektive entalpií. Diagram

je sestaven pro všechny hodnoty přebytků vzduchu spočítaných v předchozím výpočtu bilance vzduchu. Pro zjednodušení pozdějších bilančních vztahů je výhodné jako vztažnou jednotku entalpie brát objem spalin, který vznikne spálením 1 kg paliva. Entalpie spalin pak má jednotku kJ/kg_{paliva}.

Entalpii spalin lze vyjádřit jako součet entalpií jednotlivých složek spalin včetně popílku. Entalpie spalin při teplotě t a s přebytkem spalovacího vzduchu α je pak

$$I_S^{t,\alpha} = I_S^t \min + (\alpha - 1) \cdot I_V^t \min$$

kde $I_S^t \min$ [kJ/kg_{paliva}] je entalpie spalin při přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1$ a $I_V^t \min$ [kJ/kg_{paliva}] je entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t . Tyto dvě entalpie se spočítají podle vztahů

$$I_S^t \min = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + X_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t$$

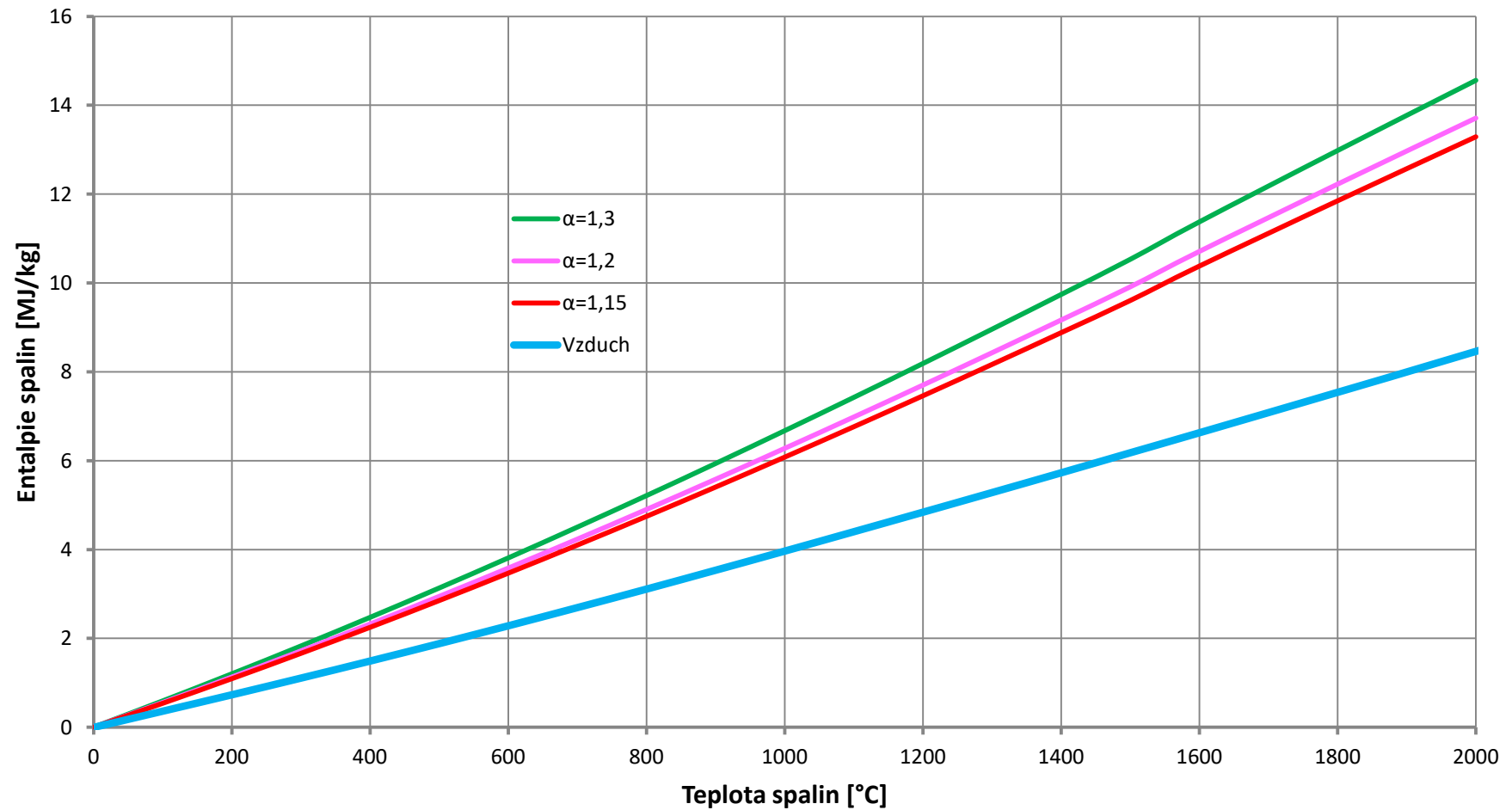
a

$$I_V^t \min = O_{VS \min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t$$

V těchto vztazích jsou entalpie jednotlivých složek vyjádřeny výrazy i_i^t [kJ/Nm³]. Výraz $X_{\dot{u}}$ [-] vyjadřuje poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v palivu A^r , který byl stanoven dle [1, str. 64, tab. 5-2] pro granulační ohniště a ventilátorové mlýny na hodnotu $X_{\dot{u}} = 0,8$. Pro entalpie jednotlivých složek byly použity hodnoty dle [1, str. 45, tab. 4-7].

Nyní máme všechny potřebné hodnoty pro sestavení I-t diagramu spalin.

Entalpie spalin v závislosti na teplotě



Graf 1: I-t diagram spalin

6 Výkon kotle

V této kapitole je přepočítán výkon kotle, který byl zadán jako hmotnostní tok přehřáté, respektive přihřáté páry. Pro následující kapitoly je potřeba znát výkon v jednotkách výkonu, tedy ve Watech. Výkon neboli výrobní teplo páry je daný hmotnostním tokem a rozdílem entalpií vody/páry. Pro výpočty v této práci byly použity vlastnosti vody a páry z volně dostupného programu X Steam.

6.1 Tlaková ztráta kotle

Před odečítání entalpií z vlastností vody a páry je zapotřebí si definovat uvažované tlakové ztráty. Na výstupu přehříváků kotle musí být zajištěn tlak admisní páry 18,1 MPa. Po částečné expanzi se do mezipřehříváků kotle vrací pára o zadaném tlaku 3,907 MPa.

Uvažovaná tlaková ztráta mezipřehříváků je dána zadáním

$\Delta p_{ST} = 0,21 \text{ MPa}$ je uvažovaná tlaková ztráta středotlaké větve kotle

Rozdělení tlakových ztrát ve vysokotlaké větvi kotle je následující

$\Delta p_{VT} = 3 \text{ MPa}$ je celková uvažovaná tlaková ztráta ve vysokotlaké větvi kotle

$\Delta p_{EKO} = 0,8 \text{ MPa}$ je tlaková ztráta připadající na oba ekonomizéry

$\Delta p_{výp+přech} = 1,2 \text{ MPa}$ je tlaková ztráta připadající na výparník a přechodník

$\Delta p_{PP} = 1 \text{ MPa}$ je tlaková ztráta připadající na přehříváky páry

Další dělení tlakových ztrát na jednotlivé „podčásti“ kotle je uvedeno v jejich příslušných kapitolách. Zde jde jen o předběžnou informaci o tom, jak se v této práci uvažovaly tlakové ztráty. V této kapitole si vystačíme s hodnotou Δp_{VT} a Δp_{ST} .

6.2 Výkon ostré páry

Výkon ostré páry je dán hmotnostním průtokem ostré páry a rozdílem entalpií ostré páry a napájecí vody

$$Q_{pp} = \frac{m_{pp}(i_{pp} - i_{nv})}{1000} = \frac{151,92 \cdot (3487,55 - 1100,78)}{1000} = 362,590 \text{ MW}$$

kde m_{pp} [kg/s] je hmotnostní průtok přehřáté páry dle zadání, i_{pp} [kJ/kg] je entalpie přehřáté páry dle zadané teploty 575 °C a zadaného tlaku 18,1 MPa a i_{nv} [kJ/kg] je entalpie napájecí vody dle zadané teploty 253 °C a tlaku admisní páry zvýšeného o tlakovou ztrátu Δp_{VT} , tedy 21,1 MPa.

6.3 Výkon mezipřehřívání

Výkon mezipřehřívání je dán hmotnostním průtokem vratné páry a rozdílem entalpií vratné a přehřáté páry

$$Q_{mp} = \frac{m_{vratná\ pára}(i_{mp} - i_{vratná\ pára})}{1000} = \frac{136,54 \cdot (3631,51 - 3087,77)}{1000} = 74,242 \text{ MW}$$

kde $m_{vratná\ pára}$ [kg/s] je hmotnostní průtok vratné páry dle zadání, i_{mp} [kJ/kg] je entalpie přehřáté páry dle zadané teploty 580 °C a tlaku vratné páry sníženého o Δp_{ST} , tedy 3,697 MPa, a $i_{vratná\ pára}$ [kJ/kg] je entalpie vratné páry dle zadané teploty 346,9 °C a zadaného tlaku 3,907 MPa.

6.4 Výkon regulačního MP vstříku

Mezi dvěma mezipřehříváky je umístěn regulační vstřík. Bere se jako 5% celkového průtoku mezipřehříváky. Odběr regulační vody je umístěn v mezistupni napájecí stanice a parametry vody jsou zadány následovně:

Teplota: $t_{mp\ vstřík} = 185 \text{ °C}$

Tlak: $p_{mp\ vstřík} = 6 \text{ MPa}$

Výkon regulačního vstříku se tedy spočítá jako

$$Q_{mp\ vstřík} = \frac{0,05 \cdot m_{vratná\ pára}(i_{mp} - i_{mp\ vstřík})}{1000} = \frac{0,05 \cdot 136,54 \cdot (3631,51 - 787,70)}{1000} \\ = 19,415 \text{ MW}$$

kde , $i_{mp\ vstřík}$ [kJ/kg] je entalpie vstříkované vody dle zadané teploty a tlaku.

Pozn.: Výkon regulačního vstříku v přehřáté páře je již obsažen ve výkonu ostré páry. Tento vstřík je umístěn mezi deskovým přehřívákem (DPP) a výstupním konvekčním přehřívákem (KPP). Zadaná hodnota průtoku přehřáté páry 546,9 t/h zahrnuje i tento regulační vstřík.

6.5 Celkový výkon

Celkový výkon kotle je dán součtem dílčích výkonů

$$Q_{celk} = Q_{pp} + Q_{mp} + Q_{mp\ vstřík} = 456,247\ MW$$

7 Ztráty, účinnost kotle a spotřeba paliva

Předmětem této kapitoly je výpočet jednotlivých ztrát kotle a následné určení účinnosti kotle. Účinnost kotle je zde tedy spočítána nepřímou metodou. Nepřímá metoda spočívá ve stanovení (odhadnutí) tepelných ztrát kotle dle standardní metodiky popsané například v [1, kapitola 5]. Znalost ztrát kotle pak umožňuje jednoduché určení účinnosti kotle odečtením součtu ztrát od idealizovaného modelu kotle s účinností 100%.

7.1 Redukovaná výhřevnost

Pro určení účinnosti kotle je potřeba znát tepelný příkon kotle, který se vyjádří z redukované výhřevnosti. Ta zahrnuje celkové teplo přivedené do kotle vztažené na 1 kg paliva. Redukovanou výhřevnost spočítáme dle vztahu

$$Q_{i\ red} = Q_i^r + Q_{cz} + Q_S^{r_3}$$

kde Q_{cz} [kJ/kg] je teplo přivedené cizím zdrojem a $Q_S^{r_3}$ [kJ/kg] je teplo ve spalinách 3. recirkulace.

Teplo přivedené cizím zdrojem představuje teplo přivedené vzduchem z parního ohříváku vzduchu, který je ohříván odběrovou párou z turbíny. Spočítá se dle vztahu

$$Q_{cz} = \beta_{OVZ} \cdot \Delta I_{VV\ min}$$

kde β_{OVZ} [-] je součinitel přebytku vzduchu na vstupu do ohříváku vzduchu (OVZ) a $\Delta I_{VV\ min}$ [kJ/kg] je zvýšení entalpie stechiometrického množství vzduchu v parním ohříváku. $\Delta I_{VV\ min}$ se určí z I-t diagramu jako rozdíl entalpií pro vzduch o vstupní teplotě 20 °C a výstupní teplotě 45 °C. Hodnota vychází

$$\Delta I_{VV\ min} = 91,194\ kJ/kg$$

β_{OVZ} je hodnota, která vychází z bilance vzduchu. Součinitel přebytku vzduchu je zde značen písmenem β , protože jde o stranu vzduchu. Při zvoleném přísátí v OVZ $\Delta\alpha_{OVZ} = 0,1$ a hodnotě přebytku vzduchu ve spalovací komoře $\alpha = 1,15$ vychází

$$\beta_{OVZ} = 1,25$$

Teplo přivedené cizím zdrojem je tedy

$$Q_{cz} = \beta_{OVZ} \cdot \Delta I_{VV\ min} = 1,25 \cdot 91,194 = 113,99\ kJ/kg$$

Tzv. 3. recirkulace spalin je v tomto kotli provedena tak, že část spalin odcházejících z kotle do komína je zavedena zpět do spalovací komory. Účelem této recirkulace je regulování teploty v ohništi a snížení emisí NOx. Teplo přivedené v 3. recirkulaci spalin se určí jako

$$Q_S^{r_3} = r_3 \cdot I_S^{t_{r_3}, \alpha_{r_3}}$$

kde r_3 [-] je součinitel třetí recirkulace volen $r_3 = 0,1$ a $I_S^{t_{r_3}, \alpha_{r_3}}$ [kJ/kg] je entalpie recirkulovaných spalin odečtená z I-t diagramu pro $t_{r_3} = t_k = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ a $\alpha_{r_3} = \alpha_k = 1,3$. Teplota a přebytek vzduchu odpovídá stavu spalin za kotlem.

Entalpie recirkulovaných spalin

$$I_S^{t_{r_3}, \alpha_{r_3}} = 958,77 \text{ kJ/kg}$$

a teplo z třetí recirkulace je tedy

$$Q_S^{r_3} = 0,1 \cdot 958,77 = 95,877 \text{ kJ/kg}$$

Redukovaná výhřevnost se rovná

$$Q_{i \text{ red}} = Q_i^r + Q_{cz} + Q_S^{r_3} = 9959,9 \text{ kJ/kg}$$

7.2 Výpočet účinnosti

Účinnost kotle vypovídá o schopnosti kotle uvolnit chemickou energii paliva a tuto energii předat pracovní látce. Jak je již uvedeno v úvodu této kapitoly, účinnost kotle je zde řešena nepřímou metodou. Nejdříve tedy musíme odhadnout jednotlivé tepelné ztráty kotle. Ztráty jsou následující:

- ztráta mechanickým nedopalem,
- ztráta chemickým nedopalem,
- ztráta sáláním a vedením tepla do okolí,
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků,
- ztráta citelným teplem spalin (komínová).

7.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. Druhy tuhých zbytků jsou uvažovány následující:

- škvára,
- propad,
- úlet.

Pro odhad této ztráty platí

$$Z_c = \frac{Q_{ci}}{Q_{ired}} \cdot \left(\frac{C_s \cdot X_s}{1 - C_s} + \frac{C_r \cdot X_r}{1 - C_r} + \frac{C_u \cdot X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r$$

kde

C_s [-] je podíl hořlaviny ve škváře

C_r [-] je podíl hořlaviny v propadu

C_u [-] je podíl hořlaviny v úletu

X_s [-] je podíl popela ve škváře z celkového množství v palivu A^r

X_r [-] je podíl popela v propadu z celkového množství v palivu A^r

X_u [-] je podíl popela v úletu z celkového množství v palivu A^r

Q_{ci} [kJ/kg] je výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků

Hodnoty podílu hořlaviny C_i jsou voleny dle doporučení vedoucího práce. Hodnoty podílu popela X_i jsou voleny dle [1, str. 64, tab. 5-2] pro granulační ohniště a ventilátorové mlýny. Všechny hodnoty jsou uvedeny v Tabulce 3.

Parametr	Hodnota	Jednotka	Poznámka
C_s	0,01	-	-
C_r	0	-	-
C_u	0,015	-	-
X_s	0,15	-	$1 - X_r - X_u - 0,05$ *)
X_r	0	-	-
X_u	0,8	-	-
Q_{ci}	32 600	kJ/kg	Dle [1, str. 63]

Tabulka 3: Volené hodnoty pro ztrátu mechanickým nedopalem

*) Předpokládá se, že část popela se zplyní a část odchází ve velmi jemné frakci, která neobsahuje spalitelné látky. Tento zbytek byl zvolen 0,05.

Ztráta mechanickým nedopalem je tedy

$$Z_c = \frac{Q_{ci}}{Q_{ired}} \cdot \left(\frac{C_s \cdot X_s}{1 - C_s} + \frac{C_r \cdot X_r}{1 - C_r} + \frac{C_u \cdot X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r =$$

$$= \frac{32\,600}{9959,9} \cdot \left(\frac{0,01 \cdot 0,15}{1 - 0,01} + \frac{0 \cdot 0}{1 - 0} + \frac{0,015 \cdot 0,8}{1 - 0,015} \right) \cdot 0,2829 = 0,01268$$

7.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalinách.

Pro ztrátu chemickým nedopalem platí

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\,min}}{(21 - O_{2\,ref}) \cdot Q_{ired}}$$

kde $mgCO$ [mg/Nm^3] je emisní limit CO a $O_{2\,ref}$ [%] je obsah kyslíku pro referenční stav spalin. Pro hnědé uhlí platí $O_{2\,ref} = 6\%$ [1, str. 65]. Hodnota $mgCO$ je zadána $mgCO = 100\,mg/Nm^3$.

Ztráta chemickým nedopalem je pak rovna

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\,min}}{(21 - O_{2\,ref}) \cdot Q_{ired}} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 2,6418}{(21 - 6) \cdot 9959,9} = 0,0003742$$

7.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Tato ztráta zahrnuje množství tepla, které uniká stěnami a stropem kotle do okolí. Určuje se z nomogramu pro jmenovitý výkon kotle spočítaného v kapitole 6.5 a hnědé uhlí dle [1, str. 66, obr. 5-1]

$$Z_{sv} = 0,0042$$

7.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Skládá se podobně jako ztráta mechanickým nedopalem ze ztráty ve škváře, propadu a úletu. Počítá se dle vztahu

$$Z_f = \frac{c_i \cdot t_i}{Q_{i \text{ red}}} \cdot \left(\frac{X_s}{1 - C_s} + \frac{X_r}{1 - C_r} + \frac{X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r$$

kde c_i [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je měrná tepelná kapacita tuhých zbytků (pro všechny druhy tuhých zbytků byla volena jedna hodnota) a t_i [$^{\circ}\text{C}$] je teplota tuhých zbytků (pro všechny druhy tuhých zbytků byla volena jedna hodnota).

Teplota tuhých zbytků t_i je volena dle [1, str. 66] jako $t_i = 600$ $^{\circ}\text{C}$. Hodnotu c_i odečteme dle [1, str. 47, tab. 4-9] pro volenou teplotu t_i . Odečtená hodnota pak je $c_i = 0,9301 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$.

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků je poté rovna

$$\begin{aligned} Z_f &= \frac{c_i \cdot t_i}{Q_{i \text{ red}}} \cdot \left(\frac{X_s}{1 - C_s} + \frac{X_r}{1 - C_r} + \frac{X_u}{1 - C_u} \right) \cdot A^r = \\ &= \frac{0,9301 \cdot 600}{9959,9} \cdot \left(\frac{0,15}{1 - 0,01} + \frac{0}{1 - 0} + \frac{0,8}{1 - 0,015} \right) \cdot 0,2829 = 0,01528 \end{aligned}$$

7.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová)

Ztráta komínová představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Jde o nejvýznamnější ztrátu, a proto má největší vliv na účinnost kotle. Přibližné určení této ztráty se provede předběžně podle vztahu

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_{i \text{ red}}}$$

kde $I_S^{t_k, \alpha_k}$ [kJ/kg] je entalpie spalin při teplotě spalin za kotlem $t_k = 160$ $^{\circ}\text{C}$ a přebytku spalovacího vzduchu za kotlem $\alpha_k = 1,3$ a $I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$ [kJ/kg] je entalpie spalin při teplotě vzduchu v kotelně $t_{vz} = 25$ $^{\circ}\text{C}$ a při $\alpha_k = 1,3$.

Tyto hodnoty jsou odečteny z I-t diagramu spalin, a tedy

$$I_S^{t_k, \alpha_k} = 958,77 \text{ kJ/kg}$$

$$I_S^{t_{vz}, \alpha_k} = 148,79 \text{ kJ/kg}$$

Protože tento kotel recirkuluje spaliny, je potřeba při výpočtu komínové ztráty respektovat zvýšený objem spalin. Hodnotu $I_S^{t_k, \alpha_k}$ a $I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$ zvýšíme o poměrné množství recirkulovaných spalin. Nové hodnoty entalpie jsou

$$I_S^{t_k, \alpha_k^*} = I_S^{t_k, \alpha_k} \cdot (1 + r_3) = 958,77 \cdot (1 + 0,1) = 1054,64 \text{ kJ/kg}$$

$$I_S^{t_{vz}, \alpha_k^*} = I_S^{t_{vz}, \alpha_k} \cdot (1 + r_3) = 148,79 \cdot (1 + 0,1) = 163,67 \text{ kJ/kg}$$

Komínová ztráta se pak odhadne jako

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k^*} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_{i \text{ red}}} = (1 - 0,01268) \cdot \frac{1054,64 - 163,67}{9959,9} = 0,08832$$

Vidíme, že tato ztráta má skutečně nejvyšší podíl na celkových ztrátách kotle.

7.2.6 Účinnost kotle

Účinnost kotle se spočítá jednoduchým součtem všech poměrných tepelných ztrát a odečtením tohoto součtu od stoprocentní účinnosti.

Platí tedy

$$\eta_k = 1 - Z_c - Z_{CO} - Z_{sv} - Z_f - Z_k = 0,87914 = 87,914\%$$

7.3 Spotřeba paliva

Vyjadřuje skutečné množství paliva přivedeného do kotle při požadovaném výkonu.

Platí jednoduchý vztah

$$M_{pal} = \frac{Q_{celk}}{Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k}$$

kde Q_{celk} [kW] je celkový výkon kotle spočítaný v kapitole 6.5.

Po dosazení vyjde spotřeba paliva

$$M_{pal} = \frac{Q_{celk}}{Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k} = \frac{456\,247}{9959,9 \cdot 0,87914} = 52,106 \text{ kg/s}$$

Výpočtová hodnota spotřeby paliva se však bere jako upravená hodnota následovně

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) = 52,106 \cdot (1 - 0,01268) = 51,445 \text{ kg/s}$$

Ve výpočtech se ale bude vyskytovat většinou ještě jednou upravená hodnota, která započítává i recirkulaci spalin

$$M_{pv}^* = M_{pv} \cdot (1 + r_3) = 51,445 \cdot (1 + 0,1) = 56,589 \text{ kg/s}$$

Hodnota spotřeby paliva M_{pv}^* respektuje zvýšení průtoku spalin kotlem způsobené 3. recirkulací, a proto je v bilančních rovnicích potřeba pro výpočet entalpie spalin použít tuto korekci.

8 Mlecí okruh

Navrhovaný kotel je vybaven uzavřeným mlecím okruhem s přímým foukáním prášku do hořáku a s ventilátorovými mlýny. Účelem tohoto zařízení je usušit palivo a rozemlít uhlí na prášek. Výsledkem je příznivější vzněcování a vyhořívání paliva. Jelikož se jedná o uzavřený okruh sušení, snížení vlhkosti paliva nemá vliv na stechiometrii ani na výhřevnost paliva.

Sušícím médiem je horký vzduch a spaliny 1. recirkulace. Vzduch vystupující z ohříváku vzduchu je rozdělen na primární a sekundární vzduch. Do sušícího okruhu vstupuje primární vzduch, který poté vstupuje do spalovací komory společně s palivem. Sekundární vzduch je zaveden přímo do spalovací komory. Spaliny se odebírají v koncové části spalovací komory při vysoké teplotě. Díky sušení spalinami je možné dosáhnout vyšší teploty směsi za mlýnem než by tomu bylo v případě sušení pouze vzduchem.

Mlecí okruh je v této práci dle zadání řešen jen bilančně, nejsou tedy navrženy rozměry. Bilanční výpočty jsou provedeny dle doporučeného postupu uvedeného v [1, str. 72]. Bilance mlecího okruhu se dělí na dvě části – bilance průtoku a bilance tepla.

8.1 Průtoková bilance

V této části bilance jde především o stanovení vstupů do mlecího okruhu a určení jejich množství. Výsledkem průtokové bilance je ventilační výkon mlýna v_s a také například součinitel 1. recirkulace r_1 , který je důležitý pro následnou tepelnou bilanci a pro tepelný výpočet spalovací komory. Jedná se o iterační výpočet, kdy jsou některé hodnoty výpočtu nejdříve zvoleny a následně upraveny tak, aby vycházely rozumné hodnoty v_s a r_1 .

Zvolená hodnota vlhkosti za mlýnem

$$W_2 = 0,06$$

Vysušení paliva ΔW se určí ze vztahu

$$\Delta W = \frac{W^r - W_2}{1 - W_2} = \frac{0,31 - 0,06}{1 - 0,06} = 0,266 \text{ kg/kg}$$

Objem vysušené vodní páry za normálních podmínek

$$O_{H_2O}^{ml} = 1,245 \cdot \Delta W = 1,245 \cdot 0,266 = 0,331 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Množství primární vzduchu se odhadne podle vzorce

$$O_{V1^\circ} = \mu_{1^\circ} \cdot \alpha \cdot O_{VV \min}$$

kde α [-] je součinitel přebytku vzduchu ve spalovací komoře a μ_{1° [-] se určí následovně.

$$\mu_{1^\circ} = 0,8 \cdot f$$

kde f [-] je podíl prchavé hořlaviny v palivu a je pro hnědé uhlí volen $f = 0,5$.

Odhadnuté množství primárního vzduchu

$$O_{V1^\circ} = \mu_{1^\circ} \cdot \alpha \cdot O_{VV \min} = 0,4 \cdot 1,15 \cdot 2,7484 = 1,264 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Sekundární vzduch

$$O_{V2^\circ} = (1 - \mu_{1^\circ}) \cdot \alpha \cdot O_{VV \min} = (1 - 0,4) \cdot 1,15 \cdot 2,7484 = 1,896 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem recirkulovaných spalin do mlecího okruhu je volen

$$O_S^{r1} = 0,448 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Podíl primárního vzduchu je tedy 73,83% a podíl spalin v mlecím okruhu 26,17%.

Po zvolení O_S^{r1} můžeme spočítat součinitele 1. recirkulace

$$r_1 = \frac{O_S^{r1}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,448}{3,3305 + (1,2 - 1) \cdot 2,7484} = 0,115$$

Primární vzduch je rozdělen na horký řízený temperovací vzduch O_{Vt} , studený vzduch přísátý v mlecím okruhu O_{Vp} a vzduch v nasávaných spalinách O_{Vs} .

Přísátý vzduch je roven

$$O_{Vp} = \Delta\alpha_{ml} \cdot O_{VV \min}$$

kde $\Delta\alpha_{ml}$ [-] je poměrné množství vzduchu nasávaného v mlecím okruhu a je voleno $\Delta\alpha_{ml} = 0,06$.

$$O_{Vp} = \Delta\alpha_{ml} \cdot O_{VV \min} = 0,06 \cdot 2,7484 = 0,165 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Vzduch v nasávaných spalinách

$$O_{Vs} = r_1 \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VVmin} = 0,115 \cdot (1,2 - 1) \cdot 2,7484 = 0,0635 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Horký řízený temperovací vzduch

$$O_{Vt} = O_{V1^\circ} - O_{Vp} - O_{Vs} = 1,036 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Nyní můžeme určit ventilační výkon mlýna

$$v_s = (O_S^{r_1} + O_{H_2O}^{ml} + O_{Vt} + O_{Vp}) \cdot \frac{373}{273} = 2,705 \text{ m}^3/\text{kg}$$

který se obecně udává pro 100°C, proto je součet objemů násoben korekcí na teplotu.

8.2 Tepelná bilance

Výstupem tepelné bilance je teplota směsi za mlýnem. Při sušení spalinami se očekávají teploty v rozmezí 140°C až 160°C. Tepelná bilance je rozdělena na vstupní část a výstupní část. Opět se jedná o iterační výpočet, kdy prvotně volenou hodnotou pro iteraci není pouze teplota směsi za mlýnem t_{ml2} pro výstupní část tepelné bilance, ale také hodnoty O_{V1° a $O_S^{r_1}$ pro vstupní i výstupní část tepelné bilance. Volená hodnota O_{V1° odpovídá odhadnuté hodnotě v průtokové bilanci. Cílem je po iteraci dostat stejnou hodnotu tepla na vstupu a na výstupu.

8.2.1 Vstupní část

Citelné teplo nasávaných spalin

$$q_{Sml1} = r_1 \cdot I_S^{t_{Sml1}, \alpha_{ok}}$$

kde $I_S^{t_{Sml1}, \alpha_{ok}}$ [kJ/kg] je entalpie spalin odečtená z I-t diagramu pro α_{ok} a t_{Sml1} . t_{Sml1} je teplota nasávaných spalin, která byla volena $t_{Sml1} = 1050 \text{ }^\circ\text{C}$. Odečtená hodnota je rovna

$$I_S^{t_{Sml1}, \alpha_{ok}} = 6630,67 \text{ kJ/kg}$$

a citelné teplo nasávaných spalin je tedy rovno

$$q_{Sml1} = r_1 \cdot I_S^{t_{Sml1}, \alpha_{ok}} = 0,115 \cdot 6630,67 = 765,58 \text{ kJ/kg}$$

Citelné teplo surového paliva

$$q_{pvml1} = c_{pv1} \cdot t_{pvml1}$$

kde c_{pv1} [kJ/kgK] je měrná tepelná kapacita vstupujícího paliva a t_{pvml1} [°C] je teplota vstupujícího paliva. Teplota paliva volena $t_{pvml1} = 20$ °C. Měrná tepelná kapacita paliva se spočítá následovně.

$$c_{pv1} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r)$$

kde c_{su} [kJ/kgK] je měrné teplo sušiny paliva a je voleno pro hnědé uhlí $c_{su} = 1,13$ kJ/kgK dle [1, str. 62].

$$c_{pv1} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) = 4,19 \cdot 0,31 + 1,13 \cdot (1 - 0,31) = 2,08 \text{ kJ/kgK}$$

a citelné teplo surového paliva

$$q_{pvml1} = c_{pv1} \cdot t_{pvml1} = 2,08 \cdot 20 = 41,57 \text{ kJ/kg}$$

Citelné teplo horkého temperovacího vzduchu

$$q_{vt1} = \frac{O_{vt}}{O_{VVmin}} \cdot I_V^{t_{ovz}}$$

kde $I_V^{t_{ovz}}$ [kJ/kg] je entalpie vzduchu odečtená z I-t diagramu pro teplotu vzduchu vystupujícího z OVZ a voleného v kapitole 11.1 $t_{ovz} = 310$ °C.

$$I_V^{t_{ovz}} = 1147,29 \text{ kJ/kg}$$

a citelné teplo horkého temperovacího vzduchu

$$q_{vt1} = \frac{O_{vt}}{O_{VVmin}} \cdot I_V^{t_{ovz}} = \frac{1,036}{2,7484} \cdot 1147,29 = 432,32 \text{ kJ/kg}$$

Citelné teplo přisávaného vzduchu

$$q_{vp1} = \frac{O_{vp}}{O_{VVmin}} \cdot I_V^{t_{vp}}$$

kde $I_V^{t_{vp}}$ [kJ/kg] je entalpie vzduchu odečtená z I-t diagramu pro teplotu okolního vzduchu $t_{vp} = 20$ °C.

$$I_V^{t_{vp}} = 71,85 \text{ kJ/kg}$$

a citelné teplo přisávaného vzduchu

$$q_{vp1} = \frac{O_{vp}}{O_{VVmin}} \cdot I_V^{t_{vp}} = \frac{0,165}{2,7484} \cdot 71,85 = 4,31 \text{ kJ/kg}$$

Podíl mlecí práce přeměněné v teplo

$$q_{ml1} = k_{ml} \cdot \varepsilon_{ml}$$

kde podíl práce přeměněný na teplo k_{ml} [-] závisí na typu mlýna a mechanických vlastnostech paliva a je odhadnut pro ventilátorové mlýny dle [1, str. 73] a ε_{ml} [kJ/kg] je mlecí práce a je odečtena z [1, tab. 5-5, str. 71] pro ventilátorový mlýn a ventilační výkon. Hodnoty jsou následující.

$$k_{ml} = 0,8$$

$$\varepsilon_{ml} = 45 \text{ kJ/kg}$$

z toho vyplývá

$$q_{ml1} = k_{ml} \cdot \varepsilon_{ml} = 0,8 \cdot 45 = 36 \text{ kJ/kg}$$

Součet všech uvedených tepel vstupujících do mlecího okruhu

$$\sum_i q_{1i} = 1279,78 \text{ kJ/kg}$$

8.2.2 Výstupní část

Volba teploty směsi za mlýnem pro iterační výpočet

$$t_{ml2} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplo potřebné pro odpaření vody a přehřátí vzniklé vodní páry na t_{ml2}

$$\begin{aligned} q_w &= \Delta W \cdot (2495 + 1,93 \cdot t_{ml2} - 4,2 \cdot t_{pvml1}) = 0,266 \cdot (2495 + 1,93 \cdot 150 - 4,2 \cdot 20) \\ &= 718,22 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Citelné teplo sušícího média na výstupu z mlecího okruhu

$$q_{Sml2} = r_1 \cdot I_S^{t_{ml2}, \alpha_{ok}} + \left(\frac{O_{vt}}{O_{VVmin}} + \frac{O_{vp}}{O_{VVmin}} \right) \cdot I_V^{t_{ml2}}$$

kde $I_S^{t_{ml2}, \alpha_{ok}}$ [kJ/kg] je entalpie spalin určená z I-t diagramu pro α_{ok} a t_{ml2} a $I_V^{t_{ml2}}$ [kJ/kg] je entalpie vzduchu určená z I-t diagramu pro t_{ml2} .

$$I_S^{t_{ml2}, \alpha_{ok}} = 842,93 \text{ kJ/kg}$$

$$I_V^{t_{ml2}} = 548,88 \text{ kJ/kg}$$

a tedy

$$\begin{aligned} q_{S ml 2} &= r_1 \cdot I_S^{t_{ml 2}, \alpha_{ok}} + \left(\frac{O_{Vt}}{O_{VV min}} + \frac{O_{Vp}}{O_{VV min}} \right) \cdot I_V^{t_{ml 2}} \\ &= 0,115 \cdot 842,93 + \left(\frac{1,036}{2,7484} + \frac{0,165}{2,7484} \right) \cdot 548,88 = 337,09 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Citelné teplo umletého prášku

$$q_{pv ml 2} = (1 - W^r) \cdot \left(c_{pv 2} + 4,2 \cdot \frac{W_2}{1 - W_2} \right) \cdot t_{ml 2}$$

kde $c_{pv 2}$ [kJ/kgK] je měrná tepelná kapacita vystupujícího paliva a určí se podobně jako ve vstupní části bilance.

$$c_{pv 2} = 4,19 \cdot W_2 + c_{su} \cdot (1 - W_2) = 4,19 \cdot 0,06 + 1,13 \cdot (1 - 0,06) = 1,31 \text{ kJ/kgK}$$

a citelné teplo umletého prášku je rovno

$$\begin{aligned} q_{pv ml 2} &= (1 - W^r) \cdot \left(c_{pv 2} + 4,2 \cdot \frac{W_2}{1 - W_2} \right) \cdot t_{ml 2} \\ &= (1 - 0,31) \cdot \left(1,31 + 4,2 \cdot \frac{0,06}{1 - 0,06} \right) \cdot 150 = 163,70 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Tepelné ztráty mlecího okruhu

$$q_{z ml} = k_{z ml} \cdot q_{S ml 1}$$

kde ztrátový součinitel $k_{z ml}$ [-] se volí $k_{z ml} = 0,08$ dle [1, str. 74].

$$q_{z ml} = k_{z ml} \cdot q_{S ml 1} = 0,08 \cdot 765,58 = 61,25 \text{ kJ/kg}$$

Součet všech uvedených tepel vystupujících z mlecího okruhu

$$\sum_i q_{2 i} = 1280,26 \text{ kJ/kg}$$

a pro porovnání znovu součet vstupujících tepel

$$\sum_i q_{1 i} = 1279,78 \text{ kJ/kg}$$

Vidíme, že teplo vstupující do mlecího okruhu se téměř neliší od tepla vystupujícího. Bilance mlecího okruhu je hotova a teplota směsi za mlýnem je $t_{ml 2} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$.

9 Spalovací komora

Tato kapitola obsahuje všechny výpočty týkající se spalovací komory. Jsou zde navrženy rozměry, proveden tepelný výpočet, zjištěna teplota odchozích spalin a provedena bilance spalovací komory. Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla je řešen dle [1, kapitola 6]. Výpočet rozměrů spalovací komory je iterační výpočet. Rozměry jsou nejdříve voleny. Cílem volby rozměrů je dosáhnout přijatelné teploty odchozích spalin.

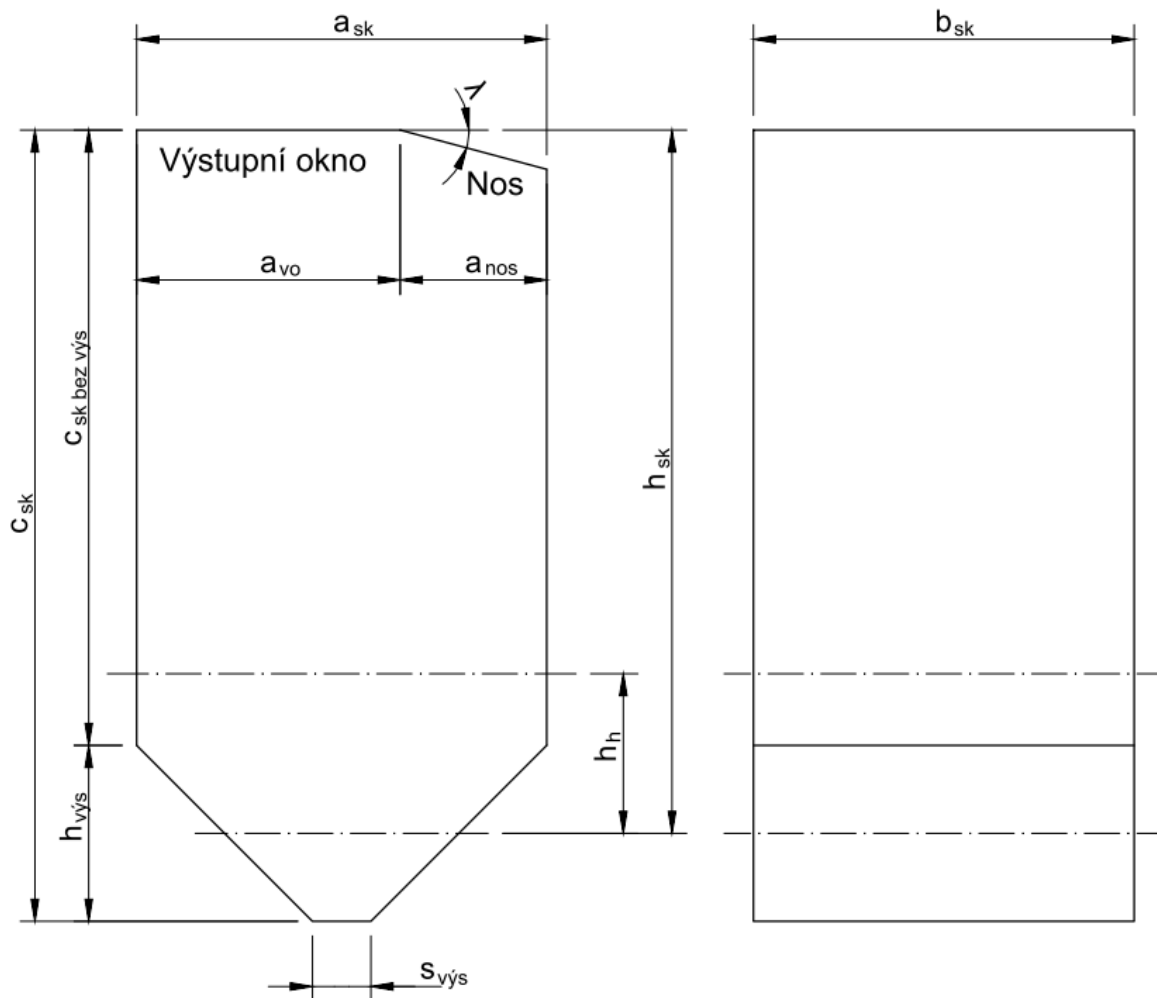
9.1 Rozměry spalovací komory

Spalovací komora má relativně jednoduchý tvar. Jedná se v podstatě o kvádr s tím, že ve spodní části je umístěna výsypka a horní část tvoří skloněná stěna nosu. Pro lepší představu je spalovací komora zobrazena na Obrázku 3.

Rozměry spalovací komory

$a_{sk} = 14 \text{ m}$	je šířka spalovací komory
$b_{sk} = 13 \text{ m}$	je hloubka spalovací komory
$c_{sk} = 27 \text{ m}$	je výška spalovací komory (od dna výsypky)
$a_{nos} = 5 \text{ m}$	je šířka nosu
$\lambda = 15^\circ$	je úhel spodní stěny nosu
$h_{výs} = 6 \text{ m}$	je výška výsypky
$c_{sk \text{ bez výs}} = 21 \text{ m}$	je výška spalovací komory minus výška výsypky
$s_{výs} = 2 \text{ m}$	je šířka výstupního otvoru výsypky

Uvedené rozměry již prošly iterací. Jsou to tedy finální rozměry spalovací komory. Rozměry spalovací komory jsou v podstatě prvními volenými rozměry během návrhu kotle. Do značné míry ovlivňují návrh všech ostatních výhřevných ploch v kotli. Vzhledem ke snaze docílit co možná nejjednodušší konstrukce kotle rozměry spalovací komory definují hloubku kotle $b = 13 \text{ m}$, která je pro všechny části kotle stejná.



Obrázek 3: Spalovací komora

Z výše uvedených rozměrů vyplývají následující parametry spalovací komory.

Vodorovný průřez spalovací komorou

$$S_{sk \text{ průřez}} = a_{sk} \cdot b_{sk} = 182 \text{ m}^2$$

Povrch stěn (bez výsypky)

$$S_{sk \text{ stěny bez výs}} = b_{sk} \cdot c_{sk \text{ bez výs}} + b_{sk} \cdot (c_{sk \text{ bez výs}} - \text{tg } \lambda \cdot a_{nos}) + 2 \cdot a_{sk} \cdot c_{sk \text{ bez výs}} - a_{nos}^2 \cdot \text{tg } \lambda = 1109,9 \text{ m}^2$$

Povrch dolní stěny nosu

$$S_{sk \text{ nos}} = \frac{a_{nos}}{\cos \lambda} \cdot b_{sk} = 67,3 \text{ m}^2$$

Dále platí

$S_{sk \text{ stěny výs}} = 176,3 \text{ m}^2$	je povrch stěn výsypky
$S_{sk \text{ průřez výs}} = 104 \text{ m}^2$	je povrch vodorovného průřezu výsypky v polovině výšky výsypky
$S_{sk h} = 20 \text{ m}^2$	je volená hodnota uvažovaného povrchu nechlazených ploch (především hořáky)
$V_{sk \text{ výs}} = 429 \text{ m}^3$	je objem výsypky (do poloviny výšky)
$V_{sk} = 4251 \text{ m}^3$	je objem celé spalovací komory (i s výsypkou), tzv. aktivní objem ohniště

Pro účely výpočtu přestupu tepla ve spalovací komoře je uvažována výsypka pouze do poloviny své výšky, jak je naznačeno na Obrázku 3.

9.1.1 Výstupní okno do DPP

Strop spalovací komory je tvořen z části nosem spalovací komory, který je přímým pokračováním membránové stěny spalovací komory, a z části výstupním oknem, kterým proudí spaliny do deskového přehříváku a dalších patí kotle. Určení průřezu výstupního okna ovlivňuje bilanci následujících výhřevných ploch, tedy DPP a nosu spalovací komory. Rozměry jsou následující.

$$a_{vo} = a_{sk} - a_{nos} = 9 \text{ m}$$

$$b_{vo} = b_{sk} = 13 \text{ m}$$

$$\Rightarrow S_{vo} = a_{vo} \cdot b_{vo} = 117 \text{ m}^2$$

9.1.2 Projekční povrch stěn ohniště

Určí se jako uzavřený povrch všech ploch obklopujících spalovací komoru. Počítá se sem tedy i strop spalovací komory (včetně výstupního okna) a vodorovný průřez výsypkou v polovině výšky.

Projekční povrch stěn ohniště

$$S_{st} = S_{sk \text{ stěny bez výs}} + S_{sk \text{ stěny výs}} + S_{sk \text{ průřez výs}} + S_{sk \text{ nos}} + S_{vo} = 1574,5 \text{ m}^2$$

9.1.3 Součinitel tepelné efektivity stěn

Je dán vztahem

$$\psi = x \cdot \xi$$

kde x [-] je úhlový součinitel osálení, který se pro membránové stěny a výstupní okno bere $x = 1$ [1, str. 84] a ξ [-] je součinitel zanesení stěn ohniště určený dle [1, tab. 6-11, str. 86] pro hnědé uhlí $\xi = 0,45$.

9.1.3.1 Určení účinných sálavých ploch

Před dalšími výpočty je důležité si nejdříve určit tzv. účinné sálavé plochy. Tato výhřevná plocha je ekvivalentní skutečné nezanesené a nezakryté výhřevné ploše všech dílčích ploch. [1, str. 84] Oproti skutečným plochám vyjde tedy menší. Určovat účinné sálavé plochy budeme pro stěny spalovací komory a pro výstupní okno. Ve stěnách respektujeme určité části stěn nepokryté trubkami, hlavně hořáky, volenou hodnotou jejich celkové plochy $S_{sk h} = 20 \text{ m}^2$. V těchto plochách platí $\psi = 0$.

Pro zjednodušení si definujeme povrch všech stěn v ohništi (včetně průřezu výsypky)

$$S_{sk \text{ stěny}} = S_{st} - S_{vo} = 1457,5 \text{ m}^2$$

Účinná sálavá plocha pro stěny spalovací komory

$$S_{ús \text{ sk stěny}} = (S_{sk \text{ stěny}} - S_{sk h}) \cdot \psi_{stěny}$$

kde součinitel tepelné efektivity je roven

$$\psi_{stěny} = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,45 = 0,45$$

a tedy vychází

$$S_{ús \text{ sk stěny}} = (S_{sk \text{ stěny}} - S_{sk h}) \cdot \psi_{stěny} = 646,9 \text{ m}^2$$

Účinná sálavá plocha pro výstupní okno

$$S_{ús \text{ vo}} = S_{vo} \cdot \psi_{vo}$$

kde součinitel tepelné efektivity

$$\psi_{vo} = \delta \cdot \gamma_h \cdot x \cdot \xi$$

kde δ [-] je součinitel vyjadřující podíl tepelného toku výstupním oknem a do stěn v místě výstupního okna a y_h [-] je součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště.

Součinitel δ určíme dle [1, obr. 6-3, str. 85] pro uhlí a teplotu odchozích spalin z ohniště

$$\delta = 0,99$$

Součinitel y_h určíme dle [1, tab. 6-10, str. 85] pro granulační ohniště na sušené hnědé uhlí

$$y_h = 0,65$$

Součinitel tepelné efektivity výstupního okna

$$\psi_{vo} = \delta \cdot y_h \cdot x \cdot \xi = 0,99 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 0,45 = 0,290$$

A potom účinná sálavá plocha výstupního okna vychází

$$S_{\dot{u}s\ vo} = S_{vo} \cdot \psi_{vo} = 33,9\ m^2$$

Nyní můžeme určit střední hodnotu součinitele tepelné efektivity stěn dle [1, kapitola 6.3.4.].

$$\psi_{stř} = \frac{S_{\dot{u}s\ sk\ stěny} + S_{\dot{u}s\ vo}}{S_{st}} = \frac{646,9 + 33,9}{1574,5} = 0,432$$

9.1.4 Tepelné zatížení ohniště

Objemové a průřezové zatížení ohniště by se mělo pohybovat v daných mezích dle [1, str. 80, tab. 6-2] pro granulační ohniště tj. (120 až 250) kW/m³, respektive [1, str. 81, tab. 6-7] pro granulační ohniště a hnědé uhlí tj. (2,6 až 5,5) MW/m².

Objemové zatížení ohniště

$$q_v = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{V_{sk}} = \frac{52,106 \cdot 9750}{4251} = 119,5\ kW/m^3$$

Průřezové zatížení ohniště

$$q_s = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{S_{sk\ průřez}} = \frac{52,106 \cdot 9750}{182} = 2791,4\ kW/m^2$$

Pozn.: Rozmezí hodnot pro objemové zatížení q_v je informativní pro střední výkony a vzhledem k velikosti navrhovaného kotle je vypočítaná hodnota v pořádku. [1, str. 80]

9.2 Výpočet spalovací komory z hlediska přenosu tepla

Výsledkem tohoto výpočtu je teplota spalin na výstupu ohniště t_{ok} . Ve výpočtu figuruje také samotná hodnota t_{ok} , jedná se tedy o výpočet iterační. Výpočet teploty odchozích spalin z ohniště se provádí v několika krocích. Pro výpočet je potřeba znát několik parametrů charakterizující tepelné děje v ohništi. Tyto parametry jsou:

- teplota nechlazeného plamene t_{np} ,
- Boltzmannovo číslo Bo ,
- součinitel M ,
- stupeň černosti ohniště a_{sk} .

Teplota odchozích spalin je poté

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

Pro iterační výpočet použijeme hodnotu $t_{ok} = 1080$ °C, která již prošla iterací. Jde tedy o skutečnou teplotu spalin na výstupu spalovací komory. Na konci této kapitoly je znovu proveden výpočet dle tohoto vzorce. Postup níže je tedy vlastně kontrolním výpočtem pro zvolenou hodnotu t_{ok} .

9.2.1 Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene je definována jako teoretická adiabatická spalovací teplota, tedy jako teplota, která by se nastavila v plameni, pokud by z něho nebylo odváděno teplo. Určuje se z I-t diagramu spalin pomocí entalpie nechlazeného plamene. Pro výpočet entalpie nechlazeného plamene musíme nejdříve určit celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi.

$$Q_u = Q_{i\ red} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_V - Q_{cz} + Q_S^{r_1}$$

kde Q_V [kJ/kg] je teplo přivedené ve vzduchu, Q_{cz} [kJ/kg] je teplo přivedené cizím zdrojem (kapitola 7.1) a $Q_S^{r_1}$ [kJ/kg] je teplo recirkulovaných spalin z 1. recirkulace.

Teplo přivedené ze vzduchu je rovno

$$Q_V = \beta'_{OVZ} \cdot I_V^{t'_{OVZ}} + (\Delta\alpha_{sk} + \Delta\alpha_{ml}) \cdot I_V^{t_f}$$

kde β'_{OVZ} [-] je součinitel přebytku vzduchu na výstupu z OVZ na straně vzduchu, $I_V^{t'_{OVZ}}$ [kJ/kg] je entalpie řízeného vzduchu do kotle určená z I-t diagramu pro teplotu vzduchu na výstupu z OVZ $t'_{OVZ} = 310$ °C (bilance OVZ je řešena v kapitole 11.1), $\Delta\alpha_{sk}$ a $\Delta\alpha_{ml}$ [-] jsou přísátí ve spalovací komoře, respektive přísátí v mlecím okruhu a $I_V^{t_f}$ [kJ/kg] je entalpie přísávaného vzduchu odečtená z I-t diagramu pro teplotu okolí 20°C.

Hodnota $\Delta\alpha_{ml}$ byla volena v kapitole mlecího okruhu 8.1 a $\Delta\alpha_{sk}$ je dána bilancí vzduchu dle kapitoly 5.3.

Hodnoty jsou následující

$$\beta'_{OVZ} = \beta_{OVZ} - \Delta\alpha_{OVZ} = 1,25 - 0,1 = 1,15$$

$$I_V^{t'_{OVZ}} = 1147,29 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\alpha_{sk} = 0,05$$

$$\Delta\alpha_{ml} = 0,06$$

$$I_V^{t_f} = 71,85 \text{ kJ/kg}$$

Teplo přivedené ze vzduchu je tedy rovno

$$Q_V = \beta'_{OVZ} \cdot I_V^{t'_{OVZ}} + (\Delta\alpha_{sk} + \Delta\alpha_{ml}) \cdot I_V^{t_f} = 1327,29 \text{ kJ/kg}$$

Teplo recirkulovaných spalin z 1. recirkulace

$$Q_S^{r_1} = r_1 \cdot I_S^{t_{r_1}, \alpha_{ok}}$$

kde r_1 [-] je součinitel 1. recirkulace a $I_S^{t_{r_1}, \alpha_{ok}}$ [kJ/kg] je entalpie nasávaných spalin do 1. recirkulace. Tyto hodnoty jsou určeny v kapitole 8.2.1.

$$Q_S^{r_1} = r_1 \cdot I_S^{t_{r_1}, \alpha_{ok}} = q_{S ml 1} = 765,58 \text{ kJ/kg}$$

Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$Q_u = Q_{i\ red} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_V - Q_{cz} + Q_S^{r_1} = 11\ 656,5\ \text{kJ/kg}$$

Entalpie nechlazeného plamene je dána vzorcem

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha_{ok}} = \frac{Q_u}{(1 + r_1) \cdot (1 + r_3)} = \frac{11\ 656,5}{(1 + 0,115) \cdot (1 + 0,1)} = 9499,99\ \text{kJ/kg}$$

Této entalpii v I-t diagramu při $\alpha_{ok} = 1,2$ odpovídá teplota nechlazeného plamene

$$t_{np} = 1444,6\ \text{°C}$$

9.2.2 Boltzmannovo číslo

Boltzmannovo číslo je bezrozměrné podobnostní kritérium definované pro účely výpočtů ohnišť a je dané vztahem

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^{sk}) \cdot M_{pv}^* \cdot (O_S c_S)_{sk}}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{stř} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3}$$

kde Z_{sv}^{sk} [-] je poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště, $(O_S c_S)_{sk}$ [kJ/kg°C] je střední tepelná jímavost spalin v ohništi, $\psi_{stř}$ [-] je střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn a S_{st} [m²] je celkový projekční povrch stěn ohniště.

9.2.2.1 Poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště

Tato hodnota byla volena jako

$$Z_{sv}^{sk} = 0,5 \cdot Z_{sv} = 0,5 \cdot 0,0042 = 0,0021$$

9.2.2.2 Střední tepelná jímavost spalin v ohništi

Vypočítá se dle vztahu

$$(O_S c_S)_{sk} = \frac{Q_u - (1 + r_1)(1 + r_3) \cdot I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}}$$

kde $I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}$ [kJ/kg] je entalpie spalin na výstupu z ohniště, která se odečte z I-t diagramu pro t_{ok} a α_{ok} .

$$I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 6842,42\ \text{kJ/kg}$$

Střední tepelná jímavost spalin

$$(O_S c_S)_{sk} = \frac{Q_u - (1 + r_1)(1 + r_3) \cdot I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} = 8,944 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$$

Boltzmannovo číslo je tedy rovno

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^{sk}) \cdot M_{pv}^* \cdot (O_S c_S)_{sk}}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{stř} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} = 2,578$$

9.2.3 Součinitel M

Součinitel M respektuje průběh teplot v ohništi a závisí na poloze maximální teploty plamene a na druhu spalovaného paliva. Parametry spalovací komory (Obrázek 3) pro výpočet součinitele M jsou následující.

$h_h = 5,45 \text{ m}$ je výška hořáků (voleno)

$h_{sk} = c_{sk \text{ bez výs}} + \frac{h_{výs}}{2} = 24 \text{ m}$ je výška spalovací komory

Poloha maximální teploty plamene je rovna

$$x_{pl} = \frac{h_h}{h_{sk}} = 0,227$$

Vzorec pro výpočet součinitele M byl zvolen pro zadaný druh paliva dle [1, str. 89]

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,476$$

9.2.4 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště vyjadřuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště a určí se následovně

$$a_{sk} = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \psi_{stř}}$$

kde a_{pl} [-] je stupeň černosti plamene.

9.2.4.1 Stupeň černosti plamene

Jde o zásadní parametr při výpočtu stupně černosti ohniště. Stupeň černosti plamene charakterizuje sálavé vlastnosti plamene a produktů spalování v ohništi. K jeho určení se používá poloempirická výpočtová metoda. Výpočet pro tuhá paliva předpokládá zeslabení sálavého toku v důsledku přítomnosti tuhých částic, tříatomových plynů a koksíku ve spalinách. Pro výpočet je potřeba určit několik parametrů.

9.2.4.1.1 Střední efektivní průměr částic popílku

Tento parametr byl volen dle [1, str. 90] pro granulaci ohniště a ventilátorový mlýn.

$$d_{pk} = 16 \mu m$$

9.2.4.1.2 Koncentrace popela ve spalinách

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

kde G_S [kg/kg] je hmotnost spalin.

Hmotnost spalin se určí podle vztahu

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min} = 5,024 \text{ kg/kg}$$

Koncentrace popela ve spalinách

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} = 0,0507 \text{ kg/kg}$$

9.2.4.1.3 Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = 3,718$$

9.2.4.1.4 Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_{S3} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S$$

kde objemové podíly tříatomových plynů r_{H_2O} a r_{RO_2} ve spalínách r_S [-] jsou

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,180$$

a

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,130$$

Celkový podíl tříatomových plynů ve spalínách je tedy

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,309$$

s [m] je účinná tloušťka sálové vrstvy, pro kterou platí

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{sk}}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{4251}{1574,5} = 9,720 \text{ m}$$

p_{S3} [MPa] je parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách, pro který platí

$$p_{S3} = r_S \cdot p_{sk}$$

kde p_{sk} [MPa] je tlak v ohništi, v našem případě $p_{sk} = 0,1 \text{ MPa}$.

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách je tedy

$$p_{S3} = r_S \cdot p_{sk} = 0,0309 \text{ MPa}$$

Součinitel zeslabení sálení tříatomovými plyny můžeme nyní spočítat jako

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_{S3} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S = 0,803$$

9.2.4.1.5 Optická hustota plamene

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p_{sk} \cdot s$$

kde součinitel $k_{kok} = 10$ a bezrozměrné charakteristiky κ_1 a κ_2 , které zohledňují koncentraci koksíku v plameni, jsou voleny v závislosti na druhu paliva a způsobu spalování dle [1, str. 91] následovně

$$\kappa_1 = 0,5$$

$$\kappa_2 = 0,1$$

Pak je optická hustota plamene tedy

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p_{sk} \cdot s = 4,881$$

Stupeň černosti plamene můžeme nyní z vypočítaných parametrů spočítat dle vztahu

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,9924$$

Nyní máme všechny parametry pro výpočet stupně černosti ohniště.

$$a_{sk} = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \psi_{stř}} = \frac{0,9924}{0,9924 + (1 - 0,9924) \cdot 0,432} = 0,9967$$

9.3 Teplota odchozích spalin

Máme již všechny potřebné hodnoty pro výpočet teploty odchozích spalin. Kontrolujeme tedy, zda zvolená hodnota t_{ok} odpovídá tepelnému výpočtu ohniště.

Vypočítaná hodnota teploty odchozích spalin je rovna

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_{sk}}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1444,6 + 273,15}{1 + 0,476 \cdot \left(\frac{0,9967}{2,578}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1080,03 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Po iteraci jsme dostali stejné hodnoty na začátku i na konci výpočtu, tepelný výpočet spalovací komory je tedy proveden se správnou hodnotou t_{ok} .

9.4 Rozdělení tepla z ohniště

Teplo uvolněné v ohništi se rozdělí do stěn spalovací komory a do výstupního okna. Nejdříve určíme celkové uvolněné teplo v ohništi.

Celkový tepelný výkon zachycený v ohništi dle [1, str. 92]

$$\begin{aligned} Q_{sk \text{ celk}} &= M_{pv}^* \cdot [Q_u - r_1 \cdot I_S^{t_{r1}, \alpha_{ok}} - (1 + r_3) \cdot I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^{sk} \cdot Q_{i \text{ red}}] \\ &= 56,589 \cdot [11 \ 656,5 - 0,115 \cdot 6630,67 - (1 + 0,1) \cdot 6842,42 - 0,0021 \cdot 9959,9] \\ &= 189 \ 199,6 \text{ kW} \end{aligned}$$

kde $I_S^{t_{r1}, \alpha_{ok}}$ a $I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}$ [kJ/kg] jsou entalpie spalin pro příslušné teploty a přebytky vzduchu.

Celková účinná sálavá plocha ohniště

$$S_{\dot{u}s\ sk} = S_{\dot{u}s\ sk\ stěny} + S_{\dot{u}s\ vo} = 646,9 + 33,9 = 680,7\ m^2$$

Určíme střední tepelný tok do stěn

$$q_{st} = \frac{Q_{sk\ celk}}{S_{\dot{u}s\ sk}} = 277,93\ kW/m^2$$

Výkon předaný do výstupního okna

$$Q_{vo} = S_{\dot{u}s\ vo} \cdot q_{st} = 9416,3\ kW$$

Výkon předaný do stěn spalovací komory

$$Q_{st} = S_{\dot{u}s\ sk\ stěny} \cdot q_{st} = 179\ 783,3\ kW$$

9.4.1 Podíl výparníku a SPP

V rámci bilanci spalovací komory je potřeba, aby předaný výkon do výparníku odpovídal výkonu potřebnému. Potřebný výkon výparníku je stanoven o několik stránek dále v kapitole 10.2. Předaný výkon spalovací komory do stěn je příliš velký oproti potřebnému výkonu. Proto je určitá část stěn spalovací komory tvořena stěnovým přehřívákem páry (SPP). Výparník je tedy menší než plocha stěn ohniště a SPP z něj odebírá část výkonu. Konstruktivně je to řešeno tak, že od určité výšky ve stěnách spalovací komory proudí pára SPP, jehož plocha pak pokračuje dále do prostoru deskového přehříváku (DPP). Stěna umístěná pod nosem spalovací komory, tedy ta, ve které výparník volně přechází v přechodník, pochopitelně nemůže být také součástí SPP. Jedná se proto pouze o tři zbývající stěny. Rozdělení plochy stěn na výparník a SPP vyjádříme podílem účinné sálavé plochy stěn ohniště pro výparník a pro SPP.

Podíl účinné sálavé plochy stěn, kterou zaujímá výparník, je volen

$$x_{S\ výp} = 0,853$$

Účinná sálavá plocha výparníku

$$S_{\dot{u}s\ výp} = x_{S\ výp} \cdot S_{\dot{u}s\ sk\ stěny} = 551,8\ m^2$$

Účinná sálavá plocha SPP

$$S_{\dot{u}s\ SPP} = (1 - x_{S\ v\acute{y}p}) \cdot S_{\dot{u}s\ sk\ st\acute{e}ny} = 95,1\ m^2$$

Výkon předaný spalovací komorou do výparníku

$$Q_{sk\ v\acute{y}p} = S_{\dot{u}s\ v\acute{y}p} \cdot q_{st} = 153\ 355,1\ kW$$

Výkon předaný spalovací komorou do SPP

$$Q_{sk\ SPP} = S_{\dot{u}s\ SPP} \cdot q_{st} = 26\ 428,1\ kW$$

Kontrolní součet dílčích výkonů spalovací komory

$$Q_{vo} + Q_{sk\ v\acute{y}p} + Q_{sk\ SPP} = 9416,3 + 153\ 355,1 + 26\ 428,1 = 189\ 199,6\ kW$$

$$Q_{sk\ celk} = 189\ 199,6\ kW$$

10 Potřebné výkony

Pro bilanční výpočty jednotlivých částí kotle je potřeba si nejdříve určit jejich potřebné výkony. Potřebným výkonem rozumíme výkon daný průtokem vody/páry a rozdílem entalpií před a za danou výhřevnou plochou. Entalpie vychází ze stavu vody/páry určeného dle příslušných parametrů pro konkrétní výměňkovou plochu. Kapitola je rozdělena dle jednotlivých částí kotle na ohřev napájecí vody, vypařování vody ve výparníku a v přechodníku, přehřátí páry a přihrátí páry. Samotná bilance všech výhřevných ploch je provedena v jejich příslušných kapitolách.

10.1 Ohřev napájecí vody

Tato složka výkonu zahrnuje ohřev vody v EKV1 a EKV2. Vstupuje zde napájecí voda o zadané teplotě $t_{nv1} = 253^{\circ}\text{C}$ a tlaku, který odpovídá tlaku admisnímu zvýšeného o volenou tlakovou ztrátu celé vysokotlaké větve kotle $\Delta p_{VT} = 3 \text{ MPa}$, tedy vstupní tlak napájecí vody je $p_{nv1} = 21,1 \text{ MPa}$.

Těmto parametrům odpovídá vstupní entalpie napájecí vody

$$i_{nv1} = 1100,78 \text{ kJ/kg}$$

Výstupem je voda o tlaku sníženého o tlakovou ztrátu v obou ekonomizérech

$$p_{nv2} = p_{nv1} - \Delta p_{EKO} = 21,1 - 0,8 = 20,3 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota je volena jako teplota o 40°C nižší než je teplota sytosti při tlaku p_{nv2}

$$t_{nv2} = 327,0^{\circ}\text{C}$$

Těmto parametrům odpovídá entalpie

$$i_{nv2} = 1486,55 \text{ kJ/kg}$$

Hmotnostní průtok se spočítá jako zadaný průtok admisní páry zmenšený o množství regulačního vstřiku do přehřáté páry, který je odebírán před ekonomizéry a je uvažován jako 5% průtoku.

Definujme si průtok požadované admisní páry (ze zadání)

$$m_p = 151,92 \text{ kg/s}$$

a průtok páry/vody snížený o regulační vstřík do PP

$$m_p^* = m_p - 0,05 \cdot m_p = 144,32 \text{ kg/s}$$

Výkon potřebný pro ohřev napájecí vody na zvolené parametry je tedy

$$Q_{EKO} = m_p^* \cdot (i_{nv2} - i_{nv1}) = 55\,674,1 \text{ kW}$$

Pozn.: Výstupní teplota se volí o 40°C nižší než je teplota varu při daném tlaku, aby bylo zajištěno rovnoměrné rozdělení pracovní látky do paralelních trubek výparníku, což není možné zajistit v případě páry. Na vstupu do výparníku musí tedy být voda, nikoli parovodní směs. [1, str. 148] Volená hodnota teploty vychází z konzultací.

10.2 Výparník a přechodník

Do výparníku vstupuje napájecí voda z ekonomizérů o teplotě $t_{nv2} = t_{výp1}$ a tlaku $p_{nv2} = p_{výp1}$, tedy entalpii $i_{nv2} = i_{výp1}$. Z výparníku vystupuje parovodní směs do přechodníku, ze kterého vystupuje pára se zvoleným přehřátím $\Delta t_{přech2 \text{ přehřátí}} = 10 \text{ °C}$. Není zde jasně dané místo vypařování, a proto se výparník a přechodník neodděluje tak striktně.

Tlak parovodní směsi na výstupu je dán zvolenou tlakovou ztrátou ve výparníku

$$p_{přech2} = p_{výp1} - \Delta p_{výp+přech} = 20,3 - 1,2 = 19,1 \text{ MPa}$$

Teplota sytosti pro výstupní tlak

$$t_{přech2 \text{ sytosti}} = 361,9 \text{ °C}$$

Teplota na výstupu

$$t_{přech2} = t_{přech2 \text{ sytosti}} + \Delta t_{přech2 \text{ přehřátí}} = 371,9 \text{ °C}$$

Entalpie na výstupu je tedy dána tlakem a teplotou

$$i_{přech2} = 2631,16 \text{ kJ/kg}$$

Výkon výparníku a přechodníku vyjádříme následovně

$$Q_{výp + přech} = m_p \cdot (i_{přech 2} - i_{výp 1}) = 165\,191,1 \text{ kW}$$

V přechodníku je dokončeno vypařování vody a výstupem je mírně přehřátá pára. Volba vstupních a výstupních parametrů je ovlivněna konstrukcí, kdy je výkon přechodníku v podstatě dán konstrukcí nosu spalovací komory a trubkovou mříží umístěnou do vodorovného tahu spalin. S konstrukcí těchto částí kotle není možné příliš hýbat, proto jde o iterační výpočet, při kterém se výkon určí z konstrukčního řešení a tepelného výpočtu. Pro oddělení výkonů výparníku a přechodníku použijeme spočítaný výkon přechodníku dle kapitoly 20.5.

Iterovaný výkon přechodníku

$$Q_{přech} = 11\,831,3 \text{ kW}$$

Výkon výparníku určíme už jednoduše

$$Q_{výp} = Q_{výp + přech} - Q_{přech} = 153\,359,9 \text{ kW}$$

Vidíme, že potřebný výkon výparníku odpovídá spočítanému výkonu předaného spalovací komorou do výparníku v kapitole 9.4.1

$$Q_{sk\,výp} = 153\,355,1 \text{ kW}$$

10.3 Přehřátí páry

Postup určování entalpií je velmi jednoduchý. Všechny entalpie jsou zde dány tlakem a teplotou. Regulační vstřík je spočítán zvlášť jako samostatná složka potřebného výkonu. Celkový výkon je dán součtem potřebného výkonu na přehřátí průtoku sníženého o regulační vstřík a výkonem regulačního vstříku.

10.3.1 Přehřátí

Platí zde podobné vztahy. Výstup z přechodníku je vstupem do přehříváků. I zde je uvažována tlaková ztráta.

$$p_{PP 1} = p_{přech 2}$$

$$t_{PP 1} = t_{přech 2}$$

$$i_{PP1} = i_{přech2}$$

Výstupní tlak a teplota jsou dány zadáním

$$p_{PP2} = p_{PP1} - \Delta p_{PP} = 19,1 - 1 = 18,1 \text{ MPa}$$

$$t_{PP2} = 575 \text{ °C}$$

Entalpie na výstupu je následující

$$i_{PP2} = 3487,55 \text{ kJ/kg}$$

Výkon přehřátí

$$Q_{PP \text{ přehřátí}} = m_p^* \cdot (i_{PP2} - i_{PP1}) = 123 \text{ 595,5 kW}$$

10.3.2 Regulační vstřík

Regulační vstřík do PP je dán rozdílem entalpie napájecí vody na vstupu do kotle a entalpie přehřáté páry na výstupu. Průtok je 5% z celkového průtoku ve vysokotlaké větvi.

$$Q_{PP \text{ vstřík}} = 0,05 \cdot m_p \cdot (i_{nv1} - i_{PP2}) = 18 \text{ 129,5 kW}$$

Celkový výkon přehříváků je součtem dvou spočítaných výkonů

$$Q_{PP} = Q_{PP \text{ přehřátí}} + Q_{PP \text{ vstřík}} = 141 \text{ 725,0 kW}$$

10.4 Mezipřehřátí páry

Postup je analogický k výpočtu přehřátí páry. Jediným rozdílem je, že voda pro regulační vstřík se neodebírá před ekonomizéry kotle, ale v mezistupni napájecí stanice. Jelikož potřebný výkon pro meziohřev páry byl již spočítán v kapitole 6, jsou zde uvedeny pouze výsledky.

$$Q_{MP \text{ mezipřehřátí}} = Q_{mp} = 74 \text{ 241,8 kW}$$

$$Q_{MP \text{ vstřík}} = Q_{mp \text{ vstřík}} = 19 \text{ 414,6 kW}$$

Celkový výkon je součtem výkonů mezipřehřátí a vstříku

$$Q_{MP} = Q_{MP \text{ mezipřehřátí}} + Q_{MP \text{ vstřík}} = 93 \text{ 656,4 kW}$$

11 Ohřívák vzduchu (OVZ)

Ohřívák vzduchu slouží k předeřevu vzduchu před spalováním. Účelem jeho zařazení do proudu spalin je využít teplo, které by jinak odcházelo jako komínová ztráta kotle. Ohřívák vzduchu se do proudu spalin umísťuje jako poslední výhřevná plocha kotle. Studený vzduch přicházející do OVZ, mírně ohřátý z parního ohříváku vzduchu, dokáže dostatečně vychladit spaliny tak, aby komínová ztráta vycházela značně nižší. Teplo předané v OVZ se poté vrací ve vzduchu do spalovací komory. Ekonomizér by stejného dochlazení spalin nebyl schopen, jelikož teplota napájecí vody bývá již před kotlem příliš vysoká.

V tomto návrhu kotle je použit rotační ohřívák vzduchu typu Ljungström. Řešen je pouze bilančně. Cílem bilančních výpočtů je získat teplotu spalin přicházejících do OVZ. Jde o první bilancovanou plochu a také o první kapitolu, kde se bilance kotle počítají odzadu, tedy tak, že je dána teplota spalin na výstupu a počítá se teplota spalin na vstupu.

11.1 Bilance OVZ

Vstupní hodnotou do bilance je výstupní teplota spalin t_{S2} , volená teplota, na kterou ohříváme vzduch t_{V2} a vstupní teplota vzduchu t_{V1} (dle kapitoly 7.1). Výstupní teplota spalin byla volena již během stechiometrických výpočtů – jde o teplotu spalin za kotlem. Výměník je řešen jako protiproudý.

$$\begin{aligned}t_{S2} &= t_k = 160 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{V2} &= 310 \text{ }^\circ\text{C} \\t_{V1} &= 45 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Bilanční rovnice vypadá následovně

$$i_{S1} - i_{S2} + \Delta\alpha_{OVZ} \cdot i_{Vstř} = \beta'_{OVZ} \cdot i_{V2} - \beta_{OVZ} \cdot i_{V1}$$

kde i_{S1} , i_{S2} , i_{V1} a i_{V2} [kJ/kg] jsou entalpie spalin na vstupu a výstupu, respektive entalpie vzduchu na vstupu a výstupu, $\Delta\alpha_{OVZ}$ [-] je poměrné přísátí vzduchu do spalin v OVZ, $i_{Vstř}$ [kJ/kg] je entalpie přísávaného vzduchu a β_{OVZ} a β'_{OVZ} [-] jsou přebytky vzduchu na straně vzduchu na vstupu, respektive výstupu OVZ.

Některé hodnoty vycházejí z předchozích výpočtů

$$\Delta\alpha_{OVZ} = 0,1 \quad (\text{kapitola 5.3})$$

$$\beta_{OVZ} = 1,25 \quad (\text{kapitola 7.1})$$

$$\beta'_{OVZ} = 1,15 \quad (\text{kapitola 9.2.1})$$

Entalpie i_{V1} a i_{V2} se odečtou z I-t diagramu pro vzduch a pro příslušné teploty. Entalpie i_{S2} odpovídá entalpii spalin za kotlem z kapitoly 7.2.5. Entalpie přisávaného vzduchu $i_{Vstř}$ se odečte z I-t diagramu pro vzduch a pro střední teplotu vzduchu v OVZ.

$$t_{Vstř} = 177,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hodnoty entalpií jsou

$$i_{S2} = I_S^{t_k, \alpha_k^*} = 1054,64 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{V1} = 163,04 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{V2} = 1147,29 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{Vstř} = 650,33 \text{ kJ/kg}$$

Vstupní entalpie spalin se spočítá dle bilanční rovnice

$$i_{S1} = \beta'_{OVZ} \cdot i_{V2} - \beta_{OVZ} \cdot i_{V1} - \Delta\alpha_{OVZ} \cdot i_{Vstř} + i_{S2} = 2105,19 \text{ kJ/kg}$$

Z této entalpie a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu odečte teplota spalin na vstupu do OVZ

$$t_{S1} = 364,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

12 Návrh uspořádání kotle a definice rozměrů

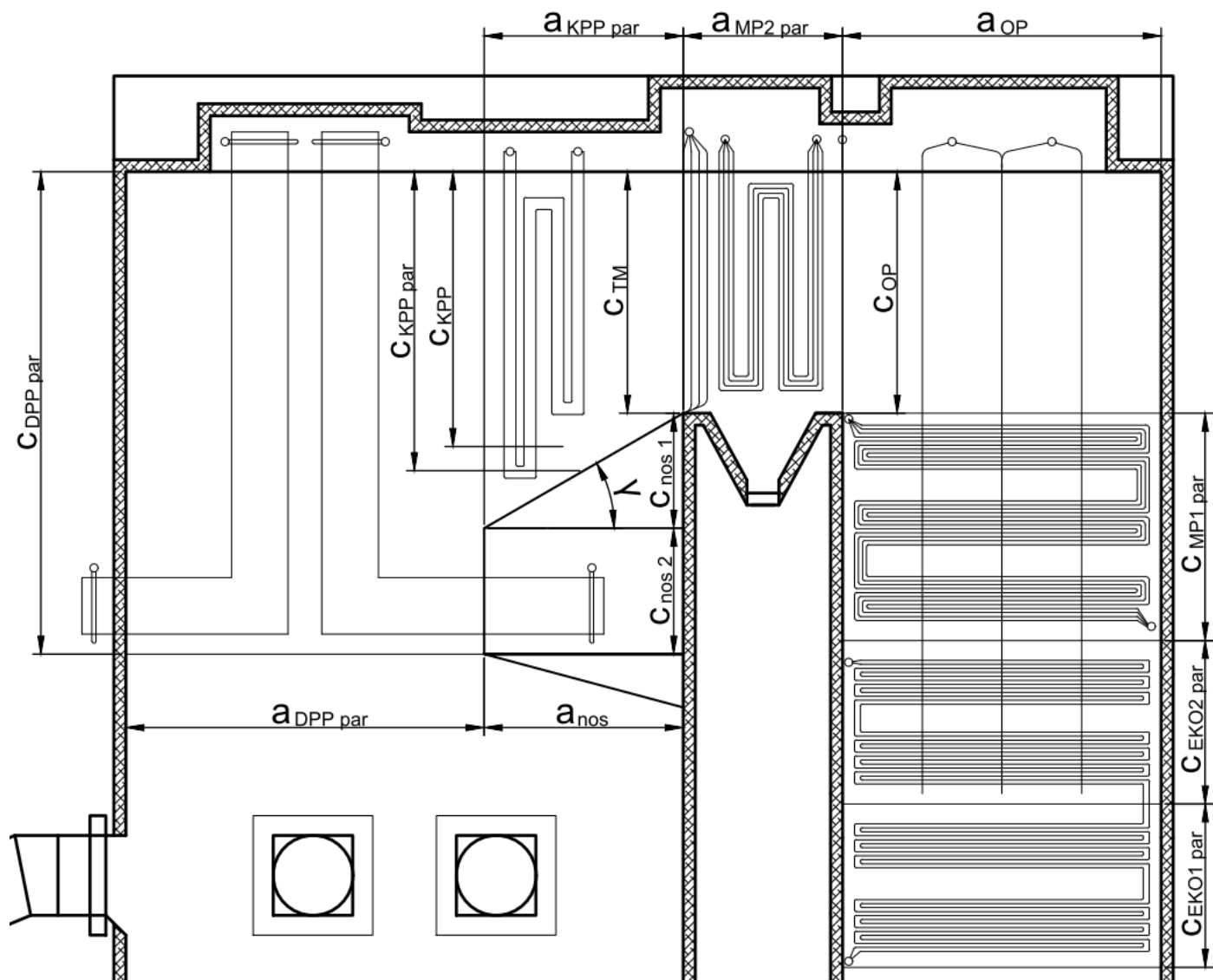
Předtím, než začneme navrhovat velikost jednotlivých ploch, bychom si měli definovat jednotlivé rozměry a celkové uspořádání jednotlivých ploch v kotli – Obrázek 4.

Na úvod je potřeba vysvětlit rozdíl mezi rozměry bez indexu *par*, například c_{KPP} , a rozměry s indexem *par*, například $c_{KPP\ par}$. Rozměry bez tohoto indexu značí rozměr trubkového svazku, případně uvažovaný prostor pro desky deskového přehříváku (DPP). V případě, že je navrhovaný svazek rozdělen na více dílů, například kvůli inspekčním prohlídkám, značí neindexovaný rozměr součet rozměrů jednotlivých dílů. To je případ druhého tahu spalin, tedy EKA1, EKA2 a MP1, kde se připouští maximální výška svazku 1,5 m dle doporučení [1, str. 143].

Rozměry indexované *par* značí rozměry celého bilancovaného prostoru a figurují ve výpočtu rychlosti spalin a velikosti chlazených stěn v daném prostoru (paralelní plochy). V druhém tahu spalin zahrnují mj. také zmíněné mezery mezi díly daného svazku, mezery mezi jednotlivými svazky a definují délku chlazených závěsů.

Hloubku kotle, v této práci značenou písmenem *b*, v tomto pohledu není možné zakótovat. Pro celý kotel je použita stejná hodnota hloubky kotle, která je definovaná v konstrukčním návrhu spalovací komory – kapitola 9.1. Hloubka jednotlivých svazků je však o něco menší a je vždy zobrazena v řezu jednotlivých svazků v jednotlivých kapitolách kromě DPP, kde je tento rozměr pouze informační.

Kotel si rozdělme na tři části – první, vodorovný a druhý tah spalin. Popis jednotlivých částí provedeme v samostatných podkapitolách.



Obrázek 4: Uspořádání kotle

12.1 První tah spalin

Prvním tahem spalin rozumíme prostor DPP a KPP. Volené rozměry těchto prostorů ovlivňují velikost nosu spalovací komory a také výšku trubkové mříže (TM), která tvoří koncovou část přechodníku. Velikost prostoru DPP má také značný vliv na výkon stěnového přehříváku páry (SPP), příspěvek paralelních ploch DPP na celkový výkon SPP je totiž relativně velký. Spodní stěna prostoru KPP je tvořena šikmou částí nosu. Pro jednoduchost výpočtu zavedeme pro výšku svazku a pro výšku bočních stěn jejich střední hodnoty, to znamená jejich výšky v řezu polovinou prostoru $\frac{a_{KPP\ par}}{2}$. Se středními hodnotami výšek budeme nadále počítat a budeme přitom uvažovat výšku svazku KPP a stěn prostoru KPP jako konstantní.

12.1.1 Volené rozměry

Volené rozměry pro DPP jsou následující

$$a_{DPP\ par} = a_{DPP} = a_{vo} = 9\ m$$

$$c_{DPP\ par} = 12,1\ m$$

$$a_{nos} = 5\ m$$

Volené rozměry pro KPP jsou následující

$$a_{KPP\ par} = a_{nos} = 5\ m$$

$$c_{KPP\ par} = 7,5\ m$$

$$c_{KPP} = 6,89\ m$$

$$\gamma = 30^\circ$$

Pozn.: Platí, že $a_{nos} = a_{sk} - a_{vo}$.

12.1.2 Vypočítané rozměry

Z volených rozměrů pro DPP a KPP vychází

$$c_{nos\ 1} = \operatorname{tg} \gamma \cdot a_{nos} = 2,887\ m$$

$$c_{nos\ 2} = c_{DPP\ par} - c_{KPP\ par} - \frac{c_{nos\ 1}}{2} = 3,157\ m$$

$$c_{TM} = c_{DPP\ par} - c_{nos\ 2} - c_{nos\ 1} = 6,057\ m$$

12.2 Vodorovný tah spalin

Vodorovný tah spalin zahrnuje především prostor MP2. Patří sem ale také trubková mříž (TM), jejíž výška c_{TM} definuje výšku vodorovného tahu. Dále sem lze zahrnout i obratový prostor (OP). Výška OP je přímo rovna výšce vodorovného tahu. Spodní část prostoru MP2 je tvořena výsypkou vodorovného tahu a jde o nechlazenou plochu. Účelem výsyvky je odvod nánosů popílku z vodorovného tahu.

12.2.1 Volené rozměry

Volené rozměry pro MP2 jsou následující

$$a_{MP2\ par} = 4\ m$$

12.2.2 Vypočítané rozměry

Z vypočítané výšky TM vychází

$$c_{OP} = c_{OP\ par} = c_{MP2\ par} = c_{TM} = 6,057\ m$$

12.3 Druhý tah spalin

Do druhého tahu zahrneme prostor EKA1, EKA2, MP1 a částečně i OP. První tři jmenované prostory jsou si konstrukčně velmi podobné. Obratový prostor neobsahuje kromě chlazených stěn žádný samostatný trubkový svazek, pouze závěsy pro zbytek tahu a druhou trubkovou mříž (TM2). Jeho šířka, tedy rozměr $a_{OP} = a_{OP\ par}$ definuje šířku celého spalinového tahu. Výška druhého tahu spalin není nijak výrazně omezena a rozměry pouze volíme.

12.3.1 Volené rozměry

Volené rozměry pro OP jsou následující

$$a_{OP\ par} = a_{OP} = 8\ m$$

Pozn.: Rozměry $a_{OP\ par}$ i a_{OP} značí šířku obratového prostoru, viz kapitola 16.2.1.

Volené rozměry pro MP1 jsou následující

$$a_{MP1\ par} = a_{OP} = 8\ m$$

$$c_{MP1\ par} = 5,7\ m$$

Volené rozměry pro EKO2 jsou následující

$$a_{EKO2\ par} = a_{OP} = 8\ m$$

$$c_{EKO2\ par} = 4,1\ m$$

Volené rozměry pro EKO1 jsou následující

$$a_{EKO1\ par} = a_{OP} = 8\ m$$

$$c_{EKO1\ par} = 4,1\ m$$

13 Ekonomizér – vstupní (EKO1)

První část ekonomizéru, umístěna z pohledu proudu spalin před ohřívákem vzduchu, je první výhřevnou plochou z hlediska proudu pracovního média – vody. Vstupuje zde napájecí voda o teplotě dané zadáním $t_{nv} = 253 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku $p_{nv} = 21,1 \text{ MPa}$. Kotel má celkem dva ekonomizéry. Potřebný výkon (kapitola 10.1) pro dosažení teploty vody na vstupu do výparníku je tedy dělen dvěma. Každý ekonomizér tedy zpracovává stejný výkon, ovšem na odlišných teplotních hladinách. Jde o další výhřevnou plochu, která se v celkové bilanci kotle počítá odzadu, tedy výstupem bilančního výpočtu je vstupní teplota spalin do prostoru EKA1.

13.1 Bilance EKA1

13.1.1 Strana vody

Vstupní hodnoty jsou následující

$m_w^* = m_p^* = 144,32 \text{ kg/s}$	je průtok vody
$t_{w1} = 253 \text{ }^\circ\text{C}$	je teplota vody na vstupu
$\Delta p_{EKO1} = 0,4 \text{ MPa}$	je volená tlaková ztráta EKA1
$p_{w1} = 21,1 \text{ MPa}$	je tlak vody na vstupu
$p_{w2} = 20,7 \text{ MPa}$	je tlak vody na výstupu

Entalpie vody na vstupu je dána teplotou a tlakem napájecí vody

$$i_{w1} = 1100,78 \text{ kJ/kg}$$

Potřebný výkon EKA1 je polovinou celkového potřebného výkonu pro ohřev napájecí vody

$$Q_{EKO1} = \frac{Q_{EKO}}{2} = \frac{55\,674,1}{2} = 27\,837,0 \text{ kW}$$

Z bilance výkonu EKA1 se spočítá výstupní entalpie vody

$$i_{w2} = i_{w1} + \frac{Q_{EKO1}}{m_w^*} = 1293,67 \text{ kJ/kg}$$

Z výstupní entalpie a výstupního tlaku určíme teplotu vody na výstupu

$$t_{w2} = 292,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

13.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance jsou následující

$$M_{pv}^* = 56,589 \text{ kg/s} \quad \text{je uvažovaná spotřeba paliva}$$

$$t_{s2} = 364,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{je teplota spalin na výstupu}$$

$$i_{s2} = 2105,19 \text{ kJ/kg} \quad \text{je entalpie spalin na výstupu}$$

Teplota a entalpie spalin na výstupu vycházejí z bilance ohříváku vzduchu, jejíž výstupem je teplota spalin na vstupu do OVZ, tedy teplota spalin na výstupu z EKA1.

Z jednoduchého bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na vstupu

$$i_{s1} = i_{s2} + \frac{Q_{EKO1}}{M_{pv}^*} = 2597,10 \text{ kJ/kg}$$

Z entalpie spalin na vstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na vstupu

$$t_{s1} = 444,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

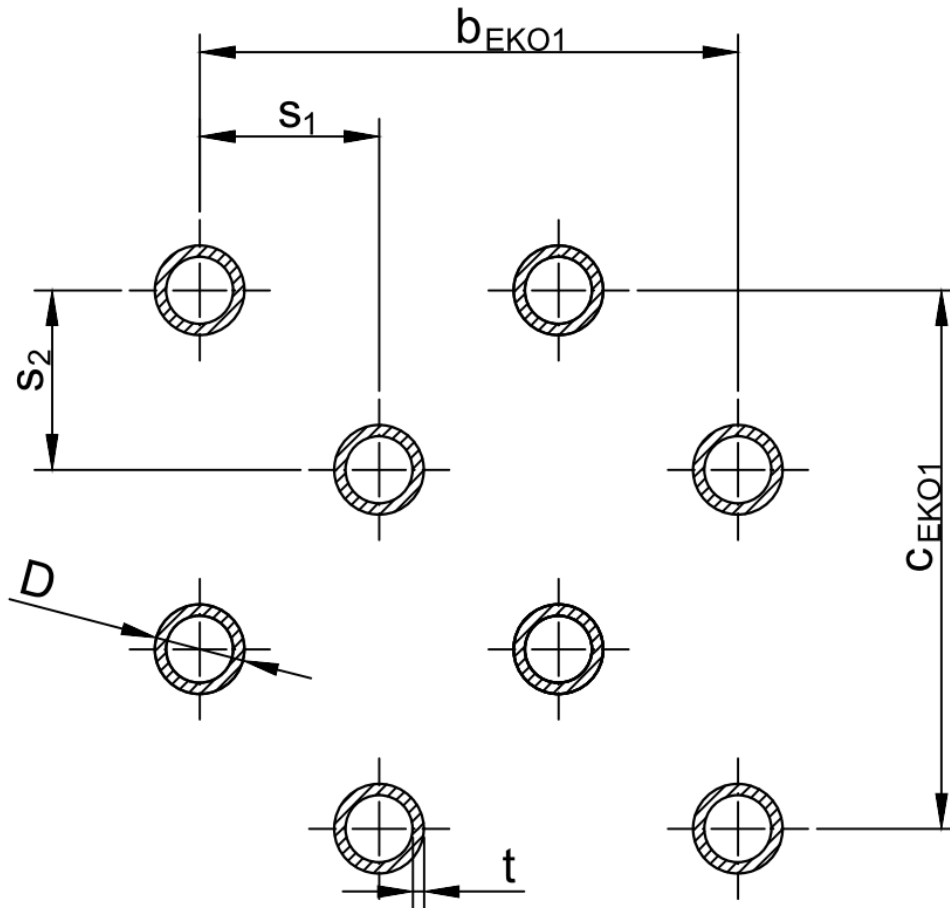
13.2 Konstrukční návrh

Před výpočtem sdílení tepla je potřeba si definovat rozměry výměníku. Jedná se o iterační výpočet, kdy dané rozměry se po výpočtu upravují tak, aby platila následující rovnice.

$$Q_{EKO1} = \Delta t_{\ln EKO1} \cdot k_{EKO1} \cdot S_{EKO1}$$

kde $\Delta t_{\ln EKO1}$ [$^\circ\text{C}$] je střední logaritmičtý teplotní spád, k_{EKO1} [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$] je součinitel prostupu tepla a S_{EKO1} [m^2] je výhřevná plocha.

Definici rozměrů ilustruje Obrázek 5. Jde o zjednodušený náčrt sloužící pouze k pochopení volby značení jednotlivých rozměrů. Svazek je zavěšen na nechlazených závěsech a uspořádání trubek je vystřídání.



Obrázek 5: Definice rozměrů EKA1

Volba hodnot je následující

$$D = 0,032 \text{ m}$$

je vnější průměr trubek

$$t = 0,004 \text{ m}$$

je tloušťka stěny

$$s_1 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$$

je příčná rozteč

$$s_2 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$$

je podélná rozteč

Pro z_1 a z_2 platí

$$z_1 = \frac{b_{EKO1}}{s_1} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru b_{EKO1}

$$z_2 = \frac{c_{EKO1}}{s_2} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru c_{EKO1}

A jsou voleny

$$z_1 = 200$$

$$z_2 = 44$$

Z volených hodnot vychází další důležité parametry výpočtu

$$d = D - 2 \cdot t = 0,024 \text{ m} \quad \text{je vnitřní průměr trubek}$$

$$b_{EKO1} = s_1 \cdot (z_1 - 1) = 12,736 \text{ m} \quad \text{je hloubka svazku}$$

$$c_{EKO1} = s_2 \cdot (z_2 - 1) = 2,752 \text{ m} \quad \text{je výška svazku}$$

Třetí rozměr, tedy šířka svazku, který odpovídá délce trubek mezi obraty je volen následovně

$$a_{EKO1} = 7,77 \text{ m} \quad \text{je šířka svazku}$$

Průtok vody je rozdělen na dvě paralelní trubkové větve, z této volby vychází následující vztahy

$$n_{tr} = 2 \cdot z_1 = 400 \quad \text{je počet paralelních trubek}$$

$$l_{1tr} = a_{EKO1} \cdot \frac{z_2}{2 \cdot 2} = 85,47 \text{ m} \quad \text{je délka jedné trubky}$$

Plocha jedné trubky je dána jejím průměrem a její délkou

$$S_{1tr} = \pi \cdot D \cdot l_{1tr} = 8,592 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedné trubky}$$

a tedy

$$S_{EKO1} = S_{1tr} \cdot n_{tr} = 3437,0 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha všech trubek}$$

Dále si definujeme rozměry uvažovaného prostoru EKA1. Výše definované rozměry a_{EKO1} , b_{EKO1} a c_{EKO1} definují rozměry trubkového svazku. Pro rozměry spalínového tahu v prostoru EKA1 jsou hodnoty následující.

$$a_{EKO1\ par} = 8 \text{ m}$$

$$b_{EKO1\ par} = 13 \text{ m}$$

$$c_{EKO1\ par} = 4,1 \text{ m}$$

Tyto rozměry jsou potřebné pro výpočet rychlosti spalín a velikost paralelních ploch. Paralelními plochami rozumíme stěny uvažovaného prostoru, případně chlazené závěsy. Paralelními plochami proudí pára s účelem chladit stěny či závěsy obtékané horkými spalínami. V EKA1 však neuvažujeme žádné paralelní plochy.

13.2.1 Rychlost spalin

Pro tepelný výpočet je potřeba znát rychlost spalin. Výpočet vychází z rovnice kontinuity a počítá se pro nejmenší průřez ve svazku – řez středem trubek.

Průřez, kterým proudí spaliny je

$$S_S = a_{EKO1\ par} \cdot b_{EKO1\ par} - D \cdot \frac{z_1}{2} \cdot a_{EKO1} = 79,136\ m^2$$

Následují výpočty pro určení objemového průtoku spalin.

Střední teplota spalin

$$t_{S\ stř} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 404,0\ ^\circ C$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\ min} = 3,3305 + (1,2 - 1) \cdot 2,7484 = 3,8801\ Nm^3/kg$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S\ stř}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273}{273} = 9,6226\ m^3/kg$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S\ stř}} \cdot M_{pv}^* = 544,534\ m^3/s$$

Rychlost spalin

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 6,88\ m/s$$

13.2.2 Rychlost vody

Vychází také z rovnice kontinuity. Objemový průtok vychází z hmotnostního průtoku a střední hustoty vody v EKU1 určené dle středního tlaku a střední teploty ve výměníku. Jde o kontrolní výpočet, kdy se snažíme dosáhnout hodnot 0,4 až 1,2 m/s [1, str. 144].

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr\ vnitřní} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = 0,181\ m^2$$

Rychlost vody vychází

$$w_w = \frac{m_w^*}{\rho_{stř} \cdot S_{tr\ vnitřní}} = \frac{144,32}{783,52 \cdot 0,181} = 1,02\ m/s$$

13.3 Tepelný výpočet

Tepelným výpočtem rozumíme výpočet součinitele prostupu tepla k_{EK01} . V ekonomizérech zanedbáváme přestup tepla na straně vody. Protože střední teplota spalin je zde nižší než 500°C, zanedbáváme i přestup tepla sáláním spalin. Uvažován je zde tedy jen přestup tepla konvekcí na straně spalin.

13.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí se při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných vystřídane určí dle vzorce

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}$$

kde C_z [-] je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu, C_s [-] je korekční součinitel na uspořádání svazku, λ_s [W/mK] je měrná tepelná vodivost spalin, ν_s [m²/s] je kinematická viskozita spalin a Pr_s [-] je Prandtlovo číslo spalin.

Součinitel C_z se určí dle [1, str. 99]

$$C_z = 1$$

Součinitel C_s se určí dle [1, str. 99] ze vztahu

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1}$$

pro

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1}$$

kde

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot s_1}{D} = 4$$

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 2,828$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = 2$$

A C_s tedy vychází

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,357$$

Parametry vycházející z vlastností spalin zjistíme dle [1, tab. 4-11, str. 49] pro $t_{S\text{ stř}}$

$$\lambda_S = 0,057 \text{ W/mK}$$

$$\nu_S = 57,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_S = 0,64$$

Nyní můžeme spočítat součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left(\frac{w_S \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,6} \cdot Pr_S^{0,33} = 77,316 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tato hodnota je při uvažovaném zanedbání popsaného výše rovna celkovému přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_k = \alpha_S$$

13.3.2 Součinitel zanesení

Součinitel zanesení určíme dle [1, kapitola 7.6] podle vzorce

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$

kde C_D [-] je opravný koeficient na průměr trubek, C_f [-] je opravný koeficient na jemnost popílkových částic, ε_0 [-] je základní hodnota součinitele zanesení a $\Delta\varepsilon$ [-] je přírážka určená dle [1, tab. 7-2, str. 123]

$$\Delta\varepsilon = 0$$

Součinitel C_D určíme dle [1, obr. 7-19, str. 122] pro průměr trubek $D = 32 \text{ mm}$

$$C_D = 0,75$$

Součinitel C_f je pro uhlí brán

$$C_f = 1$$

Základní hodnota součinitele zanesení ε_0 se určí dle [1, obr. 7-19, str. 122] pro $\frac{s_2}{D} = 2$ a rychlost spalin $w_s = 6,88 \text{ m/s}$

$$\varepsilon_0 = 0,0042$$

A tedy

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,00315$$

13.3.3 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla spočítáme pro ekonomizér dle vztahu

$$k_{EKO1} = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} = \frac{77,316}{1 + 0,00315 \cdot 77,316} = 62,174 \text{ W/m}^2\text{K}$$

13.4 Střední logaritmický teplotní spád

EKO1 je protiproudý výměník a hodnoty pro výpočet logaritmického teplotního spádu vycházejí z teplot určených v bilanci a jsou následující.

Rozdíl teplot na teplé straně spalin

$$\Delta t_1 = t_{s1} - t_{w2} = 444,1 - 292,3 = 151,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Rozdíl teplot na studené straně spalin

$$\Delta t_2 = t_{s2} - t_{w1} = 364,0 - 253 = 111,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln EKO1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 130,29 \text{ }^\circ\text{C}$$

13.5 Rovnost výkonů

Nakonec ověříme, že potřebný výkon z bilančního výpočtu odpovídá výkonu spočítaného z konstrukčního řešení.

$$\frac{\Delta t_{\ln EKO1} \cdot k_{EKO1} \cdot S_{EKO1}}{1000} = \frac{130,29 \cdot 62,174 \cdot 3437,0}{1000} = 27\,842,5 \text{ kW}$$

Potřebný výkon

$$Q_{EKO1} = 27\,837,0 \text{ kW}$$

14 Ekonomizér – výstupní (EKO2)

Výstupní ekonomizér je umístěn nad vstupním ekonomizérem v druhém tahu spalin. Z pohledu vody jde o poslední výhřevnou plochu před vstupem do výparníku. Bilanční i konstrukční výpočty jsou analogické k výpočtům EKA1, a proto jsou zde uvedeny jen zkráceně. Jde o první plochu našeho výpočtu, kde uvažujeme paralelní plochy – chlazené stěny a závěsy. Paralelní plochy jsou zde součástí stěnového přehříváku páry (SPP). Výkon paralelních ploch je zahrnut do bilance tohoto stupně. Protože výkon paralelních ploch zjistíme až po konstrukčním tepelném výpočtu, jedná se o iterační výpočet.

14.1 Bilance EKA2

14.1.1 Strana vody

Vstupní hodnoty vycházejí z výsledků bilance EKA1

$m_w^* = 144,32 \text{ kg/s}$	je průtok vody
$t_{w1} = 292,3 \text{ °C}$	je teplota vody na vstupu
$\Delta p_{EKO2} = 0,4 \text{ MPa}$	je volená tlaková ztráta EKA2
$p_{w1} = 20,7 \text{ MPa}$	je tlak vody na vstupu
$p_{w2} = 20,3 \text{ MPa}$	je tlak vody na výstupu
$i_{w1} = 1293,67 \text{ kJ/kg}$	je entalpie vody na vstupu

Potřebný výkon EKA2 je polovinou celkového potřebného výkonu pro ohřev napájecí vody

$$Q_{EKO2} = \frac{Q_{EKO}}{2} = 27\,837,0 \text{ kW}$$

Z bilance výkonu EKA2 se spočítá výstupní entalpie vody

$$i_{w2} = i_{w1} + \frac{Q_{EKO2}}{m_w^*} = 1486,55 \text{ kJ/kg}$$

Z výstupní entalpie a výstupního tlaku určíme teplotu vody na výstupu (případně dle kapitoly 10.1)

$$t_{w2} = 327,0 \text{ °C}$$

14.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty vycházejí z výsledků bilance EKA1

$t_{s2} = 444,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ je teplota spalin na výstupu

$i_{s2} = 2597,10 \text{ kJ/kg}$ je entalpie spalin na výstupu

Výkon paralelních ploch spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{EKO2\ par} = 325,9 \text{ kW}$$

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na vstupu

$$i_{s1} = i_{s2} + \frac{Q_{EKO2} + Q_{EKO2\ par}}{M_{pv}^*} = 3094,78 \text{ kJ/kg}$$

Z entalpie spalin na vstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na vstupu

$$t_{s1} = 523,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

14.2 Konstrukční návrh

Konstrukční návrh je analogický k návrhu EKA1. Jediným rozdílem jsou chlazené závěsy, které ilustruje Obrázek 6.

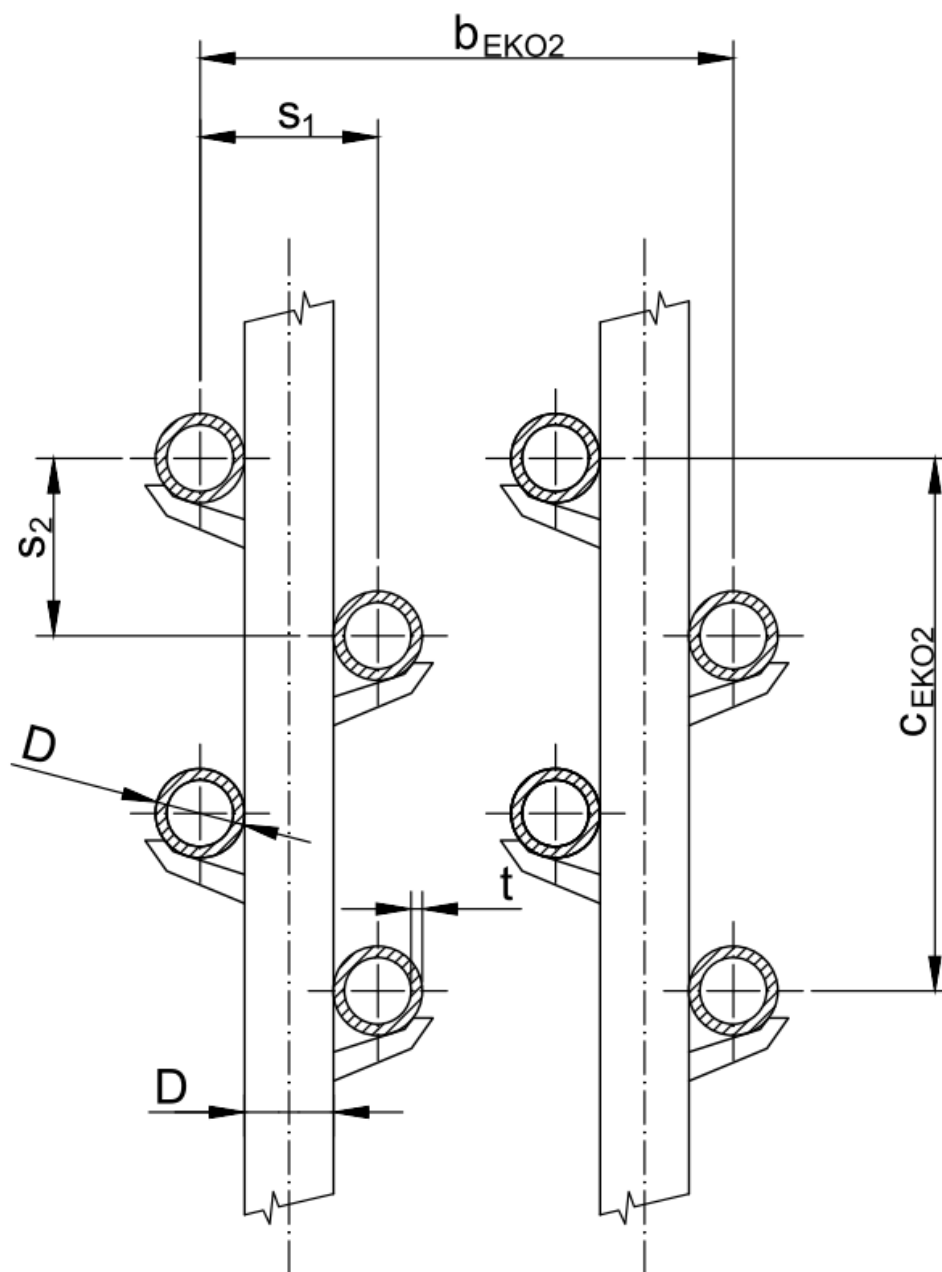
Hodnoty jsou následující

$D = 0,032 \text{ m}$ je vnější průměr trubek

$t = 0,004 \text{ m}$ je tloušťka stěny

$s_1 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$ je příčná rozteč

$s_2 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$ je podélná rozteč



Obrázek 6: Definice rozměrů EKA2

Pro z_1 a z_2 platí

$$z_1 = \frac{b_{EKO2}}{s_1} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru b_{EKO2}

$$z_2 = \frac{c_{EKO2}}{s_2} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru c_{EKO2}

A jsou voleny

$$z_1 = 200$$

$$z_2 = 36$$

Z volených hodnot vychází

$$d = D - 2 \cdot t = 0,024 \text{ m} \quad \text{je vnitřní průměr trubek}$$

$$b_{EKO2} = s_1 \cdot (z_1 - 1) = 12,736 \text{ m} \quad \text{je hloubka svazku}$$

$$c_{EKO2} = s_2 \cdot (z_2 - 1) = 2,24 \text{ m} \quad \text{je výška svazku}$$

Třetí rozměr, tedy šířka svazku, který odpovídá délce trubek mezi obraty je volen následovně

$$a_{EKO2} = 7,49 \text{ m} \quad \text{je šířka svazku}$$

Stejně jako v EKU1 je průtok vody rozdělen na dvě paralelní trubkové větve

$$n_{tr} = 2 \cdot z_1 = 400 \quad \text{je počet paralelních trubek}$$

$$l_{1tr} = a_{EKO2} \cdot \frac{z_2}{2 \cdot 2} = 67,41 \text{ m} \quad \text{je délka jedné trubky}$$

Plocha jedné trubky je dána jejím průměrem a její délkou

$$S_{1tr} = \pi \cdot D \cdot l_{1tr} = 6,777 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedné trubky}$$

a tedy

$$S_{EKO2} = S_{1tr} \cdot n_{tr} = 2710,7 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha všech trubek}$$

Rozměry spalínového tahu

$$a_{EKO2 \text{ par}} = 8 \text{ m}$$

$$b_{EKO2 \text{ par}} = 13 \text{ m}$$

$$c_{EKO2 \text{ par}} = 4,1 \text{ m}$$

14.2.1 Rychlost spalín

Výpočet je opět analogický s výpočtem EKA1.

Průřez, kterým proudí spaliny je

$$S_S = a_{EKO2 \text{ par}} \cdot b_{EKO2 \text{ par}} - D \cdot \frac{z_1}{2} \cdot a_{EKO2} = 80,032 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalín

$$t_{S \text{ stř}} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 483,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min} = 3,8801 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S \text{ stř}} + 273}{273} = 10,7566 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} \cdot M_{pv}^* = 608,708 \text{ m}^3/\text{s}$$

Rychlost spalin

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 7,61 \text{ m/s}$$

14.2.2 Rychlost vody

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr \text{ vnitřní}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = 0,181 \text{ m}^2$$

Rychlost vody vychází

$$w_w = \frac{m_w^*}{\rho_{stř} \cdot S_{tr \text{ vnitřní}}} = \frac{144,32}{716,17 \cdot 0,181} = 1,11 \text{ m/s}$$

14.3 Tepelný výpočet

Stejně jako v EKU1 zanedbáváme přestup tepla na straně vody a sálání spalin. Postup výpočtu je stejný, proto jsou zde uvedeny jen výsledky.

14.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left(\frac{w_S \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,6} \cdot Pr_S^{0,33}$$

kde

$$C_z = 1$$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,357$$

$$\lambda_s = 0,0642 \text{ W/mK}$$

$$\nu_s = 70,57 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_s = 0,62$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} = 81,183 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stále platí, že

$$\alpha_k = \alpha_s$$

14.3.2 Součinitel zanesení

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$

kde

$$\Delta\varepsilon = 0,0017$$

$$C_D = 0,75$$

$$C_f = 1$$

$$\varepsilon_0 = 0,0038$$

Součinitel zanesení vychází

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,00455$$

14.3.3 Součinitel prostupu tepla

$$k_{EKO2} = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} = 59,284 \text{ W/m}^2\text{K}$$

14.4 Střední logaritmický teplotní spád

EKO2 je rovněž protiproudý výměník a výpočet logaritmického teplotního spádu je tedy analogický k výpočtu v EKU1.

Rozdíl teplot na teplé straně spalín

$$\Delta t_1 = t_{s1} - t_{w2} = 523,6 - 327,0 = 196,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rozdíl teplot na studené straně spalín

$$\Delta t_2 = t_{s2} - t_{w1} = 444,1 - 292,3 = 151,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln EKO2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 173,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

14.5 Rovnost výkonů

Ověříme, že potřebný výkon z bilančního výpočtu odpovídá výkonu spočítaného z konstrukčního řešení.

$$\frac{\Delta t_{\ln EKO2} \cdot k_{EKO2} \cdot S_{EKO2}}{1000} = \frac{173,18 \cdot 59,284 \cdot 2710,7}{1000} = 27\,830,7 \text{ } kW$$

Potřebný výkon

$$Q_{EKO2} = 27\,837,0 \text{ } kW$$

14.6 Paralelní plochy

Plocha stěn spalínového tahu

$$S_{stěn\ par} = 2 \cdot a_{EKO2\ par} \cdot c_{EKO2\ par} + 2 \cdot b_{EKO2\ par} \cdot c_{EKO2\ par} = 172,2 \text{ } m^2$$

Plocha chlazených závěsů

$$S_{záv\ par} = S_{1\ záv} \cdot n_{záv}$$

Plocha jednoho závěsu je dána průměrem a jeho délkou, která je rovna

$$l_{1\text{ z\u00e1v}} = c_{EKO2\text{ par}} = 4,1\text{ m}$$

Plocha jednoho z\u00e1v\u00e9su tedy je

$$S_{1\text{ z\u00e1v}} = \pi \cdot D \cdot l_{1\text{ z\u00e1v}} = 0,412\text{ m}^2$$

Po\u00eet z\u00e1v\u00e9s\u016f je pro cel\u00fd spalinov\u00fd tah stejn\u00fd, z \u010eho\u017e tak\u00e9 vych\u00e1z\u00ed stejn\u00e1 p\u0159\u00ed\u010dn\u00e1 rozte\u010d pro v\u0161echny svazky v tomto tahu. Z\u00e1v\u00e9sy jsou rozm\u00edst\u011bny ve 3 \u0159ad\u00e1ch po 100.

Po\u00eet z\u00e1v\u00e9s\u016f je tedy

$$n_{\text{z\u00e1v}} = 300$$

Celkov\u00e1 plocha v\u0161ech z\u00e1v\u00e9s\u016f

$$S_{\text{z\u00e1v par}} = S_{1\text{ z\u00e1v}} \cdot n_{\text{z\u00e1v}} = 123,65\text{ m}^2$$

U paraleln\u00edch ploch uva\u017eujeme \u010drtinov\u00fd p\u0159estup tepla konvekc\u00ed oproti hlavn\u00edmu svazku. Jde o p\u0159edpoklad zjednodu\u0161uj\u00edc\u00ed v\u00fdpo\u010et a vych\u00e1z\u00ed z konzultac\u00ed.

Pro EKO2 tedy plat\u00ed

$$\alpha_{S\text{ par}} = 0,25 \cdot \alpha_k = 0,25 \cdot \alpha_S = 20,296\text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro p\u0159estup tepla na stran\u011b p\u00e1ry uva\u017eujeme sou\u010dinitel p\u0159estupu tepla pro st\u011bnov\u00fd p\u0159eh\u0159\u00edv\u00e1k, kter\u00fd je spo\u010d\u00edt\u00e1n v kapitole obratov\u00e9ho prostoru 16.3.1

$$\alpha_{p\text{ OP}} = \alpha_{p\text{ SPP}} = 6371,52\text{ W/m}^2\text{K}$$

Sou\u010dinitel zanesen\u00ed vych\u00e1z\u00ed z doporu\u010den\u00e9 hodnoty pro n\u00e1st\u011bn\u00e9 plochy z konzultac\u00ed

$$\varepsilon_{\text{par}} = 0,0045$$

Sou\u010dinitel prostupu tepla je d\u00e1n vzorcem dle [1, str. 95] pro p\u0159eh\u0159\u00edv\u00e1ky p\u00e1ry

$$k_{EKO2\text{ par}} = \frac{\alpha_{S\text{ par}}}{1 + \left(\varepsilon_{\text{par}} + \frac{1}{\alpha_{p\text{ OP}}} \right) \cdot \alpha_{S\text{ par}}} = 18,543\text{ W/m}^2\text{K}$$

St\u0159edn\u00ed rozd\u00edl teplot uva\u017eujeme pro st\u011bnov\u00fd p\u0159eh\u0159\u00edv\u00e1k dle kapitoly 21.3

$$\Delta t_{\text{st\u0159 EKO2 par}} = 59,40\text{ }^\circ\text{C}$$

Výkon paralelních ploch tedy vychází

$$Q_{par\ EKO2} = \frac{(S_{stěn\ par} + S_{záv\ par}) \cdot k_{EKO2\ par} \cdot \Delta t_{stř\ EKO2\ par}}{1000} = 325,9\ kW$$

15 Mezipřehřívák – vstupní (MP1)

Vstupní mezipřehřívák je umístěn nad svazkem EKA2 a představuje první svazkovou výhřevnou plochu v druhém tahu spalin. Bilancován je podobně jako EKO1 a EKO2, tedy výstupem bilance je entalpie a teplota spalin na vstupu. Stejně jako u EKA2 je zde uvažována paralelní plocha stěn prostoru a chlazené závěsy. Dále je zde zahrnuta i část celkové ztráty kotle sáláním a vedením tepla do okolí Z_{sv} . Jelikož pracovním médiem proudící trubkami MP1 je pára, uvažuje se zde i přestup tepla na straně páry. Stejně tak se uvažuje i sálání spalin, protože střední teplota spalin vychází vyšší než 500°C.

15.1 Bilance MP1

15.1.1 Strana páry

Vstupní hodnoty vycházejí ze zadání

$t_{p1} = 346,9^{\circ}\text{C}$	je teplota páry na vstupu
$\Delta p_{MP1} = 0,105 \text{ MPa}$	je volená tlaková ztráta MP1
$p_{p1} = 3,907 \text{ MPa}$	je tlak páry na vstupu
$p_{p2} = 3,802 \text{ MPa}$	je tlak páry na výstupu
$m_{vratná\ pára} = m_{vp} = 136,54 \text{ kg/s}$	je hmotnostní průtok páry

Entalpie páry na vstupu je dána teplotou a tlakem páry na vstupu

$$i_{p1} = 3087,77 \text{ kJ/kg}$$

Potřebný výkon MP1 je polovinou celkového potřebného výkonu pro meziotřev

$$Q_{MP1} = \frac{Q_{MP}}{2} = \frac{93\,656,4}{2} = 46\,828,2 \text{ kW}$$

Z bilance výkonu MP1 se spočítá výstupní entalpie páry

$$i_{p2} = i_{p1} + \frac{Q_{MP1}}{m_{vp}} = 3430,74 \text{ kJ/kg}$$

Z výstupní entalpie a výstupního tlaku určíme teplotu páry na výstupu

$$t_{p2} = 492,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

15.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z výsledků bilance EKA2

$$t_{s2} = 523,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{je teplota spalin na výstupu}$$

$$i_{s2} = 3094,78 \text{ kJ/kg} \quad \text{je entalpie spalin na výstupu}$$

Výkon paralelních ploch spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{MP1\ par} = 2943,5 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon

$$Q_{Z_{sv}\ MP1} = 0,05 \cdot Z_{sv} \cdot Q_{celk} = 0,05 \cdot 0,0042 \cdot 456\ 246,7 = 95,8 \text{ kW}$$

kde 0,05 je uvažovaný podíl MP1 na celkové ztrátě Z_{sv} a Q_{celk} [kW] je celkový výkon kotle.

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na vstupu

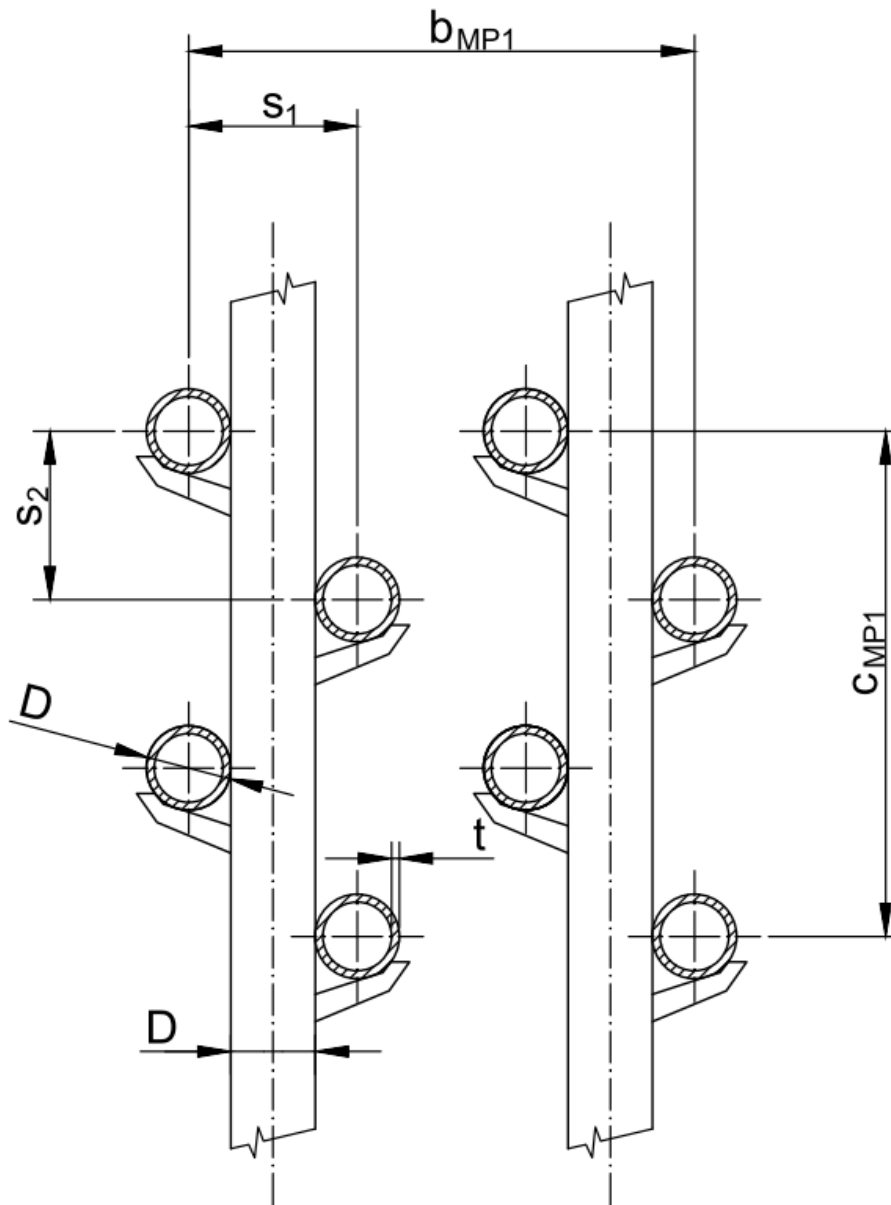
$$i_{s1} = i_{s2} + \frac{Q_{MP1} + Q_{MP1\ par} + Q_{Z_{sv}\ MP1}}{M_{pv}^*} = 3975,99 \text{ kJ/kg}$$

Z entalpie spalin na vstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na vstupu

$$t_{s1} = 660,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

15.2 Konstrukční návrh

Konstrukční návrh je analogický k návrhu EKA2.



Obrázek 7: Definice rozměrů MP1

Hodnoty jsou následující

$$D = 0,032 \text{ m}$$

je vnější průměr trubek

$$t = 0,003 \text{ m}$$

je tloušťka stěny

$$s_1 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$$

je příčná rozteč

$$s_2 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$$

je podélná rozteč

Pro z_1 a z_2 platí

$$z_1 = \frac{b_{MP1}}{s_1} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru b_{MP1}

$$z_2 = \frac{c_{MP1}}{s_2} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru c_{MP1}

A jsou voleny

$$z_1 = 200$$

$$z_2 = 56$$

Z volených hodnot vychází

$$d = D - 2 \cdot t = 0,026 \text{ m} \quad \text{je vnitřní průměr trubek}$$

$$b_{MP1} = s_1 \cdot (z_1 - 1) = 12,736 \text{ m} \quad \text{je hloubka svazku}$$

$$c_{MP1} = s_2 \cdot (z_2 - 1) = 3,52 \text{ m} \quad \text{je výška svazku}$$

Třetí rozměr, tedy šířka svazku, který odpovídá délce trubek mezi obraty je volen následovně

$$a_{MP1} = 6,97 \text{ m} \quad \text{je šířka svazku}$$

Zde je oproti E KU2 a E KU1 průtok páry rozdělen na čtyři paralelní větve

$$n_{tr} = 4 \cdot z_1 = 800 \quad \text{je počet paralelních trubek}$$

$$l_{1 tr} = a_{MP1} \cdot \frac{z_2}{2 \cdot 4} = 48,79 \text{ m} \quad \text{je délka jedné trubky}$$

Plocha jedné trubky je dána jejím průměrem a její délkou

$$S_{1 tr} = \pi \cdot D \cdot l_{1 tr} = 4,905 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedné trubky}$$

a tedy

$$S_{MP1} = S_{1 tr} \cdot n_{tr} = 3923,9 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha všech trubek}$$

Rozměry spalinového tahu

$$a_{MP1 par} = 8 \text{ m}$$

$$b_{MP1 par} = 13 \text{ m}$$

$$c_{MP1 par} = 5,7 \text{ m}$$

15.2.1 Rychlost spalin

Průřez, kterým proudí spaliny je

$$S_S = a_{MP1 par} \cdot b_{MP1 par} - D \cdot \frac{z_1}{2} \cdot a_{MP1} = 81,696 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin

$$t_{S \text{ stř}} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 591,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV \text{ min}} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \text{ min}} = 3,8801 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S \text{ stř}} + 273}{273} = 12,2935 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} \cdot M_{pv}^* = 695,678 \text{ m}^3/\text{s}$$

Rychlost spalin

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 8,52 \text{ m/s}$$

15.2.2 Rychlost páry

Rychlost páry se kontroluje z důvodu zajištění dostatečného chlazení materiálu. Vyšší rychlosti zajišťují lepší chlazení, příliš vysoké rychlosti však zbytečně navyšují tlakovou ztrátu. Obecně lze za doporučené hodnoty uvažovat rychlosti 12 až 30 m/s. Čím vyšší je tlak páry, tím nižší rychlosti lze brát. [1, str. 152] Nižší rychlosti páry lze uvažovat také v případě nižších teplot spalin v prostoru.

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr \text{ vnitřní}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = 0,425 \text{ m}^2$$

Rychlost páry vychází

$$w_p = \frac{m_{vp} \cdot v_p}{S_{tr \text{ vnitřní}}} = \frac{136,54 \cdot 0,0791}{0,425} = 25,42 \text{ m/s}$$

kde měrný objem páry v_p [m³/kg] je dán středním tlakem a střední teplotou v MP1. Výpočet je samozřejmě možné provést i s hustotou, jak tomu bylo v případě vody.

15.3 Tepelný výpočet

Oproti E KU1 a E KU2 zde uvažujeme přestup tepla na straně páry a sálání spalin. Výpočet součinitele prostupu tepla je tedy značně delší. Výpočet přestupu tepla konvekcí na straně spalin je analogický k předchozím kapitolám, proto je zde opět zkrácen.

15.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Pro tento výpočet potřebujeme zjistit několik parametrů z vlastností páry. Všechny parametry jsou určeny pro střední tlak a střední teplotu páry.

$$p_{p \text{ stř}} = \frac{p_{p1} + p_{p2}}{2} = 3,8545 \text{ MPa}$$

$$t_{p \text{ stř}} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = 419,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Potřebné parametry jsou následující

$\lambda_p = 0,0603 \text{ W/mK}$ je měrná tepelná vodivost páry

$\eta_p = 2,523 \cdot 10^{-5} \text{ Pas}$ je dynamická viskozita páry

$c_{pp} = 2325,4 \text{ J/kgK}$ je měrná tepelná kapacita páry

$v_p = 0,0791 \text{ m}^3/\text{kg}$ je měrný objem páry

Z těchto hodnot zjistíme Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\eta_p \cdot c_{pp}}{\lambda_p} = 0,973$$

A součinitel přestupu tepla na straně páry je pro podélné obtékání dle [1, str. 100]

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 1375,80 \text{ W/m}^2\text{K}$$

15.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Analogicky k E KU1.

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}$$

kde

$$C_z = 1$$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,357$$

$$\lambda_s = 0,0734 \text{ W/mK}$$

$$\nu_s = 87,92 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_s = 0,61$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} = 86,587 \text{ W/m}^2\text{K}$$

15.3.3 Součinitel zanesení

Analogicky k EKU1.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$

kde

$$\Delta\varepsilon = 0,0027$$

$$C_D = 0,75$$

$$C_f = 1$$

$$\varepsilon_0 = 0,0034$$

Součinitel zanesení vychází

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,00525$$

15.3.4 Součinitel přestupu tepla sáláním

Vychází dle [1, str. 117] ze vzorce

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{s \text{ stř}} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{s \text{ stř}} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{s \text{ stř}} + 273,15}}$$

kde a_{st} [-] je stupeň černosti povrchu stěn, a_s [-] je stupeň černosti spalín a t_z [°C] je teplota povrchu nánosů na straně spalín.

Stupeň černosti povrchu stěn je dle [1, str. 117]

$$a_{st} = 0,8$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalín je dána dle [1, str. 121] vzorcem

$$t_z = t_{p\ stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{MP1}}{S_{MP1}} \cdot 1000 = 491,0 \text{ °C}$$

15.3.4.1 Stupeň černosti spalín

Postup se podobá tepelnému výpočtu spalovací komory (kapitola 9.2.4). Přebíráme odtud některé hodnoty.

Dle [1, str. 119] určíme efektivní tloušťku sálové vrstvy

$$s_{MP1} = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,265 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{57000}{\sqrt[3]{d_{pk}^2 (t_{S\ stř} + 273,15)^2}} = 98,875$$

Součinitel zeslabení sálení 3 atomovými plyny [1, str. 119]

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{S3} \cdot s_{MP1}}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273,15}{1000} \right) = 24,696$$

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{sk} \cdot s_{MP1} = 0,335$$

Stupeň černosti spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,2845$$

Po zjištění všech hodnot můžeme dosadit do vzorce pro součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{S\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}}$$

$$= 31,679\ W/m^2K$$

15.3.5 Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin zahrnuje přestup ze spalin konvekcí a sáláním. Je dán následujícím vzorcem dle [1, str. 94].

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál}$$

kde ω [-] je součinitel omývání plochy a pro MP1

$$\omega = 1$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin vychází

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 118,265\ W/m^2K$$

15.3.6 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla je dle [1, str. 95] dán pro přehříváky páry vzorcem

$$k_{MP1} = \frac{\alpha_S}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_S} = 69,288\ W/m^2K$$

15.4 Střední logaritmický teplotní spád

MP1 je uvažován jako protiproudý výměník a výpočet logaritmického teplotního spádu je tedy analogický k výpočtu v EKU1.

Rozdíl teplot na teplé straně spalin

$$\Delta t_1 = t_{S\ 1} - t_{p\ 2} = 167,9\ ^\circ C$$

Rozdíl teplot na studené straně spalin

$$\Delta t_2 = t_{s2} - t_{p1} = 176,7^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln MP1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 172,26^\circ\text{C}$$

15.5 Rovnost výkonů

Ověříme, že potřebný výkon z bilančního výpočtu odpovídá výkonu spočítaného z konstrukčního řešení.

$$\frac{\Delta t_{\ln MP1} \cdot k_{MP1} \cdot S_{MP1}}{1000} = \frac{172,26 \cdot 69,288 \cdot 3923,9}{1000} = 46\,834,3 \text{ kW}$$

Potřebný výkon

$$Q_{MP1} = 46\,828,2 \text{ kW}$$

15.6 Paralelní plochy

Výpočet je naprosto stejný jako v případě EKA2 – tedy že jsou uvažovány stěny spalínového tahu a závěsy.

Plocha stěn spalínového tahu

$$S_{stěn\ par} = 2 \cdot a_{MP1\ par} \cdot c_{MP1\ par} + 2 \cdot b_{MP1\ par} \cdot c_{MP1\ par} = 239,4 \text{ m}^2$$

Plocha jednoho závěsu je dána průměrem a jeho délkou, která je rovna

$$l_{1\ záv} = c_{MP1\ par} = 5,7 \text{ m}$$

Plocha jednoho závěsu tedy je

$$S_{1\ záv} = \pi \cdot D \cdot l_{1\ záv} = 0,573 \text{ m}^2$$

Počet závěsů

$$n_{záv} = 300$$

Plocha chlazených závěsů

$$S_{z\u00e1v\ par} = S_{1\ z\u00e1v} \cdot n_{z\u00e1v} = 171,91\ m^2$$

Přestup tepla konvekcí

$$\alpha_{S\ par} = 0,25 \cdot \alpha_k + \alpha_{s\u00e1l} = 53,325\ W/m^2K$$

Přestup tepla na straně páry

$$\alpha_{p\ OP} = \alpha_{p\ SPP} = 6371,52\ W/m^2K$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{par} = 0,0045$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{MP1\ par} = \frac{\alpha_{S\ par}}{1 + \left(\varepsilon_{par} + \frac{1}{\alpha_{p\ OP}} \right) \cdot \alpha_{S\ par}} = 42,717\ W/m^2K$$

Střední rozdíl teplot

$$\Delta t_{st\u0159\ MP1\ par} = 167,53\ ^\circ C$$

Výkon paralelních ploch tedy vychází

$$Q_{par\ MP1} = \frac{(S_{st\u011b\u016f\ par} + S_{z\u00e1v\ par}) \cdot k_{MP1\ par} \cdot \Delta t_{st\u0159\ MP1\ par}}{1000} = 2943,5\ kW$$

16 Obratový prostor (OP)

Obratový prostor odděluje vodorovný tah spalin a svislý druhý tah spalin. Oproti trubkovým svazkům v předchozích kapitolách se jedná spíše o prázdný prostor. V obratovém prostoru jsou umístěny kromě chlazených stěn pouze závěsy a druhá trubková mříž (TM2), která je volným pokračováním jedné ze stěn. Závěsy drží všechny svazky druhého tahu spalin, tedy MP1, EKO2 a EKO1.

Všechny výhřevné plochy tvoří část stěnového přehříváku páry (SPP) a dle naší terminologie je všechny můžeme považovat za paralelní plochy. Bilance OP je opět iterační výpočet, kdy jedinými výkony, které v bilanci figurují, je výkon paralelních ploch a uvažovaný ztrátový výkon. Není zde totiž dán žádný potřebný výkon. Výstupem bilance je entalpie a teplota spalin na vstupu. Výpočet přestupu tepla je proveden pro kombinaci chlazených závěsů a TM2. V celém OP je uvažováno příčné obtékání trubek.

16.1 Bilance OP

Bilance OP je relevantní pouze pro stranu spalin. Bilance páry je zahrnuta v bilanci SPP (kapitola 21.2), kde tvoří výkon OP část celkového výkonu SPP.

16.1.1 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z výsledků bilance MP1

$t_{s2} = 660,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ je teplota spalin na výstupu

$i_{s2} = 3975,99 \text{ kJ/kg}$ je entalpie spalin na výstupu

Výkon paralelních ploch spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{OP\ par} = Q_{OP} = 14\ 626,7 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon

$$Q_{Z_{sv}\ OP} = 0,1 \cdot Z_{sv} \cdot Q_{celk} = 191,6 \text{ kW}$$

kde 0,1 je uvažovaný podíl OP na celkové ztrátě Z_{sv} a Q_{celk} [kW] je celkový výkon kotle.

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na vstupu

$$i_{s1} = i_{s2} + \frac{Q_{OP} + Q_{zsv\ OP}}{M_{pv}^*} = 4237,8 \text{ kJ/kg}$$

Z entalpie spalin na vstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na vstupu

$$t_{s1} = 700,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

16.2 Konstrukční návrh

Značení zůstává stejné jako v předešlých výměňkových plochách. Rozlišujeme zde však konstrukční parametry pro závěsy (index *záv*) a pro TM2 (index *TM2*). Závěsy jsou tvořeny třemi řadami trubek. Tyto tři řady jsou umístěny za sebou s roztečí $s_{2\ záv}$. TM2 je vyneseno přední stěny druhého tahu přes vodorovný tah spalin do stropu a jde pouze o jednu řadu trubek s roztečí $s_{1\ TM2}$.

16.2.1 Závěsy

Hodnoty jsou následující

$D_{záv} = 0,032 \text{ m}$	je vnější průměr trubek
$t_{záv} = 0,004 \text{ m}$	je tloušťka stěny
$s_{1\ záv} = 0,128 \text{ m}$	je příčná rozteč
$s_{2\ záv} = 2 \text{ m}$	je podélná rozteč
$a_{OP} = a_{OP\ par} = 8 \text{ m}$	je šířka prostoru
$b_{OP} = b_{OP\ par} = 13 \text{ m}$	je hloubka prostoru

Pozn.: Platí, že $s_{1\ záv} = 2 \cdot s_{1\ MP1} = 2 \cdot s_{1\ EKO2} = 2 \cdot s_{1\ EKO1}$.

Výška prostoru, která odpovídá výšce vodorovného tahu spalin je dána dle kapitoly 12.2.2

$$c_{OP} = c_{OP\ par} = 6,057 \text{ m} \quad \text{je výška prostoru}$$

Pozn.: V OP nerozlišujeme rozměry indexované *par* a rozměry takto neindexované. Obě hodnoty označují rozměry prostoru OP. Závěsy jsou dány volenými konstrukčními parametry výhřevných ploch druhého tahu spalin v předchozích kapitolách.

$$d_{z\u00e1v} = D_{z\u00e1v} - 2 \cdot t_{z\u00e1v} = 0,024 \text{ m} \quad \text{je vnit\u0159n\u00ed pr\u016fm\u011br trubek}$$

$$n_{z\u00e1v} = 300 \quad \text{je po\u010det z\u00e1v\u011bs\u016f}$$

$$z_2 \text{ z\u00e1v} = 3 \quad \text{je po\u010det \u0159ad z\u00e1v\u011bs\u016f}$$

$$z_1 \text{ z\u00e1v} = \frac{n_{z\u00e1v}}{z_2 \text{ z\u00e1v}} = 100 \quad \text{je po\u010det z\u00e1v\u011bs\u016f v jedn\u011b \u0159ad\u011b}$$

$$l_{1 \text{ tr z\u00e1v}} = c_{OP} = 6,057 \text{ m} \quad \text{je d\u011blka jedn\u011b trubky (z\u00e1v\u011bsu)}$$

$$S_{1 \text{ tr z\u00e1v}} = \pi \cdot D_{z\u00e1v} \cdot l_{1 \text{ tr z\u00e1v}} = 0,609 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedn\u011b trubky}$$

$$S_{OP \text{ z\u00e1v}} = S_{1 \text{ tr z\u00e1v}} \cdot n_{z\u00e1v} = 182,66 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha v\u0161ech trubek (z\u00e1v\u011bs\u016f)}$$

16.2.2 TM2

Hodnoty jsou n\u00e1sleduj\u00edc\u00ed

$$D_{TM2} = 0,0445 \text{ m} \quad \text{je vn\u011bj\u0161\u00ed pr\u016fm\u011br trubek}$$

$$t_{TM2} = 0,005 \text{ m} \quad \text{je tlou\u0161\u016fka st\u011bny}$$

$$s_{1 \text{ TM2}} = 0,11 \text{ m} \quad \text{je p\u0159\u00ed\u010dn\u00e1 rozte\u010f}$$

Pozn.: P\u0159\u00ed\u010dnou rozte\u010f $s_{1 \text{ TM2}}$ vol\u00edme na z\u00e1klad\u011b p\u0159edpokl\u00e1dan\u011b rozte\u010fe trubek ve st\u011b\u011b. V druh\u011bm tahu spalin jsou j\u00ed\u017e ni\u017e\u0161\u00ed tepeln\u011b toky, proto si m\u016fžeme dovolit zvolit rozte\u010f v\u011bt\u0161\u00ed.

$$d_{TM2} = D_{TM2} - 2 \cdot t_{TM2} = 0,0345 \text{ m} \quad \text{je vnit\u0159n\u00ed pr\u016fm\u011br trubek}$$

$$n_{tr \text{ TM2}} = \frac{b_{OP}}{s_{1 \text{ TM2}}} - 1 = 117 \quad \text{je po\u010det trubek}$$

$$l_{1 \text{ tr TM2}} = c_{OP} = 6,057 \text{ m} \quad \text{je d\u011blka jedn\u011b trubky}$$

$$S_{1 \text{ tr TM2}} = \pi \cdot D_{TM2} \cdot l_{1 \text{ tr TM2}} = 0,847 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedn\u011b trubky}$$

$$S_{OP \text{ TM2}} = S_{1 \text{ tr TM2}} \cdot n_{tr \text{ TM2}} = 99,07 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha v\u0161ech trubek}$$

Do plochy st\u011bny je uva\u017eov\u00e1na i zadn\u00ed st\u011bna a strop

$$S_{OP \text{ st\u011bny}} = 2 \cdot a_{OP} \cdot c_{OP} + b_{OP} \cdot c_{OP} + a_{OP} \cdot b_{OP} = 279,64 \text{ m}^2$$

16.2.3 Rychlost spalin

Rychlost spalin je rozdělena na vstupní průřez a výstupní průřez. Spaliny proudící přes TM2 ve vodorovném tahu mají značně vyšší rychlost než spaliny opouštějící OP druhým tahem spalin.

Vstupní průřez, kterým proudí spaliny

$$S_{S\ vstup} = b_{OP} \cdot c_{OP} - D_{TM2} \cdot c_{OP} \cdot n_{tr\ TM2} = 47,202\ m^2$$

Výstupní průřez, kterým proudí spaliny

$$S_{S\ výstup} = a_{OP} \cdot b_{OP} - \frac{\pi \cdot D_{záv}^2}{4} \cdot n_{záv} = 103,76\ m^2$$

Střední teplota spalin

$$t_{S\ stř} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 680,4\ ^\circ C$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\ min} = 3,8801\ Nm^3/kg$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S\ stř}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273}{273} = 13,5506\ m^3/kg$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S\ stř}} \cdot M_{pv}^* = 766,820\ m^3/s$$

Rychlost spalin na vstupu

$$w_{S\ vstup} = \frac{V_S}{S_{S\ vstup}} = 16,25\ m/s$$

Rychlost spalin na výstupu

$$w_{S\ výstup} = \frac{V_S}{S_{S\ výstup}} = 7,39\ m/s$$

16.2.4 Rychlost páry

Rychlost páry je uvažována jako střední hodnota rychlosti páry v závěsech a v TM2. Rychlost páry v TM2 odpovídá rychlosti páry ve stěnách druhého tahu.

Vnitřní průřez všech závěsů je

$$S_{záv\ vnitřní} = \frac{\pi \cdot d_{záv}^2}{4} \cdot n_{záv} = 0,136\ m^2$$

Vnitřní průřez všech trubek v TM2 je

$$S_{TM2\ vnitřní} = \frac{\pi \cdot d_{TM2}^2}{4} \cdot n_{tr\ TM2} = 0,109\ m^2$$

Rychlost páry v závěsech vychází

$$w_{p\ záv} = \frac{m_p^* \cdot v_p}{S_{záv\ vnitřní}} = \frac{144,32 \cdot 0,0126}{0,136} = 13,45\ m/s$$

kde měrný objem páry v_p [m³/kg] je dán středním tlakem a střední teplotou v SPP (kapitola 21).

Rychlost páry v TM2 vychází

$$w_{p\ TM2} = \frac{m_p^* \cdot v_p}{S_{TM2\ vnitřní}} = \frac{144,32 \cdot 0,0126}{0,109} = 16,69\ m/s$$

Střední hodnota rychlosti

$$w_p = \frac{w_{p\ záv} + w_{p\ TM2}}{2} = 15,07\ m/s$$

16.3 Tepelný výpočet

16.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Analogicky k MP1. Parametry páry jsou určeny pro střední tlak a střední teplotu páry v SPP určené v kapitole 21.

$$p_{p\ stř} = 18,7\ MPa$$

$$t_{p\ stř} = 424,4\ ^\circ C$$

$\lambda_p = 0,0888 \text{ W/mK}$	je měrná tepelná vodivost páry
$\eta_p = 2,656 \cdot 10^{-5} \text{ Pas}$	je dynamická viskozita páry
$c_{pp} = 4422,4 \text{ J/kgK}$	je měrná tepelná kapacita páry
$v_p = 0,0126 \text{ m}^3/\text{kg}$	je měrný objem páry

Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\eta_p \cdot c_{pp}}{\lambda_p} = 1,322$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry pro podélné obtékání

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 6371,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tato hodnota součinitele přestupu tepla pro páru je použita ve všech výpočtech paralelních ploch, které tvoří SPP.

16.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Zde byl zvolen jiný postup. Jelikož postup u předchozích navrhovaných ploch je určený spíše pro svazky trubek, byl v případě OP zvolen zjednodušený postup určování součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalin. Oproti ostatním zatrubkovaným plochám je OP kvůli velké podélné rozteči závěsů spíše prázdný prostor. Vzhledem k odlišné rychlosti spalin v TM2 a v prostoru závěsů je součinitel přestupu tepla rozdělen na hodnotu pro TM2 a pro závěsy. Součinitel přestupu tepla pro stěny OP je stejný jako pro závěsy.

Součinitel přestupu tepla určíme ze vztahu

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot C_{pvp} \cdot \alpha_N$$

kde C_z a C_s již známe z předchozích výpočtů, C_{pvp} [-] je opravný součinitel na podíl vodní páry $r_{H_2O} = 0,180$ spočítaný ve výpočtu spalovací komory (kapitola 9.2.4.1.4) a α_N [W/m²K] je nomogramový součinitel přestupu tepla konvekcí.

Pro zjištění hodnot C_z , C_s , C_{pvp} a α_N použijeme nomogram součinitele přestupu tepla konvekcí pro uspořádání trubek za sebou dle [1, obr. 7-6, str. 106]. Opravný součinitel na počet řad C_z odečítáme zvlášť pro závěsy a pro TM2.

Odečtené hodnoty z nomogramu jsou následující

$C_{z\ záv} = 0,92$	odečítáme dle $z_{2\ záv}$
$C_{z\ TM2} = 0,9$	odečítáme dle $z_{2\ TM2} = 1$
$C_s = 1$	odečítáme dle $\frac{s_1}{D}$ a $\frac{s_2}{D}$
$C_{pvp} = 1,12$	odečítáme dle r_{H_2O} a $t_{S\ stř}$
$\alpha_{N\ záv} = 62\ W/m^2K$	odečítáme dle $D_{záv}$ a $w_S\ výstup$
$\alpha_{N\ TM2} = 91\ W/m^2K$	odečítáme dle D_{TM2} a $w_S\ vstup$

Po dosazení vychází pro závěsy

$$\alpha_{k\ záv} = C_{z\ záv} \cdot C_s \cdot C_{pvp} \cdot \alpha_{N\ záv} = 63,885\ W/m^2K$$

a pro TM2

$$\alpha_{k\ TM2} = C_{z\ TM2} \cdot C_s \cdot C_{pvp} \cdot \alpha_{N\ TM2} = 91,728\ W/m^2K$$

16.3.3 Součinitel zanesení

Zde pro všechny plochy OP uvažujeme součinitel zanesení stejný jako v paralelních plochách všech ostatních částí kotle – hodnota pro nástěnné plochy vycházející z konzultací.

$$\varepsilon = \varepsilon_{par} = 0,0045$$

16.3.4 Součinitel přestupu tepla sáláním

Výpočet je podobný jako při výpočtu MP1. Rozdíl je ve výpočtu efektivní tloušťky sálavé vrstvy. Zde je obtížné přesně určit vztah pro její výpočet. Nejedná se o trubkový svazek ani o čistě volný prostor. Postup je tedy zvolen podobný jako u deskových přehříváků dle [1, str. 160] a v kapitole 18.3.4.1. Vzorec tedy odpovídá výpočtu pro volný prostor dle [1, str. 119], ale je zde započítána i výhřevná plocha trubek.

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$t_z = t_{p\ stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{OP}}{S_{OP\ záv} + S_{OP\ TM2} + S_{OP\ stěny}} \cdot 1000 = 545,8\ ^\circ\text{C}$$

16.3.4.1 Stupeň černosti spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy dle [1, str. 160] – viz komentář výše

$$s_{OP} = 3,6 \cdot \frac{a_{OP} \cdot b_{OP} \cdot c_{OP}}{S_{st\ OP} + S_{OP\ záv} + S_{OP\ TM2}}$$

kde $S_{st\ OP}$ [m^2] je uzavřený povrch prostoru a je roven

$$S_{st\ OP} = 2 \cdot (a_{OP} \cdot c_{OP} + b_{OP} \cdot c_{OP} + a_{OP} \cdot b_{OP}) = 462,38\ \text{m}^2$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy vychází

$$s_{OP} = 3,6 \cdot \frac{a_{OP} \cdot b_{OP} \cdot c_{OP}}{S_{st\ OP} + S_{OP\ záv} + S_{OP\ TM2}} = 3,047\ \text{m}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{57000}{\sqrt[3]{d_{pk}^2 (t_{S\ stř} + 273,15)^2}} = 92,662$$

Součinitel zeslabení sálání 3 atomovými plyny

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{S3} \cdot s_{OP}}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273,15}{1000} \right) = 6,461$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{sk} \cdot s_{OP} = 2,040$$

Stupeň černosti spalin

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,8700$$

Po zjištění všech hodnot můžeme dosadit do vzorce pro součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{S\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}}$$

$$= 124,979\ W/m^2K$$

16.3.5 Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin zahrnuje přestup ze spalin konvekcí a sáláním. Součinitel přestupu tepla se rozdělí na hodnotu pro závěsy a pro TM2.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál}$$

Součinitel omývání plochy volíme

$$\omega = 1$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro závěsy

$$\alpha_{S\ záv} = \omega \cdot \alpha_{k\ záv} + \alpha_{sál} = 188,864\ W/m^2K$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro TM2

$$\alpha_{S\ TM2} = \omega \cdot \alpha_{k\ TM2} + \alpha_{sál} = 216,707\ W/m^2K$$

16.3.6 Součinitel prostupu tepla

Vzorec pro součinitel prostupu tepla vychází z výpočtu pro přehříváky.

Pro závěsy

$$k_{OP\ záv} = \frac{\alpha_{S\ záv}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_{S\ záv}} = 100,485\ W/m^2K$$

Pro TM2

$$k_{OP\ TM2} = \frac{\alpha_{S\ TM2}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_{S\ TM2}} = 107,858\ W/m^2K$$

16.4 Střední teplotní spád

Střední teplotní spád vychází z výpočtu stěnového přehříváku páry (SPP) – kapitola 21.3.

$$\Delta t_{stř\ OP} = 255,98\text{ }^{\circ}\text{C}$$

16.5 Výkon OP

Výkon závěsů a stěn

$$Q_{OP\ záv} = \frac{k_{OP\ záv} \cdot \Delta t_{stř\ OP} \cdot (S_{OP\ záv} + S_{OP\ stěny})}{1000} = 11\ 891,5\text{ kW}$$

Výkon TM2

$$Q_{OP\ TM2} = \frac{k_{OP\ TM2} \cdot \Delta t_{stř\ OP} \cdot S_{OP\ TM2}}{1000} = 2735,2\text{ kW}$$

Výkon OP

$$Q_{OP} = Q_{OP\ záv} + Q_{OP\ TM2} = 14\ 626,7\text{ kW}$$

17 Mezipřehřívák – výstupní (MP2)

Výstupní mezipřehřívák je jedinou výhřevnou plochou vodorovného tahu spalín a také poslední plochou bilančně počítanou odzadu. Průtok páry v MP2 je zvětšený o regulační vstřík mezipřehřívání. V bilanci páry musíme nejdříve provést bilanci regulačního vstříku, abychom zohlednili snížení entalpie páry vstříkem studené vody. Pára na výstupu zde opouští kotel a proudí do ST části turbíny. Výstupem bilance je opět stav spalín na vstupu do uvažovaného prostoru MP2.

Konstrukčně je tento výměník řešen jako svisle zavěšené trubky ze stropu kotle. Není zde tedy potřeba závěsů, a jedinou paralelní plochou jsou proto pouze stěny a strop. Spodní část prostoru MP2 tvoří výsyпка vodorovného tahu. Tepelný výpočet je v podstatě stejný jako v případě MP1, a proto je za účelem neuvádění stejných vztahů a komentářů zkrácen. Na případné odlišnosti je však upozorněno.

17.1 Bilance MP2

17.1.1 Strana páry

Vstupní entalpie páry je dána bilancí regulačního vstříku MP

$$i_{p1} = \frac{i_{p2MP1} \cdot m_{vp} + i_{mp\ vstřík} \cdot 0,05 \cdot m_{vp}}{1,05 \cdot m_{vp}} = 3304,88 \text{ kJ/kg}$$

kde i_{p2MP1} je entalpie páry na výstupu z MP1.

Tlaky páry na vstupu a výstupu jsou dány zvolenou tlakovou ztrátou. Vstupní teplota se určí dle vstupní entalpie a vstupního tlaku

$t_{p1} = 437,5 \text{ }^\circ\text{C}$	je teplota páry na vstupu
$\Delta p_{MP2} = 0,105 \text{ MPa}$	je volená tlaková ztráta MP2
$p_{p1} = 3,802 \text{ MPa}$	je tlak páry na vstupu
$p_{p2} = 3,697 \text{ MPa}$	je tlak páry na výstupu
$1,05 \cdot m_{vp} = 143,37 \text{ kg/s}$	je hmotnostní průtok páry

Potřebný výkon MP2 je polovinou celkového potřebného výkonu pro mezipřehřev

$$Q_{MP2} = \frac{Q_{MP}}{2} = 46\,828,2 \text{ kW}$$

Z bilance výkonu MP2 se spočítá výstupní entalpie páry

$$i_{p2} = i_{p1} + \frac{Q_{MP2}}{1,05 \cdot m_{vp}} = 3631,51 \text{ kJ/kg}$$

Z výstupní entalpie a výstupního tlaku určíme teplotu páry na výstupu

$$t_{p2} = 580,0 \text{ °C}$$

která odpovídá zadání.

17.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z výsledků bilance OP

$$t_{s2} = 700,5 \text{ °C} \quad \text{je teplota spalin na výstupu}$$

$$i_{s2} = 4237,85 \text{ kJ/kg} \quad \text{je entalpie spalin na výstupu}$$

Výkon paralelních ploch spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{MP2\ par} = 1747,3 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon

$$Q_{Zsv\ MP2} = 0,05 \cdot Z_{sv} \cdot Q_{celk} = 95,8 \text{ kW}$$

kde 0,05 je uvažovaný podíl MP2 na celkové ztrátě Z_{sv} a Q_{celk} [kW] je celkový výkon kotle.

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na vstupu

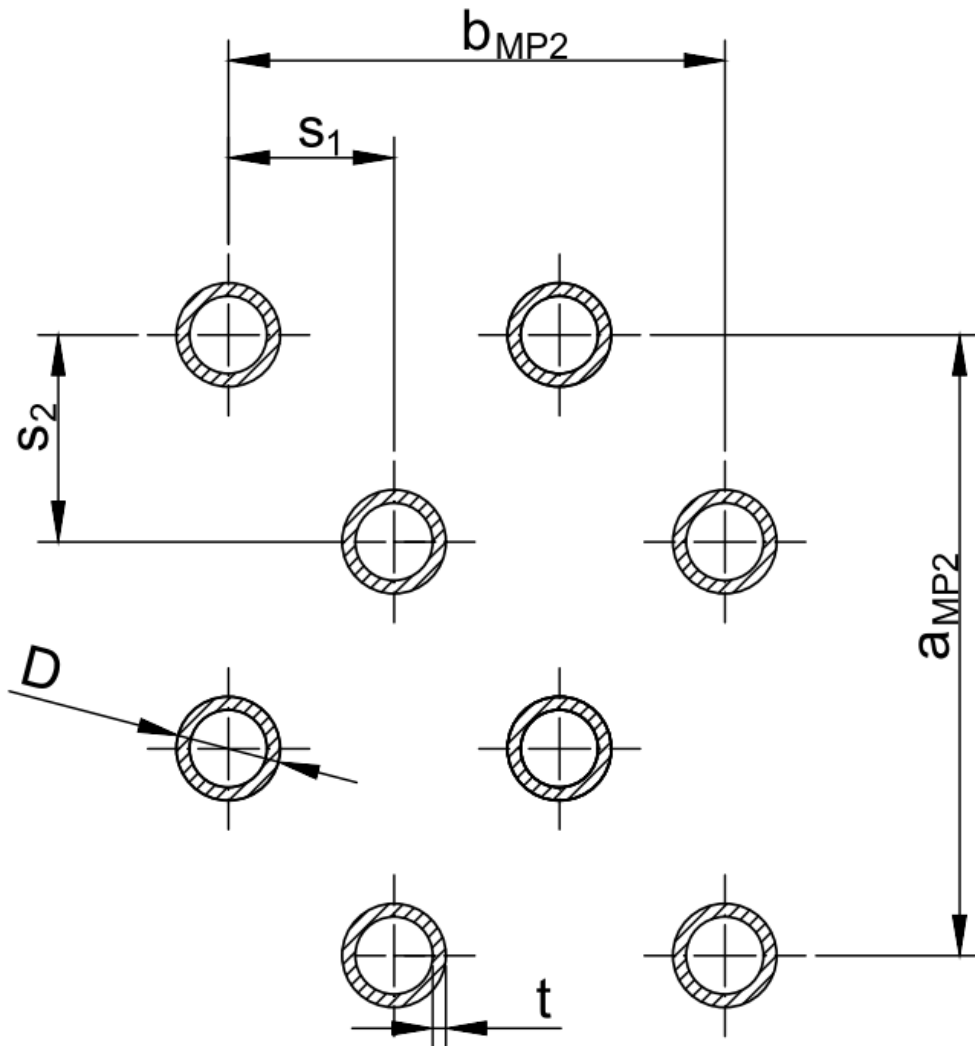
$$i_{s1} = i_{s2} + \frac{Q_{MP2} + Q_{MP2\ par} + Q_{Zsv\ MP2}}{M_{pv}^*} = 5097,92 \text{ kJ/kg}$$

Z entalpie spalin na vstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na vstupu

$$t_{s1} = 828,8 \text{ °C}$$

17.2 Konstrukční návrh

Postupujeme stejně jako u všech předchozích konstrukčních návrhů. MP2 je koncipován trochu jinak – jde o svisle zavěšené trubky ze stropu. Výpočtově se však mnoho nemění. MP2 má trubky se třemi ohyby (ohybem je myšlena změna směru toku páry o 180°). Pára vstupuje do trubek ze stropu a po průchodu trubkami se vrací zpátky do stropu. V pohledu je MP2 popsán v kapitole 12. Obrázek 8 zobrazuje MP2 v řezu.



Obrázek 8: Definice rozměrů MP2

Hodnoty jsou následující

$$D = 0,032 \text{ m}$$

je vnější průměr trubek

$$t = 0,004 \text{ m}$$

je tloušťka stěny

$$s_1 = 1,6 \cdot D = 0,0512 \text{ m}$$

je příčná rozteč

$$s_2 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$$

je podélná rozteč

Pro z_1 a z_2 platí

$$z_1 = \frac{b_{MP2}}{s_1} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru b_{MP2}

$$z_2 = \frac{a_{MP2}}{s_2} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru a_{MP2}

A jsou voleny

$$z_1 = 250$$

$$z_2 = 32$$

Z volených hodnot vychází

$$d = D - 2 \cdot t = 0,024 \text{ m}$$

je vnitřní průměr trubek

$$a_{MP2} = s_2 \cdot (z_2 - 1) = 1,984 \text{ m}$$

je šířka svazku

$$b_{MP2} = s_1 \cdot (z_1 - 1) = 12,749 \text{ m}$$

je hloubka svazku

Třetí rozměr, tedy výška svazku, který odpovídá délce trubek mezi obraty je volen následovně

$$c_{MP2} = 5,49 \text{ m}$$

je výška svazku

Zde je stejně jako u MP1 průtok páry rozdělen na čtyři paralelní větve

$$n_{tr} = 4 \cdot z_1 = 1000$$

je počet paralelních trubek

$$l_{1\ tr} = c_{MP2} \cdot \frac{z_2}{2 \cdot 4} = 21,96 \text{ m}$$

je délka jedné trubky

$$S_{1\ tr} = \pi \cdot D \cdot l_{1\ tr} = 2,208 \text{ m}^2$$

je plocha jedné trubky

$$S_{MP2} = S_{1\ tr} \cdot n_{tr} = 2207,7 \text{ m}^2$$

je plocha všech trubek

Rozměry spalínového tahu

$$a_{MP2\ par} = 4 \text{ m}$$

$$b_{MP2\ par} = 13 \text{ m}$$

$$c_{MP2\ par} = 6,057 \text{ m}$$

Pro účely výpočtu rychlosti spalín v prostoru MP2 definujeme také výšku výsyvky ve vodorovném tahu

$$c_{výs\ MP2} = 2 \text{ m}$$

17.2.1 Rychlost spalin

Průřez je zde uvažován k polovině výšky výsypky

$$S_S = b_{MP2\ par} \cdot \left(c_{MP2\ par} + \frac{c_{vys\ MP2}}{2} \right) - D \cdot \frac{z_1}{2} \cdot c_{MP2} = 69,776\ m^2$$

Střední teplota spalin

$$t_{S\ stř} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 764,6\ ^\circ C$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\ min} = 3,8801\ Nm^3/kg$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S\ stř}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273}{273} = 14,7478\ m^3/kg$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S\ stř}} \cdot M_{pv}^* = 834,567\ m^3/s$$

Rychlost spalin

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 11,96\ m/s$$

17.2.2 Rychlost páry

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr\ vnitřní} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = 0,452\ m^2$$

Rychlost páry vychází

$$w_p = \frac{1,05 \cdot m_{vp} \cdot v_p}{S_{tr\ vnitřní}} = \frac{1,05 \cdot 136,54 \cdot 0,0936}{0,452} = 29,65\ m/s$$

kde měrný objem páry v_p [m^3/kg] je dán středním tlakem a střední teplotou v MP2.

17.3 Tepelný výpočet

17.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Analogicky k MP1. Parametry páry jsou určeny pro střední tlak a střední teplotu páry.

$$p_{p \text{ stř}} = 3,7495 \text{ MPa}$$

$$t_{p \text{ stř}} = 508,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\lambda_p = 0,0706 \text{ W/mK} \quad \text{je měrná tepelná vodivost páry}$$

$$\eta_p = 2,901 \cdot 10^{-5} \text{ Pas} \quad \text{je dynamická viskozita páry}$$

$$c_{p p} = 2277,9 \text{ J/kgK} \quad \text{je měrná tepelná kapacita páry}$$

$$v_p = 0,0936 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{je měrný objem páry}$$

Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\eta_p \cdot c_{p p}}{\lambda_p} = 0,936$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry pro podélné obtékání

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 1424,86 \text{ W/m}^2\text{K}$$

17.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Analogicky k E KU1.

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}$$

kde

$$C_z = 1$$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,352$$

$$\lambda_s = 0,0889 \text{ W/mK}$$

$$v_s = 120,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_s = 0,593$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} = 103,845 \text{ W/m}^2\text{K}$$

17.3.3 Součinitel zanesení

Analogicky k Eku1.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$

kde

$$\Delta\varepsilon = 0,0027$$

$$C_D = 0,75$$

$$C_f = 1$$

$$\varepsilon_0 = 0,002$$

Součinitel zanesení vychází

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,0042$$

17.3.4 Součinitel přestupu tepla sáláním

Analogicky k MP1.

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{s\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{s\ stř} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{s\ stř} + 273,15}}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t_{p\ stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{MP2}}{S_{MP2}} \cdot 1000 = 612,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

17.3.4.1 Stupeň černosti spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s_{MP2} = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,206 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{57000}{\sqrt[3]{d_{pk}^2 (t_{S \text{ stř}} + 273,15)^2}} = 87,577$$

Součinitel zeslabení sálání 3 atomovými plyny

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{S3} \cdot s_{MP2}}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S \text{ stř}} + 273,15}{1000} \right) = 25,448$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{sk} \cdot s_{MP2} = 0,254$$

Stupeň černosti spalin

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,2239$$

Po zjištění všech hodnot můžeme dosadit do vzorce pro součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{S \text{ stř}} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S \text{ stř}} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S \text{ stř}} + 273,15}} \\ &= 41,142 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

17.3.5 Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

Analogicky k MP1.

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál}$$

kde ω [-] je součinitel omývání plochy a pro MP2

$$\omega = 0,95$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin vychází

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sát} = 139,795 \text{ W/m}^2\text{K}$$

17.3.6 Součinitel prostupu tepla

Analogicky k MP1.

$$k_{MP2} = \frac{\alpha_S}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_S} = 82,952 \text{ W/m}^2\text{K}$$

17.4 Střední logaritmický teplotní spád

MP2 je taktéž uvažován jako protiproudý výměník a výpočet logaritmického teplotního spádu je stejný.

Rozdíl teplot na teplé straně spalin

$$\Delta t_1 = t_{S1} - t_{p2} = 248,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Rozdíl teplot na studené straně spalin

$$\Delta t_2 = t_{S2} - t_{p1} = 263,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln MP2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 255,83 \text{ }^\circ\text{C}$$

17.5 Rovnost výkonů

Ověříme, že potřebný výkon z bilančního výpočtu odpovídá výkonu spočítaného z konstrukčního řešení.

$$\frac{\Delta t_{\ln MP2} \cdot k_{MP2} \cdot S_{MP2}}{1000} = \frac{255,83 \cdot 82,952 \cdot 2207,7}{1000} = 46\,850,9 \text{ kW}$$

Potřebný výkon

$$Q_{MP2} = 46\,828,2 \text{ kW}$$

17.6 Paralelní plochy

MP2 nemá závěsy. Paralelní plochy tvoří tedy jen chlazené stěny a strop. Spodní část spalínového tahu je tvořena nechlazenou výsypkou.

Plocha stěn spalínového tahu

$$S_{par} = 2 \cdot a_{MP2\ par} \cdot c_{MP2\ par} + a_{MP2\ par} \cdot b_{MP2\ par} = 100,45\ m^2$$

Přestup tepla konvekcí

$$\alpha_{S\ par} = 0,25 \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 67,103\ W/m^2K$$

Přestup tepla na straně páry

$$\alpha_{p\ OP} = \alpha_{p\ SPP} = 6371,52\ W/m^2K$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{par} = 0,0045$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{MP2\ par} = \frac{\alpha_{S\ par}}{1 + \left(\varepsilon_{par} + \frac{1}{\alpha_{p\ OP}} \right) \cdot \alpha_{S\ par}} = 51,126\ W/m^2K$$

Střední rozdíl teplot

$$\Delta t_{stř\ MP2\ par} = 340,21\ ^\circ C$$

Výkon paralelních ploch tedy vychází

$$Q_{par\ MP2} = \frac{S_{par} \cdot k_{MP2\ par} \cdot \Delta t_{stř\ MP2\ par}}{1000} = 1747,3\ kW$$

18 Deskový přehřívák páry (DPP)

Deskový přehřívák je umístěn nad spalovací komorou. Prostoru deskového přehříváku se také říká šotový prostor a přehříváku šotový přehřívák. Jde o první výhřevnou plochu, která je bilancována zepředu. To znamená, že výstupem bilance je výstupní entalpie a teplota spalin, nikoli vstupní. Do bilance vstupují kromě potřebného výkonu také výkony paralelních ploch a výkon předaný výstupním oknem spalovací komory, který se zde připočítává jako samostatný přidaný výkon. Vzhledem ke koncepci kotle se veškerý výkon vysálaný výstupním oknem zachytí v prostoru DPP.

Paralelní plochy jsou rozděleny na plochu stěnového přehříváku (SPP) a plochu nosu spalovací komory (část přechodníku). Tyto plochy přispívají ke chlazení spalin a předané výkony jsou respektovány v příslušných kapitolách SPP a TM.

DPP je tvořen deskami, kterými proudí pára. Desky jsou tvořeny trubkami s velmi malou roztečí, lze proto plochu považovat za desku. Nejvýznamnějším přestupem tepla je zde sálání. Konstrukční návrh a tepelný výpočet DPP je proveden dle [1, kapitola 8.5].

18.1 Bilance DPP

18.1.1 Strana páry

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z bilance SPP (kapitola 21.2)

$t_{p1} = 476,9 \text{ }^\circ\text{C}$	je teplota páry na vstupu
$\Delta p_{DPP} = 0,1 \text{ MPa}$	je volená tlaková ztráta DPP
$p_{p1} = 18,3 \text{ MPa}$	je tlak páry na vstupu
$p_{p2} = 18,2 \text{ MPa}$	je tlak páry na výstupu
$i_{p1} = 3190,68 \text{ kJ/kg}$	je entalpie páry na vstupu
$m_p^* = 144,32 \text{ kg/s}$	je hmotnostní průtok páry

Potřebný výkon přehřátí páry se dělí na SPP, DPP a KPP. Mezi DPP a KPP je rozdělen v poměru 60% : 40%. Pro DPP platí

$$Q_{DPP} = 0,6 \cdot (Q_{PP} - Q_{SPP}) = 0,6 \cdot (141\,725,0 - 80\,750,1) = 36\,584,9 \text{ kW}$$

kde Q_{DPP} je celkový výkon potřebný výkon pro přehřátí páry zahrnující i regulační vstřík PP.

Z bilance výkonu DPP se spočítá výstupní entalpie páry

$$i_{p2} = i_{p1} + \frac{Q_{DPP}}{m_p^*} = 3444,18 \text{ kJ/kg}$$

Z výstupní entalpie a výstupního tlaku určíme teplotu páry na výstupu

$$t_{p2} = 559,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

18.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z výstupu spalovací komory

$t_{s1} = 1080,0 \text{ }^\circ\text{C}$ je teplota spalin na vstupu

$i_{s1} = 6842,42 \text{ kJ/kg}$ je entalpie spalin na vstupu

Výkon paralelních ploch SPP spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{DPP \text{ par } SPP} = 30\,115,1 \text{ kW}$$

Výkon paralelní plochy nosu (přechodníku) spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{DPP \text{ par } nos} = 2777,7 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon

$$Q_{Z_{sv} DPP} = 0,2 \cdot Z_{sv} \cdot Q_{celk} = 383,2 \text{ kW}$$

kde 0,2 je uvažovaný podíl DPP na celkové ztrátě Z_{sv} a Q_{celk} [kW] je celkový výkon kotle.

Výkon předaný výstupním oknem spočítaný v kapitole 9.4

$$Q_{vo} = 9416,3 \text{ kW}$$

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na výstupu

$$i_{s2} = i_{s1} - \frac{Q_{DPP} + Q_{DPP \text{ par } SPP} + Q_{DPP \text{ par } nos} + Q_{Z_{sv} DPP} - Q_{vo}}{M_{pv}^*} = 5774,29 \text{ kJ/kg}$$

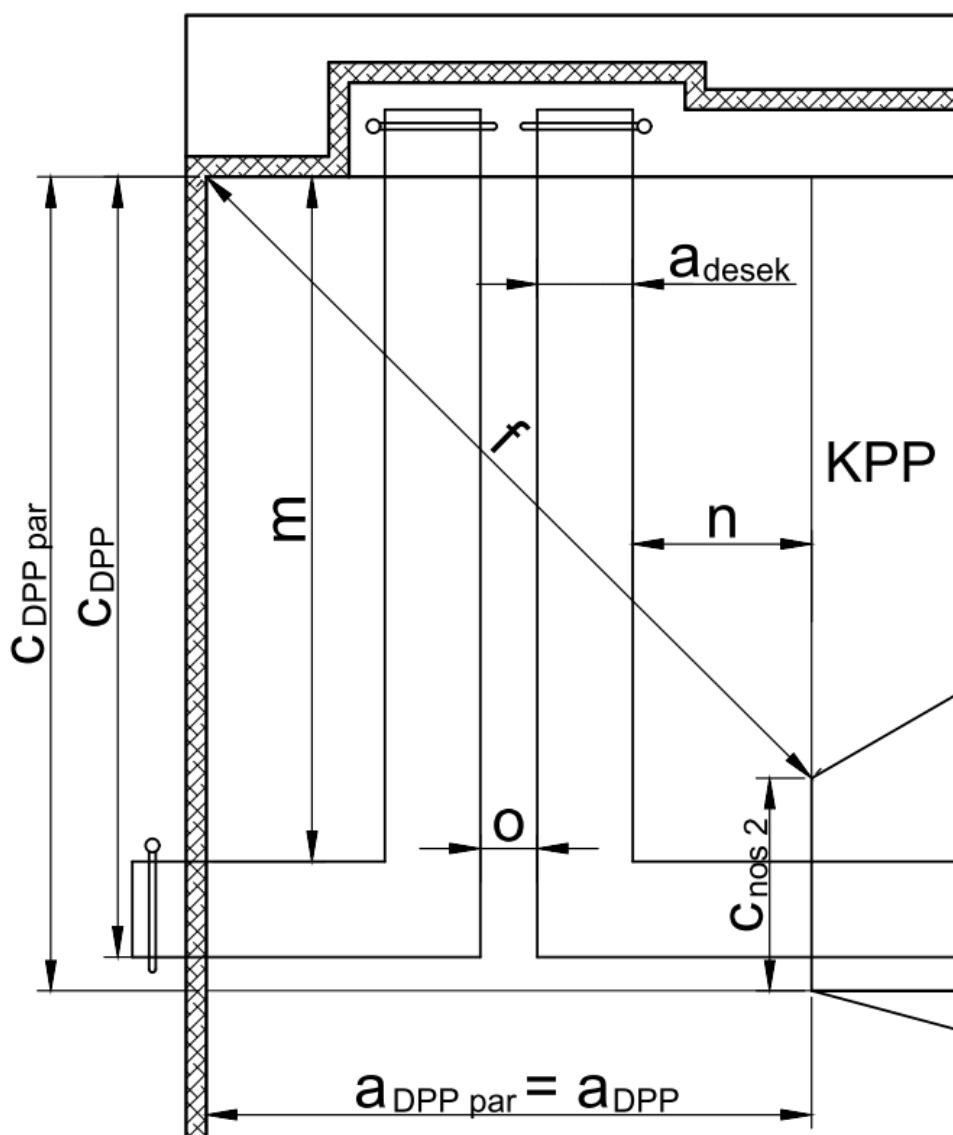
Pozn.: Výkony, které pomáhají vychlazení spalin, mají znaménko „+“ a výkony, které brání vychlazení spalin, mají znaménko „-“.

Z entalpie spalin na výstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na výstupu

$$t_{s2} = 927,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

18.2 Konstrukční návrh

Konstrukční řešení DPP je značně odlišné. DPP je tvořen deskami s velkou roztečí, nejedná se tedy o trubkový svazek. Návrh základních rozměrů ilustruje Obrázek 9.



Obrázek 9: Definice rozměrů DPP

Hodnoty jsou následující

$D = 0,038 \text{ m}$	je vnější průměr trubek
$t = 0,005 \text{ m}$	je tloušťka stěny
$s_1 = 1,338 \text{ m}$	je rozteč desek
$s_2 = 0,0395 \text{ m}$	je rozteč trubek v desce
$n_{tr \text{ v desce}} = 36$	je počet trubek v desce
$n_{desek} = 18$	je počet desek v DPP
$a_{DPP} = 9 \text{ m}$	je šířka prostoru uvažovaného pro desky
$c_{DPP} = 11,6 \text{ m}$	je výška desek
$c_{nos 2} = 3,157 \text{ m}$	je výška nosu v prostoru DPP (kapitola 12.1.2)

Třetí rozměr, tedy hloubka prostoru uvažovaného pro desky je dán voleným počtem desek a jejich roztečí

$$b_{DPP} = s_1 \cdot \left(\frac{n_{desek}}{2} - 1 \right) = 10,704 \text{ m} \quad \text{je hloubka prostoru uvažovaného pro desky}$$

Dále je voleno

$$o = 0,85 \text{ m}$$

Rozměry spalínového tahu

$$a_{DPP \text{ par}} = a_{DPP} = 9 \text{ m}$$

$$b_{DPP \text{ par}} = 13 \text{ m}$$

$$c_{DPP \text{ par}} = 12,1 \text{ m}$$

Z volených hodnot vychází

$$a_{desek} = (n_{tr \text{ v desce}} - 1) \cdot s_2 + D = 1,420 \text{ m} \quad \text{je šířka desek}$$

$$m = c_{DPP} - a_{desek} = 10,179 \text{ m}$$

$$n = \frac{a_{DPP}}{2} - \frac{o}{2} - a_{desek} = 2,654 \text{ m}$$

$$f = \sqrt{a_{DPP \text{ par}}^2 + (c_{DPP \text{ par}} - c_{nos 2})^2} = 12,688 \text{ m}$$

$$d = D - 2 \cdot t = 0,028 \text{ m} \quad \text{je vnitřní průměr trubek}$$

$$S_{1 \text{ deska}} = 2 \cdot (n \cdot a_{desek} + c_{DPP} \cdot a_{desek}) = 40,497 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedné desky}$$

$$S_{desek} = S_{1 \text{ deska}} \cdot n_{desek} = 728,95 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha všech desek}$$

Pro určení výhřevné plochy DPP zavedeme a určíme úhlový součinitel desek dle [1, obr. 6-2a, křivka 5, str. 85] pro $\frac{S_2}{D} = 1,04$

$$x = 0,98$$

Velikost sálavé plochy DPP je

$$S_{sál} = S_{DPP} = x \cdot S_{desek} = 714,37 \text{ m}^2$$

18.2.1 Rychlost spalin

Jako průřez, kterým proudí spaliny, je uvažován diagonální řez naznačený rozměrem f

$$S_S = b_{DPP \text{ par}} \cdot f = 164,94 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin

$$t_{S \text{ stř}} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 1003,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV \text{ min}} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \text{ min}} = 3,8801 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S \text{ stř}} + 273}{273} = 18,1474 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} \cdot M_{pv}^* = 1026,95 \text{ m}^3/\text{s}$$

Rychlost spalin

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 6,23 \text{ m/s}$$

18.2.2 Rychlost páry

Dle [1, str. 156] lze za vhodné rychlosti páry uvažovat rychlosti v rozmezí 10 až 18 m/s.

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr\ vnitřní} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr\ v\ desce} \cdot \frac{n_{desek}}{2} = 0,200\ m^2$$

Rychlost páry vychází

$$w_p = \frac{m_p^* \cdot v_p}{S_{tr\ vnitřní}} = \frac{144,32 \cdot 0,0172}{0,200} = 12,48\ m/s$$

kde měrný objem páry v_p [m^3/kg] je dán středním tlakem a střední teplotou v DPP.

18.3 Tepelný výpočet

Postup je v podstatě stejný jako v ostatních výhřevných plochách. V tepelném výpočtu DPP je však několik odlišností, na které je poukázáno.

18.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Analogicky k MP1. Parametry páry jsou určeny pro střední tlak a střední teplotu páry.

$$p_{p\ stř} = 18,25\ MPa$$

$$t_{p\ stř} = 518,4\ ^\circ C$$

$$\lambda_p = 0,0873\ W/mK$$

je měrná tepelná vodivost páry

$$\eta_p = 3,040 \cdot 10^{-5}\ Pa\ s$$

je dynamická viskozita páry

$$c_{p\ p} = 3016,5\ J/kgK$$

je měrná tepelná kapacita páry

$$v_p = 0,0172\ m^3/kg$$

je měrný objem páry

Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\eta_p \cdot c_{p\ p}}{\lambda_p} = 1,051$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry pro podélné obtékání

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 3333,83\ W/m^2K$$

18.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Zde je výpočet rozdělen na příčné a podélné obtékání spalínami. Výsledkem jsou tedy dva součinitele přestupu tepla konvekcí.

18.3.2.1 Příčné obtékání

Uvažovány jsou trubky za sebou, postup dle [1, str. 98 a 99].

$$\alpha_{k \text{ příč}} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33}$$

kde

$$C_z = 1$$

$$\lambda_s = 0,109 \text{ W/mK}$$

$$\nu_s = 167 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_s = 0,58$$

Součinitel C_s se určí dle vztahu

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot \frac{s_1}{D} - 3 \right) \cdot \left(1 - \frac{s_2}{2 \cdot D} \right)^3 \right]^2} = 0,0139$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín pro příčné obtékání

$$\alpha_{k \text{ příč}} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33} = 0,747 \text{ W/m}^2\text{K}$$

18.3.2.2 Podélné obtékání

Zde se použije stejný vzorec jako u výpočtu přestupu tepla na straně páry, protože v obou případech jde o podélné obtékání stěny.

$$\alpha_{k \text{ pod}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4}$$

kde d_e [m] je ekvivalentní průměr šotového prostoru a spočítá se dle [1, str. 100]

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(a_{DPP\ par} \cdot b_{DPP\ par} - n_{tr\ v\ desce} \cdot n_{desek} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)}{2 \cdot \left(a_{DPP\ par} + b_{DPP\ par} \right) + n_{tr\ v\ desce} \cdot n_{desek} \cdot \pi \cdot D} = 3,832\ m$$

Vychází tedy

$$\alpha_{k\ pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d_e} \cdot \left(\frac{w_S \cdot d_e}{v_S} \right)^{0,8} \cdot Pr_S^{0,4} = 6,999\ W/m^2K$$

18.3.3 Součinitel zanesení

Součinitel zanesení pro desky je volen dle doporučení z konzultací.

$$\varepsilon = 0,004$$

18.3.4 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{S\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin [1, str. 121]

$$t_z = t_{p\ stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{DPP} + Q_{vo}}{S_{DPP}} \cdot 1000 = 795,3\ ^\circ C$$

18.3.4.1 Stupeň černosti spalin

Celkový uzavřený povrch stěn celého počítaného prostoru

$$S_{st\ DPP} = 2 \cdot \left(a_{DPP\ par} \cdot b_{DPP\ par} + a_{DPP\ par} \cdot c_{DPP\ par} + b_{DPP\ par} \cdot c_{DPP\ par} \right) = 766,4\ m^2$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro deskový přehřívák dle [1, str. 160]

$$S_{DPP} = 3,6 \cdot \frac{a_{DPP\ par} \cdot b_{DPP\ par} \cdot c_{DPP\ par}}{S_{desek} + S_{st\ DPP}} = 3,408\ m$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{57000}{\sqrt[3]{d_{pk}^2 (t_{S\text{ stř}} + 273,15)^2}} = 76,268$$

Součinitel zeslabení sálání 3 atomovými plyny

$$k_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{S3} \cdot S_{DPP}}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S\text{ stř}} + 273,15}{1000} \right) = 4,950$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{sk} \cdot S_{DPP} = 1,839$$

Stupeň černosti spalin

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,8411$$

Po zjištění všech hodnot můžeme dosadit do vzorce pro součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{S\text{ stř}} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\text{ stř}} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\text{ stř}} + 273,15}} \\ &= 280,548 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

18.3.5 Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

Celkový součinitel α_S je rozdělen na příčné a podélné obtékání.

Pro výpočet potřebujeme určit součinitele využití plochy deskového přehříváku dle [1, obr. 8-16, str. 159] pro $w_S = 6,23 \text{ m/s}$

$$\xi_{DPP} = 0,85$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin pro příčné obtékání spočítáme dle [1, str. 159]

$$\alpha_{S\text{ příč}} = \xi_{DPP} \cdot \left(\alpha_{k\text{ příč}} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x} + \alpha_{sál} \right) = 239,445 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin pro podélné obtékání spočítáme analogicky

$$\alpha_{S\ pod} = \xi_{DPP} \cdot \left(\alpha_{k\ pod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x} + \alpha_{sál} \right) = 247,640\ W/m^2K$$

18.3.6 Součinitel prostupu tepla

Určeme podíl výkonu odsálaného výstupním oknem z ohniště k potřebnému výkonu DPP

$$m_d = \frac{Q_{vo}}{Q_{DPP}} = 0,257$$

Součinitel prostupu tepla pro příčné obtékání potom bude

$$k_{příč} = \frac{\alpha_{S\ příč}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{S\ příč} \cdot (1 + m_d)} = 104,351\ W/m^2K$$

A pro podélné obtékání

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{S\ pod}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{S\ pod} \cdot (1 + m_d)} = 105,878\ W/m^2K$$

18.3.6.1 Poměry ploch

Pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla je zapotřebí zjistit poměry ploch příčně a podélně obtékané.

Plocha příčně obtékaná

$$S_{příč} = S_{DPP} \cdot \frac{2 \cdot (c_{DPP} - m) \cdot \left(n + \frac{a_{desek}}{2} \right)}{S_{1\ deska}} = 168,63\ m^2$$

Plocha podélně obtékaná

$$S_{pod} = S_{DPP} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot (c_{DPP} - m) \cdot \left(n + \frac{a_{desek}}{2} \right)}{S_{1\ deska}} \right) = 545,74\ m^2$$

Celkový součinitel prostupu tepla je

$$k_{DPP} = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{příč} \cdot S_{příč}}{S_{DPP}} = 105,518\ W/m^2K$$

18.4 Střední teplotní spád

Pro DPP se počítá pouze se středním teplotním spádem určeným jako rozdíl středních teplot spalin a páry.

$$\Delta t_{stř DPP} = t_{S stř} - t_{p stř} = 485,42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

18.5 Rovnost výkonů

Ověříme, že potřebný výkon z bilančního výpočtu odpovídá výkonu spočítaného z konstrukčního řešení.

$$\frac{\Delta t_{stř DPP} \cdot k_{DPP} \cdot S_{DPP}}{1000} = \frac{485,42 \cdot 105,518 \cdot 714,37}{1000} = 36\,590,0 \text{ kW}$$

Potřebný výkon

$$Q_{DPP} = 36\,584,9 \text{ kW}$$

18.6 Paralelní plochy

Paralelní plochy DPP tvoří chlazené stěny, strop a část nosu spalovací komory.

18.6.1 Paralelní plochy SPP

Plocha stěn spalinového tahu spadající do SPP

$$S_{DPP par SPP} = 2 \cdot a_{DPP par} \cdot c_{DPP par} + b_{DPP par} \cdot c_{DPP par} + a_{DPP par} \cdot b_{DPP par} = 492,1 \text{ m}^2$$

Přestup tepla konvekcí – uvažujeme podélné obtékání

$$\alpha_{S DPP par SPP} = \alpha_{k pod} + \alpha_{sál} = 287,547 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Přestup tepla na straně páry

$$\alpha_{p OP} = \alpha_{p SPP} = 6371,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{par} = 0,0045$$

Pro výpočet součinitele prostupu tepla paralelních ploch potřebujeme znát podíl výkonu odsálaného výstupním oknem k výkonu paralelních ploch. Je zapotřebí iterace, kdy pro tento výpočet používáme již výsledné výkony paralelních ploch.

$$m_{d\ par} = \frac{Q_{vo}}{Q_{DPP\ par\ SPP} + Q_{DPP\ par\ nos}} = \frac{9416,3}{30\ 115,1 + 2777,7} = 0,286$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{DPP\ par\ SPP} = \frac{\alpha_{S\ DPP\ par\ SPP}}{1 + \left(\varepsilon_{par} + \frac{1}{\alpha_{p\ OP}}\right) \cdot \alpha_{S\ DPP\ par\ SPP} \cdot (1 + m_{d\ par})} = 105,621\ W/m^2K$$

Střední rozdíl teplot

$$\Delta t_{stř\ DPP\ par\ SPP} = 579,40\ ^\circ C$$

Výkon paralelních ploch tedy vychází

$$Q_{DPP\ par\ SPP} = \frac{S_{DPP\ par\ SPP} \cdot k_{DPP\ par\ SPP} \cdot \Delta t_{stř\ DPP\ par\ SPP}}{1000} = 30\ 115,1\ kW$$

18.6.2 Paralelní plochy nosu

Plocha stěn spalínového tahu spadající do nosu spalovací komory

$$S_{DPP\ par\ nos} = b_{DPP\ par} \cdot c_{nos\ 2} = 41,04\ m^2$$

Přestup tepla konvekcí – uvažujeme podélné obtékání

$$\alpha_{S\ DPP\ par\ nos} = \alpha_{k\ pod} + \alpha_{sál} = 287,547\ W/m^2K$$

Přestup tepla na straně páry – spočítán v kapitole 20.3.1

$$\alpha_{p\ TM} = 11\ 285,30\ W/m^2K$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{par} = 0,0045$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{DPP\ par\ nos} = \frac{\alpha_{S\ DPP\ par\ nos}}{1 + \left(\varepsilon_{par} + \frac{1}{\alpha_{p\ TM}} \right) \cdot \alpha_{S\ DPP\ par\ nos} \cdot (1 + m_{d\ par})} = 106,611\ W/m^2K$$

Střední rozdíl teplot – dán rozdílem středních teplot spalin v DPP a páry v nosu

$$\Delta t_{stř\ DPP\ par\ nos} = t_{S\ stř} - t_{p\ nos} = 1003,8 - 368,9 = 634,9\ ^\circ C$$

kde uvažovaná teplota v nosu $t_{p\ nos}$ je určena v příslušné kapitole 20.3.1.

Výkon paralelní plochy nosu tedy vychází

$$Q_{DPP\ par\ nos} = \frac{S_{DPP\ par\ nos} \cdot k_{DPP\ par\ nos} \cdot \Delta t_{stř\ DPP\ par\ nos}}{1000} = 2777,7\ kW$$

19 Konvekční přehřívák páry (KPP)

Výstupní přehřívák je poslední výhřevnou plochou před vstupem přehřáté páry do admisního potrubí a vstupem do VT části turbíny. Podobně jako v případě MP2 je před tímto přehřívákem umístěn regulační vstřík. Výstupem bilančního výpočtu je teplota spalin na výstupu. Jedná se tedy o druhou plochu bilancovanou z pohledu celkové bilance kotle zepředu. Postup bilančního výpočtu je stále stejný.

Paralelní plochy zde tvoří stěny prostoru a část nosu spalovací komory, která je součástí přechodníku. Přístup k tomuto rozdělení paralelních ploch na dvě části je stejný jako v případě DPP. Konstrukčně je KPP řešen velmi podobně jako MP2, tedy trubkami zavěšenými ze stropu kotle a bez závěsů.

19.1 Bilance KPP

19.1.1 Strana páry

Vstupní entalpie páry je dána bilancí regulačního vstříku PP

$$i_{p1} = \frac{i_{p2\text{ DPP}} \cdot m_p^* + i_{pp\text{ vstřík}} \cdot (m_p - m_p^*)}{m_p} = 3327,01 \text{ kJ/kg}$$

kde $i_{p2\text{ DPP}}$ je entalpie páry na výstupu z DPP.

Tlaky páry na vstupu je dán výstupním tlakem z DPP. Vstupní teplota se určí dle vstupní entalpie a vstupního tlaku

$$t_{p1} = 519,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{je teplota páry na vstupu}$$

$$\Delta p_{KPP} = 0,1 \text{ MPa} \quad \text{je volená tlaková ztráta KPP}$$

$$p_{p1} = 18,2 \text{ MPa} \quad \text{je tlak páry na vstupu}$$

$$p_{p2} = 18,1 \text{ MPa} \quad \text{je tlak páry na výstupu (odpovídá zadání)}$$

$$m_p = m_p^* + 0,05 \cdot m_p = 151,92 \text{ kg/s} \quad \text{je hmotnostní průtok páry}$$

Potřebný výkon přehřátí páry se dělí na SPP, DPP a KPP. Mezi DPP a KPP je rozdělen v poměru 60% : 40%. Pro KPP platí

$$Q_{KPP} = 0,4 \cdot (Q_{PP} - Q_{SPP}) = 0,4 \cdot (141\,725,0 - 80\,750,1) = 24\,390,0 \text{ kW}$$

kde Q_{PP} je celkový výkon potřebný výkon pro přehřátí páry zahrnující i regulační vstřík PP.

Z bilance výkonu KPP se spočítá výstupní entalpie páry

$$i_{p2} = i_{p1} + \frac{Q_{KPP}}{m_p} = 3487,55 \text{ kJ/kg}$$

kteřá odpovídá entalpii přehřáté páry dle zadané teploty a tlaku.

Z výstupní entalpie a výstupního tlaku určíme teplotu páry na výstupu

$$t_{p2} = 575,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

kteřá odpovídá zadání.

19.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z výsledků bilance DPP

$t_{s1} = 927,6 \text{ }^\circ\text{C}$ je teplota spalin na vstupu

$i_{s1} = 5774,29 \text{ kJ/kg}$ je entalpie spalin na vstupu

Výkon paralelních ploch SPP spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{KPP \text{ par } SPP} = 4563,7 \text{ kW}$$

Výkon paralelní plochy nosu (přechodníku) spočítaný na konci této kapitoly

$$Q_{KPP \text{ par } nos} = 2753,9 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon

$$Q_{Z_{sv} KPP} = 0,1 \cdot Z_{sv} \cdot Q_{celk} = 191,6 \text{ kW}$$

kde 0,1 je uvažovaný podíl KPP na celkové ztrátě Z_{sv} a Q_{celk} [kW] je celkový výkon kotle.

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na výstupu

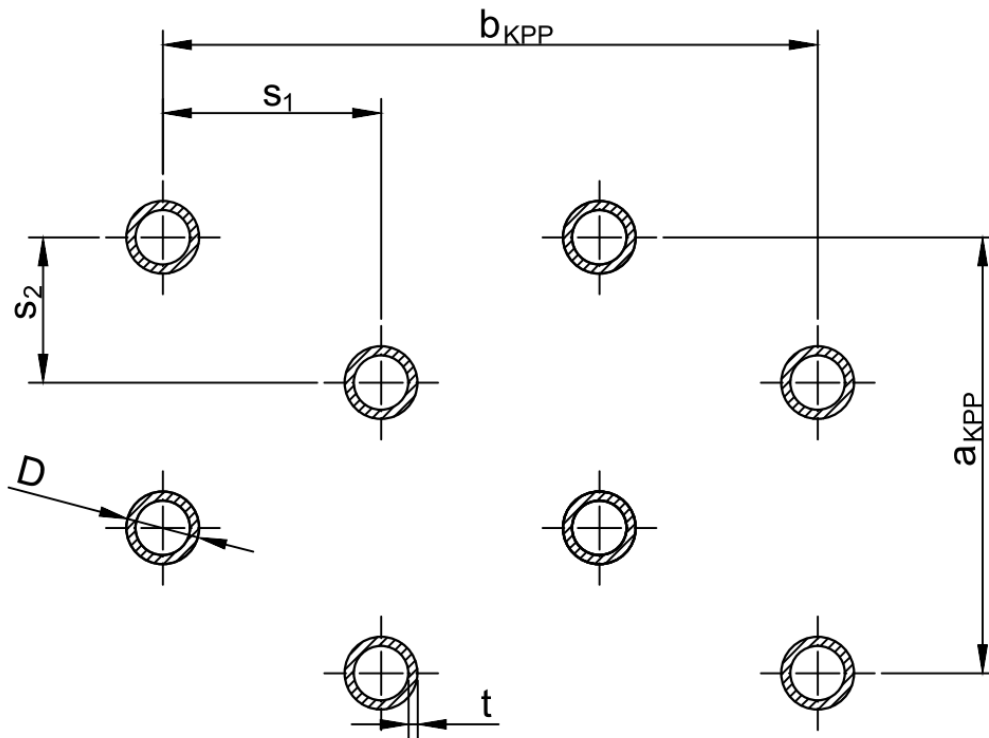
$$i_{s2} = i_{s1} - \frac{Q_{KPP} + Q_{KPP \text{ par } SPP} + Q_{KPP \text{ par } nos} + Q_{Z_{sv} KPP}}{M_{pv}^*} = 5210,59 \text{ kJ/kg}$$

Z entalpie spalin na výstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na výstupu

$$t_{s2} = 845,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

19.2 Konstrukční návrh

KPP je konstrukčně podobný MP2 – jde o svisle zavěšené trubky ze stropu. Stejně tak i zde jde o trubky se třemi ohyby, které se vrací do stropu. KPP v pohledu je popsán již v kapitole 12. V řezu je zobrazen na Obrázku 10.



Obrázek 10: Definice rozměrů KPP

Hodnoty jsou následující

$$D = 0,032 \text{ m}$$

je vnější průměr trubek

$$t = 0,004 \text{ m}$$

je tloušťka stěny

$$s_1 = 3 \cdot D = 0,096 \text{ m}$$

je příčná rozteč

$$s_2 = 2 \cdot D = 0,064 \text{ m}$$

je podélná rozteč

Pro z_1 a z_2 platí

$$z_1 = \frac{b_{KPP}}{s_1} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru b_{KPP}

$$z_2 = \frac{a_{KPP}}{s_2} + 1$$

je počet trubek v řezu ve směru a_{KPP}

A jsou voleny

$$z_1 = 134$$

$$z_2 = 16$$

Z volených hodnot vychází

$$d = D - 2 \cdot t = 0,024 \text{ m} \quad \text{je vnitřní průměr trubek}$$

$$a_{KPP} = s_2 \cdot (z_2 - 1) = 0,96 \text{ m} \quad \text{je šířka svazku}$$

$$b_{KPP} = s_1 \cdot (z_1 - 1) = 12,768 \text{ m} \quad \text{je hloubka svazku}$$

Třetí rozměr, tedy střední výška svazku, který odpovídá střední délce trubek mezi obraty je volen následovně

$$c_{KPP} = 6,89 \text{ m} \quad \text{je střední výška svazku (dle kapitoly 12.1)}$$

Zde je průtok páry rozdělen na dvě paralelní větve

$$n_{tr} = 2 \cdot z_1 = 268 \quad \text{je počet paralelních trubek}$$

$$l_{1tr} = c_{KPP} \cdot \frac{z_2}{2 \cdot 2} = 27,56 \text{ m} \quad \text{je délka jedné trubky}$$

$$S_{1tr} = \pi \cdot D \cdot l_{1tr} = 2,771 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha jedné trubky}$$

$$S_{KPP} = S_{1tr} \cdot n_{tr} = 742,53 \text{ m}^2 \quad \text{je plocha všech trubek}$$

Rozměry spalínového tahu

$$a_{KPP\ par} = a_{nos} = 5 \text{ m}$$

$$b_{KPP\ par} = 13 \text{ m}$$

$$c_{KPP\ par} = 7,5 \text{ m}$$

Pozn.: Rozměr $c_{KPP\ par}$ definujeme jako tzv. střední výška spalínového tahu dle kapitoly 12.1.

19.2.1 Rychlost spalín

Průřez, kterým proudí spaliny je

$$S_S = c_{KPP\ par} \cdot b_{KPP\ par} - D \cdot \frac{z_1}{2} \cdot c_{KPP} = 82,728 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalín

$$t_{S\ stř} = \frac{t_{S1} + t_{S2}}{2} = 886,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední objem vlhkých spalin

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min} = 3,8801 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

Objem vlhkých spalin pro střední teplotu spalin

$$O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S \text{ stř}} + 273}{273} = 16,4797 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Objemový průtok spalin

$$V_S = O_{SV}^{t_{S \text{ stř}}} \cdot M_{pv}^* = 932,576 \text{ m}^3/\text{s}$$

Rychlost spalin

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 11,27 \text{ m/s}$$

19.2.2 Rychlost páry

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr \text{ vnitřní}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = 0,121 \text{ m}^2$$

Rychlost páry vychází

$$w_p = \frac{m_p \cdot v_p}{S_{tr \text{ vnitřní}}} = \frac{151,92 \cdot 0,0184}{0,121} = 23,09 \text{ m/s}$$

kde měrný objem páry v_p [m^3/kg] je dán středním tlakem a střední teplotou v KPP.

19.3 Tepelný výpočet

19.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Analogicky k MP1. Parametry páry jsou určeny pro střední tlak a střední teplotu páry.

$$p_{p \text{ stř}} = 18,15 \text{ MPa}$$

$$t_{p \text{ stř}} = 547,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\lambda_p = 0,0893 \text{ W/mK}$$

je měrná tepelná vodivost páry

$$\eta_p = 3,159 \cdot 10^{-5} \text{ Pas}$$

je dynamická viskozita páry

$$c_{pp} = 2871,3 \text{ J/kgK}$$

je měrná tepelná kapacita páry

$$v_p = 0,0184 \text{ m}^3/\text{kg}$$

je měrný objem páry

Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\eta_p \cdot c_{pp}}{\lambda_p} = 1,016$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry pro podélné obtékání

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 5224,00 \text{ W/m}^2\text{K}$$

19.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Analogicky k EKU1.

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}$$

kde

$$C_z = 1$$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,363$$

$$\lambda_s = 0,0991 \text{ W/mK}$$

$$v_s = 144 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_s = 0,58$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{v_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} = 102,786 \text{ W/m}^2\text{K}$$

19.3.3 Součinitel zanesení

Analogicky k EKU1.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$

kde

$$\Delta\varepsilon = 0,0027$$

$$C_D = 0,75$$

$$C_f = 1$$

$$\varepsilon_0 = 0,0024$$

Součinitel zanesení vychází

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,0045$$

19.3.4 Součinitel přestupu tepla sáláním

Analogicky k MP1.

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{S\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t_{p\ stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{KPP}}{S_{KPP}} \cdot 1000 = 701,4\ ^\circ C$$

19.3.4.1 Stupeň černosti spalin

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s_{KPP} = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0,411\ m$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{57000}{\sqrt[3]{d_{pk}^2 (t_{S\ stř} + 273,15)^2}} = 81,329$$

Součinitel zeslabení sálání 3 atomovými plyny

$$k_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{S3} \cdot S_{KPP}}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S \text{ stř}} + 273,15}{1000} \right) = 16,518$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{sk} \cdot S_{KPP} = 0,380$$

Stupeň černosti spalin

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,3159$$

Po zjištění všech hodnot můžeme dosadit do vzorce pro součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{S \text{ stř}} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S \text{ stř}} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S \text{ stř}} + 273,15}} \\ &= 79,368 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

19.3.5 Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

Analogicky k MP1.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál}$$

kde ω [-] je součinitel omývání plochy a pro KPP

$$\omega = 1$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin vychází

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 182,154 \text{ W/m}^2\text{K}$$

19.3.6 Součinitel prostupu tepla

Analogicky k MP1.

$$k_{KPP} = \frac{\alpha_S}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_S} = 98,219 \text{ W/m}^2\text{K}$$

19.4 Střední logaritmický teplotní spád

KPP je uvažován jako souproudý výměník, a výpočet logaritmického teplotního spádu je proto odlišný.

Rozdíl teplot na teplé straně spalin

$$\Delta t_1 = t_{s1} - t_{p1} = 408,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rozdíl teplot na studené straně spalin

$$\Delta t_2 = t_{s2} - t_{p2} = 270,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln KPP} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = 334,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

19.5 Rovnost výkonů

Ověříme, že potřebný výkon z bilančního výpočtu odpovídá výkonu spočítaného z konstrukčního řešení.

$$\frac{\Delta t_{\ln KPP} \cdot k_{KPP} \cdot S_{KPP}}{1000} = \frac{334,48 \cdot 98,219 \cdot 742,53}{1000} = 24\,393,9 \text{ kW}$$

Potřebný výkon

$$Q_{KPP} = 24\,390,0 \text{ kW}$$

19.6 Paralelní plochy

Paralelní plochy KPP tvoří, stejně jako v případě DPP, chlazené stěny, strop a část nosu spalovací komory. Postup výpočtu těchto paralelních ploch je analogický k výpočtu paralelních ploch v DPP.

19.6.1 Paralelní plochy SPP

Plocha stěn spalinového tahu spadající do SPP

$$S_{KPP \text{ par SPP}} = 2 \cdot a_{KPP \text{ par}} \cdot c_{KPP \text{ par}} + a_{KPP \text{ par}} \cdot b_{KPP \text{ par}} = 140 \text{ m}^2$$

Přestup tepla konvekcí – zde opět uvažujeme čtvrtinový přestup tepla konvekcí – analogicky k EKV2

$$\alpha_{S\ KPP\ par\ SPP} = 0,25 \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 105,065\ W/m^2K$$

Přestup tepla na straně páry

$$\alpha_{p\ OP} = \alpha_{p\ SPP} = 6371,52\ W/m^2K$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{par} = 0,0045$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{KPP\ par\ SPP} = \frac{\alpha_{S\ KPP\ par\ SPP}}{1 + \left(\varepsilon_{par} + \frac{1}{\alpha_{p\ OP}} \right) \cdot \alpha_{S\ KPP\ par\ SPP}} = 70,547\ W/m^2K$$

Střední rozdíl teplot

$$\Delta t_{stř\ KPP\ par\ SPP} = 462,07\ ^\circ C$$

Výkon paralelních ploch tedy vychází

$$Q_{KPP\ par\ SPP} = \frac{S_{KPP\ par\ SPP} \cdot k_{KPP\ par\ SPP} \cdot \Delta t_{stř\ KPP\ par\ SPP}}{1000} = 4563,7\ kW$$

19.6.2 Paralelní plochy nosu

Plocha stěn spalínového tahu spadající do nosu spalovací komory (dle kapitoly 12)

$$S_{KPP\ par\ nos} = b_{KPP\ par} \cdot \frac{a_{nos}}{\cos \gamma} = 75,06\ m^2$$

Přestup tepla konvekcí

$$\alpha_{S\ KPP\ par\ nos} = 0,25 \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 105,065\ W/m^2K$$

Přestup tepla na straně páry – spočítán v kapitole 20.3.1

$$\alpha_{p\ TM} = 11\ 285,30\ W/m^2K$$

Součinitel zanesení

$$\varepsilon_{par} = 0,0045$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{KPP\ par\ nos} = \frac{\alpha_{S\ KPP\ par\ nos}}{1 + \left(\varepsilon_{par} + \frac{1}{\alpha_{p\ TM}} \right) \cdot \alpha_{S\ KPP\ par\ nos}} = 70,889\ W/m^2K$$

Střední rozdíl teplot – dán rozdílem středních teplot spalin v KPP a páry v nosu

$$\Delta t_{stř\ KPP\ par\ nos} = t_{S\ stř} - t_{p\ nos} = 886,5 - 368,9 = 517,58\ ^\circ C$$

kde uvažovaná teplota v nosu $t_{p\ nos}$ je určena v příslušné kapitole 20.3.1.

Výkon paralelní plochy nosu tedy vychází

$$Q_{KPP\ par\ nos} = \frac{S_{KPP\ par\ nos} \cdot k_{KPP\ par\ nos} \cdot \Delta t_{stř\ KPP\ par\ nos}}{1000} = 2753,9\ kW$$

20 Trubková mříž (TM) – přechodník

Trubková mříž tvoří poslední část přechodníku. Pára vystupující z přechodníku je mírně přehřátá. Přehřátí bylo voleno v kapitole 10.2 jako 10°C nad mez sytosti uvažovaného tlaku v přechodníku. Kromě trubkové mříže se do přechodníku počítá v bilancích také nos spalovací komory, který je pokračováním stěny spalovací komory, tedy výparníku. Stěna volně přechází z výparníku na přechodník a není dáno přesné místo vypařování. Cílem je dostat na výstupu páru s mírným přehřátím. Ve výpočtu jsou respektovány odpovídající výkony ploch nosu z prostorů DPP a KPP. Jako přechodník pro účely výpočtu uvažujeme tedy dvě stěny z prostorů DPP a KPP a trubkovou mříž. Tyto dvě plochy zvyšují celkový výkon uvažovaného přechodníku, ale spaliny zde již nechladí, protože výkon těchto ploch byl již zahrnut v bilancích DPP a KPP.

Jelikož trubková mříž zabírá relativně malý prostor, paralelní plochy zde neuvažujeme s tím, že část stěn a stropu spadající do TM byla zahrnuta ve výpočtu paralelních ploch MP2. Nemáme mnoho možností, jak upravovat výkon trubkové mříže. Konstrukčně je mříž v podstatě dána pouze délkou trubek a jejich počtem. Z toho vyplývá, že čím menší výkon TM vyjde, tím víc se vypařování posouvá do výparníku. Skutečný výkon zjistíme až po provedení výpočtu, proto se jedná o iterační výpočet.

20.1 Bilance TM

20.1.1 Strana páry

Postup bilance je zde trochu jiný. Jsou dány výstupní parametry a dle iterovaného výkonu hledáme vstupní parametry. Vzhledem ke zjednodušení výpočtu a vzhledem k tomu, že výkon a plocha přechodníku jsou velmi malé ve srovnání s výparníkem, budeme v následujících výpočtech uvažovat konstantní tlak rovný výstupnímu tlaku přechodníku dle kapitoly 10.2.

Parametry vstupující do bilance jsou následující

$$t_{p2} = 371,9^{\circ}\text{C}$$

je teplota páry na výstupu

$$p_p = 19,1 \text{ MPa}$$

je tlak páry

$i_{p2} = 2631,16 \text{ kJ/kg}$ je entalpie páry na výstupu

$m_p^* = 144,32 \text{ kg/s}$ je hmotnostní průtok páry

Výkon TM spočítaný v této kapitole

$$Q_{TM} = 11\,831,3 \text{ kW}$$

Pomocí iterovaného výkonu zjistíme entalpii pracovního média na vstupu

$$i_{p1} = i_{p2} - \frac{Q_{TM}}{m_p^*} = 2549,18 \text{ kJ/kg}$$

Ze vstupní entalpie a tlaku určíme teplotu páry na vstupu

$$t_{p1} = 365,9 \text{ °C}$$

Teplota sytosti pro tlak páry p_p

$$t_{\text{sytosti}} = 361,9 \text{ °C}$$

Pára na vstupující do uvažovaného prostoru přechodníku je tedy již lehce přehřátá a ohřeje se o rozdíl teplot

$$\Delta t_p = 6,0 \text{ °C}$$

Pozn.: Z hlediska páry bilancujeme nos i trubkovou mříž jako jednu výhřevnou plochu a značíme ji TM.

20.1.2 Strana spalin

Vstupní hodnoty bilance vycházejí z výsledků bilance KPP

$t_{s1} = 845,4 \text{ °C}$ je teplota spalin na vstupu

$i_{s1} = 5210,59 \text{ kJ/kg}$ je entalpie spalin na vstupu

Výkon plochy nosu připadající na DPP

$$Q_{DPP \text{ par nos}} = 2777,7 \text{ kW}$$

Výkon plochy nosu připadající na KPP

$$Q_{KPP\ par\ nos} = 2753,9\ kW$$

Z bilančního výpočtu zjistíme entalpii spalin na výstupu

$$i_{S\ 2} = i_{S\ 1} - \frac{Q_{TM} - Q_{DPP\ par\ nos} - Q_{KPP\ par\ nos}}{M_{pv}^*} = 5099,27\ kJ/kg$$

Z entalpie spalin na výstupu a přebytku vzduchu $\alpha_{ok} = 1,2$ se z I-t diagramu spalin určí teplota spalin na výstupu

$$t_{S\ 2} = 829,0\ ^\circ C$$

Pozn.: Výhřevná plocha TM je poslední plochou bilancovanou zepředu z pohledu proudění spalin. Výstupní teplota spalin z TM by tedy měla odpovídat teplotě spalin na vstupu do poslední plochy bilancované zezadu, kterou je MP2. Porovnejme obě teploty.

Teplota spalin na výstupu z TM

$$t_{S\ 2\ TM} = 829,00\ ^\circ C$$

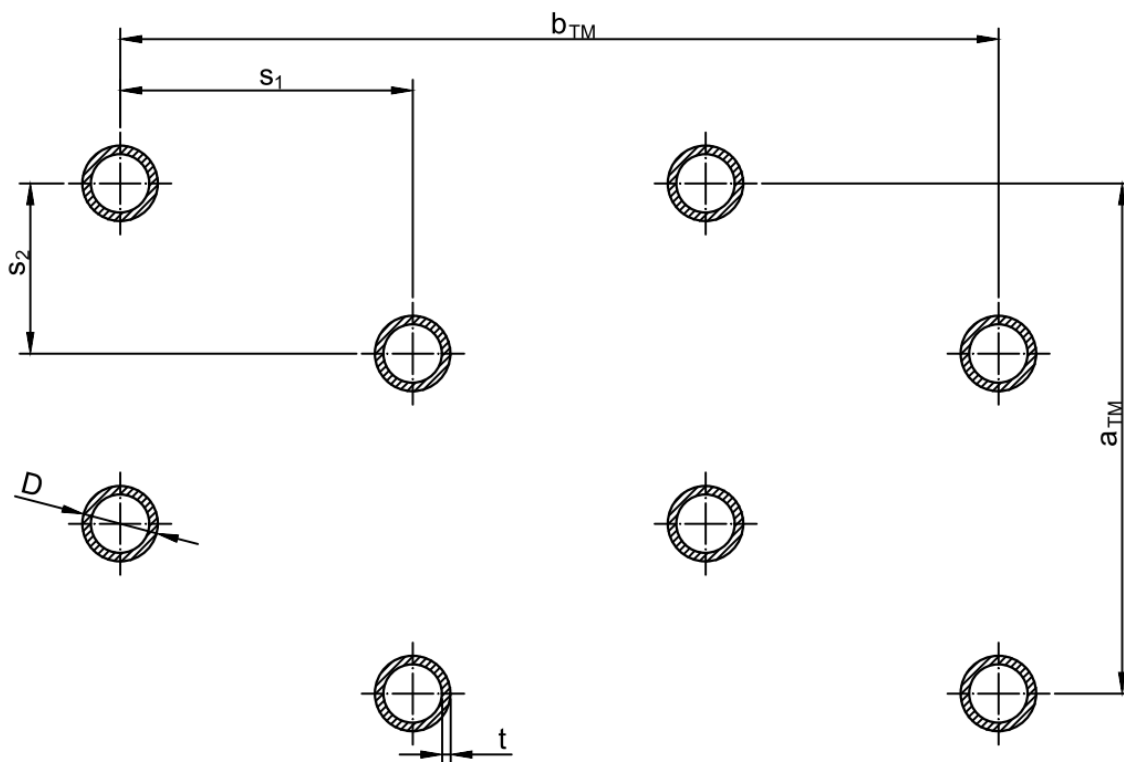
Teplota spalin na vstupu do MP2

$$t_{S\ 1\ MP2} = 828,80\ ^\circ C$$

Bilance kotle je tedy v pořádku.

20.2 Konstrukční návrh

Trubková mříž je tvořena čtyřmi řadami trubek s vystřídáním uspořádáním. Trubky jsou zavedeny z nosu spalovací komory přímo do stropu. Nejsou zde tedy žádné ohyby, a délka trubek je proto dána přímo výškou TM. Průměr trubek je volen stejný jako předpokládaný průměr varnic výparníku. Počet trubek je dán doporučeným hmotovým tokem pro vynesené části výparníku a pro uhlí dle [1, str. 148]. V TM jsou rozteče počítány na základě zvolených rozměrů.



Obrázek 11: Definice rozměrů TM

Volené hodnoty jsou následující

$D = 0,0445 \text{ m}$	je vnější průměr trubek
$t = 0,005 \text{ m}$	je tloušťka stěny
$z_2 = 4$	je volený počet řad trubek
$a_{TM} = 0,3 \text{ m}$	je šířka svazku
$b_{TM} = 12,9 \text{ m}$	je hloubka svazku

Třetí rozměr, tedy výška TM, který odpovídá délce trubek, vychází dle kapitoly 12.1.2 následovně

$c_{TM} = 6,057 \text{ m}$	je výška TM
----------------------------	-------------

Z volených hodnot vychází

$d = D - 2 \cdot t = 0,0345 \text{ m}$	je vnitřní průměr trubek
--	--------------------------

20.2.1 Výpočet počtu trubek

Počet trubek je dán počtem varnic výparníku ve stěně spalovací komory, která následně přechází v nos spalovací komory a je zakončena trubkovou mříží v konvekčním tahu

spalin. Vzhledem k hloubce této stěny $b_{sk} = 13 \text{ m}$ (dle kapitoly 9.1) je volena spodní hranice doporučeného hmotového toku. Průměr varnic je volen na základě doporučení dle [1, str. 147].

Volené hodnoty

$D_{var} = 0,0445 \text{ m}$ je předpokládaný průměr varnic

$t_{var} = 0,005 \text{ m}$ je tloušťka stěny varnic

$\rho \cdot w = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ je hmotový tok

Z volených hodnot vychází

$d_{var} = D - 2 \cdot t = 0,0345 \text{ m}$ je vnitřní průměr varnic

Vnitřní průřez jedné varnice

$$S_{vnitřní\ 1\ var} = \frac{\pi \cdot d_{var}^2}{4} = 9,35 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Počet trubek

$$n_{tr} = \frac{m_p^*}{S_{vnitřní\ 1\ var} \cdot (\rho \cdot w)} \approx 152$$

Pozn.: Část varnic držící stěnu spalovací komory nepokračuje do nosu, ale prochází přímo do trubkové mříže. Tato skutečnost je ve výpočtu zanedbána.

Po zjištění počtu trubek můžeme pokračovat ve výpočtu dalších konstrukčních parametrů TM.

$z_1 = \frac{2 \cdot n_{tr}}{z_2} = 76$ je počet trubek v řezu ve směru b_{TM}

$s_1 = \frac{b_{TM}}{z_1 - 1} = 0,172 \text{ m}$ je příčná rozteč

$s_2 = \frac{a_{TM}}{z_2 - 1} = 0,1 \text{ m}$ je podélná rozteč

$l_{1\ tr} = c_{TM} = 6,057 \text{ m}$ je délka jedné trubky

$S_{1\ tr} = \pi \cdot D \cdot l_{1\ tr} = 0,847 \text{ m}^2$ je plocha jedné trubky

$S_{TM} = S_{1\ tr} \cdot n_{tr} = 128,70 \text{ m}^2$ je plocha všech trubek

Rozměry spalínového tahu

$$a_{TM\ par} = a_{TM} = 0,3\ m$$

$$b_{TM\ par} = 13\ m$$

$$c_{TM\ par} = c_{TM} = 6,057\ m$$

Pozn.: Zde rozměry spalínového tahu slouží pouze k výpočtu rychlosti spalín.

20.2.2 Rychlost spalín

Průřez, kterým proudí spaliny je

$$S_S = c_{TM\ par} \cdot b_{TM\ par} - D \cdot \frac{z_1}{2} \cdot c_{TM} = 68,494\ m^2$$

Střední teplota spalín

$$t_{S\ stř} = \frac{t_{S\ 1} + t_{S\ 2}}{2} = 837,2\ ^\circ C$$

Střední objem vlhkých spalín

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\ min} = 3,8801\ Nm^3/kg$$

Objem vlhkých spalín pro střední teplotu spalín

$$O_{SV}^{t_{S\ stř}} = O_{SV} \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273}{273} = 15,7790\ m^3/kg$$

Objemový průtok spalín

$$V_S = O_{SV}^{t_{S\ stř}} \cdot M_{pv}^* = 892,922\ m^3/s$$

Rychlost spalín

$$w_S = \frac{V_S}{S_S} = 13,04\ m/s$$

20.2.3 Rychlost páry

Vnitřní průřez všech trubek je

$$S_{tr\ vnitřní} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = 0,142\ m^2$$

Rychlost páry vychází

$$w_p = \frac{m_p^* \cdot v_p}{S_{tr \text{ vnitřní}}} = \frac{144,32 \cdot 0,00794}{0,142} = 8,07 \text{ m/s}$$

kde měrný objem páry v_p [m^3/kg] je dán tlakem a střední teplotou v TM.

20.3 Tepelný výpočet

20.3.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry

Analogicky k MP1. Parametry páry jsou určeny pro tlak a střední teplotu páry.

$$p_p = 19,1 \text{ MPa}$$

$$t_{p \text{ stř}} = 368,9 \text{ }^\circ\text{C} = t_{p \text{ nos}}$$

Pozn.: Střední teplotu páry uvažujeme stejnou pro nos i trubkovou mříž. Tato teplota $t_{p \text{ nos}}$ a níže vypočítaný součinitel přestupu tepla $\alpha_{p \text{ TM}}$ je použit k výpočtu výkonu nosu v DPP a KPP.

$$\lambda_p = 0,149 \text{ W/mK}$$

je měrná tepelná vodivost páry

$$\eta_p = 2,538 \cdot 10^{-5} \text{ Pas}$$

je dynamická viskozita páry

$$c_{p p} = 13 \, 386,7 \text{ J/kgK}$$

je měrná tepelná kapacita páry

$$v_p = 0,00794 \text{ m}^3/\text{kg}$$

je měrný objem páry

Prandtlovo číslo páry

$$Pr_p = \frac{\eta_p \cdot c_{p p}}{\lambda_p} = 2,279$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry pro podélné obtékání

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\eta_p \cdot v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 11 \, 285,30 \text{ W/m}^2\text{K}$$

20.3.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Analogicky k E KU1.

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33}$$

kde

$$C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2 = 0,912 \quad (\text{dle [1, str. 99]})$$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,363$$

$$\lambda_s = 0,0947 \text{ W/mK}$$

$$\nu_s = 134 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_s = 0,59$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,6} \cdot Pr_s^{0,33} = 90,088 \text{ W/m}^2\text{K}$$

20.3.3 Součinitel zanesení

Analogicky k E KU1.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$

kde

$$\Delta\varepsilon = 0,0017$$

$$C_D = 1,25$$

$$C_f = 1$$

$$\varepsilon_0 = 0,0019$$

Součinitel zanesení vychází

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,004075$$

20.3.4 Součinitel přestupu tepla sáláním

Analogicky k MP1.

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{S\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}}$$

Stupeň černosti povrchu stěn

$$a_{st} = 0,8$$

Teplota povrchu nánosů na straně spalin

$$t_z = t_{p\ stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{TM} - Q_{DPP\ par\ nos} - Q_{KPP\ par\ nos}}{S_{TM}} \cdot 1000 = 572,7\ ^\circ C$$

20.3.4.1 Stupeň černosti spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s_{TM} = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0,846\ m$$

Součinitel zeslabení sálování popílkovými částicemi

$$k_p = \frac{57000}{\sqrt[3]{d_{pk}^2 (t_{S\ stř} + 273,15)^2}} = 83,719$$

Součinitel zeslabení sálování 3 atomovými plyny

$$k_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{S3} \cdot s_{TM}}} - 1,02\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S\ stř} + 273,15}{1000}\right) = 11,704$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p_{sk} \cdot s_{TM} = 0,665$$

Stupeň černosti spalin

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,4858$$

Po zjištění všech hodnot můžeme dosadit do vzorce pro součinitel přestupu tepla sálováním.

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{S\ stř} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{t_z + 273,15}{t_{S\ stř} + 273,15}}$$

$$= 94,986 \text{ W/m}^2\text{K}$$

20.3.5 Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

Analogicky k MP1.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál}$$

kde ω [-] je součinitel omývání plochy a pro KPP

$$\omega = 1$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin vychází

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 185,074 \text{ W/m}^2\text{K}$$

20.3.6 Součinitel prostupu tepla

Analogicky k MP1.

$$k_{TM} = \frac{\alpha_S}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_S} = 104,528 \text{ W/m}^2\text{K}$$

20.4 Střední teplotní spád

Pro TM je střední teplotní spád počítán, stejně jako v DPP a OP, pouze jako teplotní rozdíl středních teplot spalin a páry.

$$\Delta t_{stř\ TM} = t_{S\ stř} - t_{p\ stř} = 468,28 \text{ }^\circ\text{C}$$

20.5 Výkon TM

Nakonec spočítáme ze zjištěných hodnot výkon TM, který jsme již dosazovali v bilanci na začátku této kapitoly. Nesmíme zapomenout přičíst výkony nosu z prostorů DPP a KPP.

$$Q_{TM} = \frac{\Delta t_{střTM} \cdot k_{TM} \cdot S_{TM}}{1000} + Q_{DPP\ par\ nos} + Q_{KPP\ par\ nos}$$
$$= \frac{468,28 \cdot 104,528 \cdot 128,70}{1000} + 2777,7 + 2753,9 = 11\ 831,3\ kW$$

21 Stěnový přehřívák páry (SPP)

Kapitola stěnového přehříváku je poslední kapitolou výměňkové části návrhu kotle. SPP tvoří stěny velké části kotle, chlazené závěsy v druhém tahu spalin a také druhou trubkovou mříž. Spalovací komora je tvořena částečně výparníkem a částečně SPP (kapitola 9.4.1). Celkový výkon SPP je součtem výkonů všech počítaných paralelních ploch s výjimkou paralelních ploch nosu v DPP a KPP, které spadají do plochy přechodníku. Cílem této kapitoly je stanovení celkového výkonu SPP a také určení středních teplotních rozdílů pro jednotlivé části kotle.

21.1 Výkon SPP

Výkon SPP je součtem všech dílčích výkonů paralelních ploch spadajících do SPP

$$Q_{sk\ SPP} = 26\ 428,1\ kW \quad \text{kapitola 9.4.1}$$

$$Q_{DPP\ par\ SPP} = 30\ 115,1\ kW \quad \text{kapitola 18.6.1}$$

$$Q_{KPP\ par\ SPP} = 4563,7\ kW \quad \text{kapitola 19.6.1}$$

$$Q_{MP2\ par} = 1747,3\ kW \quad \text{kapitola 17.6}$$

$$Q_{OP} = 14\ 626,7\ kW \quad \text{kapitola 16.5}$$

$$Q_{MP1\ par} = 2943,5\ kW \quad \text{kapitola 15.6}$$

$$Q_{EKO2\ par} = 325,9\ kW \quad \text{kapitola 14.6}$$

Výkon SPP je tedy roven

$$Q_{SPP} = \sum_i Q_i = 80\ 750,1\ kW$$

21.2 Bilance SPP

Zde je relevantní pouze bilance páry, jelikož bilance spalin je již provedena v jednotlivých částech kotle jako výkony paralelních ploch.

21.2.1 Strana páry

Protože SPP zahrnuje velkou plochu kotle, tlaková ztráta byla volena jako 80% celkové tlakové ztráty připadající na přehříváky páry (kapitola 6.1). Vstupní parametry páry navazují na výstupní parametry z přechodníku (TM).

Parametry páry jsou následující

$t_{p1} = 371,9 \text{ } ^\circ\text{C}$	je teplota páry na vstupu
$i_{p1} = 2631,16 \text{ kJ/kg}$	je entalpie páry na vstupu
$\Delta p_{SPP} = 0,8 \text{ MPa}$	je volená tlaková ztráta SPP
$p_{p1} = 19,1 \text{ MPa}$	je tlak páry na vstupu
$p_{p2} = 18,3 \text{ MPa}$	je tlak páry na výstupu
$p_{p\text{ stř}} = 18,7 \text{ MPa}$	je střední tlak páry
$m_p^* = 144,32 \text{ kg/s}$	je hmotnostní průtok páry

Entalpie páry na výstupu

$$i_{p2} = i_{p1} + \frac{Q_{SPP}}{m_p^*} = 3190,68 \text{ kJ/kg}$$

Teplota páry na výstupu je dána entalpií a tlakem na výstupu

$$t_{p2} = 476,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

21.3 Střední teplotní spády

Pro výpočet výkonů paralelních ploch byly použity střední teplotní spády SPP. Výpočet těchto teplotních spádů je rozdílem střední teploty spalin v daném prostoru a střední teplotou páry v SPP.

Střední teplota páry v SPP

$$t_{p\text{ stř SPP}} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = 424,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Jednotlivé teplotní spády pro příslušné plochy jsou tedy následující

$$\Delta t_{\text{stř DPP par SPP}} = t_{S\text{ stř DPP}} - t_{p\text{ stř SPP}} = 1003,8 - 424,4 = 579,40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{stř\ KPP\ par\ SPP} = t_{S\ stř\ KPP} - t_{p\ stř\ SPP} = 886,5 - 424,4 = 462,07\ ^\circ C$$

$$\Delta t_{stř\ MP2\ par} = t_{S\ stř\ MP2} - t_{p\ stř\ SPP} = 764,6 - 424,4 = 340,21\ ^\circ C$$

$$\Delta t_{stř\ OP} = t_{S\ stř\ OP} - t_{p\ stř\ SPP} = 680,4 - 424,4 = 255,98\ ^\circ C$$

$$\Delta t_{stř\ MP1\ par} = t_{S\ stř\ MP1} - t_{p\ stř\ SPP} = 591,9 - 424,4 = 167,53\ ^\circ C$$

$$\Delta t_{stř\ EKO2\ par} = t_{S\ stř\ EKO2} - t_{p\ stř\ SPP} = 483,8 - 424,4 = 59,40\ ^\circ C$$

Pozn.: V závislosti na pořadí zapojení paralelních ploch by v E KU2 mohlo dojít k vytvoření záporného teplotního spádu mezi spalinami a párou SPP. Doporučenou vstupní částí pro páru do SPP je druhý tah spalin. Konstruktivnímu řešení zapojení paralelních ploch se však běžně dává přednost a záporný teplotní spád se zanedbává.

22 Q-t diagram kotle

Výsledkem bilancí všech výhřevných ploch kotle je tzv. Q-t diagram kotle. Q-t diagram kotle je graf zobrazující postupné ochlazování spalin v závislosti na jimi předaném výkonu. Na svislé ose zobrazujeme teplotu a na vodorovné ose předaný výkon spalinami. Do Q-t diagramu jsou zaneseny všechny výhřevné plochy včetně spalovací komory a ohříváku vzduchu. Protože bilance jednotlivých částí kotle není možné provést bez konstrukčního výpočtu, tedy bez znalosti rozměrů a výkonů paralelních ploch, je Q-t diagram v této práci umístěn až na konec, kdy již známe všechny potřebné hodnoty pro jeho konstrukci.

Počátkem diagramu je na svislé ose teplota nechlazeného plamene a na vodorovné ose nulový předaný výkon. Ochlazování spalin končí na výstupní teplotě z ohříváku vzduchu – teplota spalin za kotlem – a celkovému předanému výkonu do pracovního média, do vzduchu a do okolí vlivem ztráty Z_{sv} . Teplo předané do vzduchu se následně vrací do spalovací komory, proto je celkové výrobní teplo (výkon) páry rovno výkonu předaného spalinami minus výkon OVZ minus celkový ztrátový výkon kotle.

Platí tedy

$$Q_{spalinami} = Q_{výrobní} + Q_{OVZ} + Q_{Z_{sv}}$$

kde $Q_{spalinami}$ [kW] je výkon předaný spalinami, $Q_{výrobní}$ [kW] je potřebný výkon pro dosažení zadaných parametrů páry (kapitola 6.5), Q_{OVZ} [kW] je výkon ohříváku vzduchu a $Q_{Z_{sv}}$ [kW] je celkový ztrátový výkon kotle daný ztrátou Z_{sv} (kapitola 7.2.3).

Položka výkonu OVZ je v Q-t diagramu jaksi „navíc“ a v Q-t diagramu si ji můžeme představit tak, že teplo přivedené ve vzduchu do spalovací komory je již zahrnuto v entalpii nechlazeného plamene a na konci kotle je totéž teplo ze spalin odebráno.

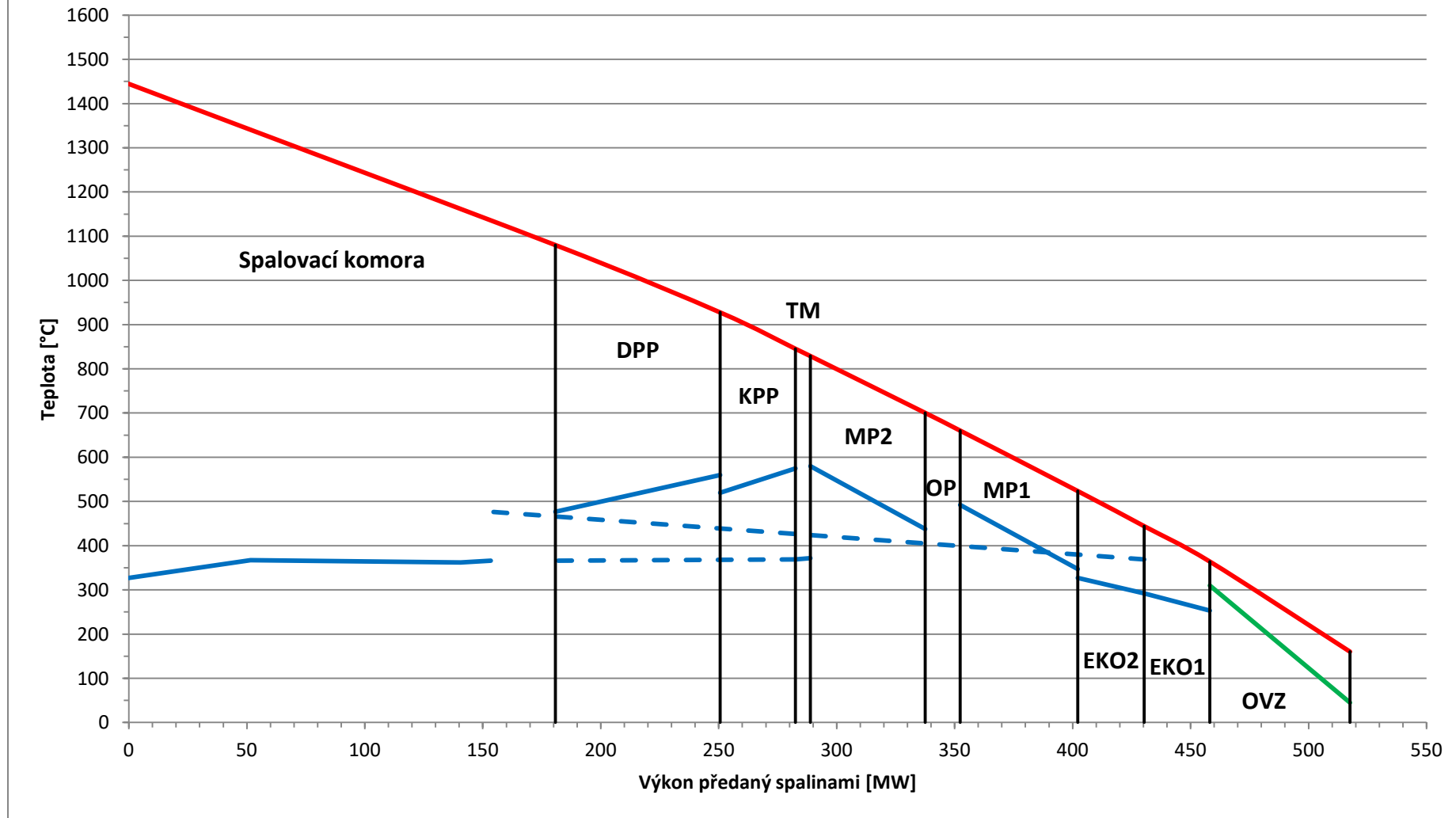
Do Q-t diagramu se také zakreslují ohřevy jednotlivých médií (vody, parovodní směsi, páry a vzduchu). Q-t diagram je vlastně zobrazením celého kotle jako jednoho výměníku. Z tohoto důvodu je obtížné zakreslit ohřev média v paralelních plochách. Paralelní plochy tvoří další paralelní výměník v daných výhřevných plochách. V částech kotle s paralelními

plochami se tedy jedná o kombinaci dvou nebo tří výměníků (DPP a KPP zahrnují paralelní plochy stěnového přehříváku a nosu spalovací komory – přechodníku).

Vodorovná osa zobrazuje pouze výkon předaný spalinami. Jejich výkon se v každé části rozdělí do výkonu předaného do pracovního média, do výkonu předaného do paralelních ploch a do výkonu ztrátového. Křivky ohřevu vody/páry v jednotlivých částech kotle jsou tedy jen naznačením a rozdíl výkonů, který by se odečetl z křivky ohřevu pro danou část kotle, neodpovídá potřebným výkonům pro danou výhřevnou plochu, ale je roven výkonu předanému spalinami v prostoru této výhřevné plochy. Ve spalovací komoře je však naznačeno rozdělení výkonu na výparník a SPP a křivka ohřevu média ve výparníku v tomto případě odpovídá výkonu předanému do výparníku.

V Q-t diagramu jsou červenou barvou vyznačeny spaliny, modrou barvou je vyznačena voda/pára a zelenou barvou je vyznačen vzduch. Ohřev média v paralelních plochách je naznačen přerušovanou čarou.

Q-t diagram kotle



Graf 2: Q-t diagram kotle

22.1 Konečná bilance kotle

V rámci konečné bilance kotle ověříme platnost rovnice uvedené výše

$$Q_{spalinami} = Q_{výrobní} + Q_{OVZ} + Q_{Z_{sv}}$$

Výrobní výkon kotle (kapitola 6.5)

$$Q_{výrobní} = Q_{celk} = 456\,246,7 \text{ kW}$$

Výkon ohříváku vzduchu (kapitola 11)

$$Q_{OVZ} = M_{pv}^* \cdot (i_{s1\,OVZ} - i_{s2\,OVZ}) = 56,589 \cdot (2105,19 - 1054,64) = 59\,449,8 \text{ kW}$$

Celkový ztrátový výkon kotle (kapitola 7.2.3)

$$Q_{Z_{sv}} = Z_{sv} \cdot Q_{celk} = 0,0042 \cdot 456\,246,7 = 1916,2 \text{ kW}$$

Hodnota výkonu z Q-t diagramu odpovídající hodnotě teploty spalin za kotlem $t_k = 160 \text{ °C}$ je rovna

$$Q_k = Q_{spalinami} = 517\,608,2 \text{ kW}$$

Pro porovnání – pravá strana bilanční rovnice

$$Q_{výrobní} + Q_{OVZ} + Q_{Z_{sv}} = 517\,612,7 \text{ kW}$$

23 Závěr

Tímto je projekční návrh kotle hotový. Kotel byl navržen na zadaný jmenovitý parní výkon 546,9 t/h. Před realizací je mj. nutné ještě provést kontrolní přepočty kotle dle [1, kapitola 2.5.] a hydraulický a aerodynamický výpočet kotle dle [1, kapitola 10.]. Kontrolním přepočtem se ověřují parametry, které by navržený kotel dosáhl při odvozených provozních režimech – například při dílčích výkonech. Hydraulický a aerodynamický výpočet slouží k určení tlakových ztrát parovodního, respektive spalínového a vzduchového traktu. Výsledný návrh kotle v této práci tedy není konečný a jedná se pouze o první fázi návrhu nového spalovacího zařízení.

V úvodní části rešerše je pojednáváno o obecných zásadách při návrhu kotle a je uvedeno základní rozdělení kotlů. Dále je probráno konstrukční řešení výparníků průtočných kotlů, které se na rozdíl od bubnových kotlů dají použít pro vysoké až nadkritické tlaky páry. Rešeršní část diplomové práce je ukončena krátkým pojednáním o přípravě paliva pro práškové kotle na hnědé uhlí.

V následující kapitole o zadání této práce je definován navrhovaný kotel z hlediska přístupu k návrhu, postupu návrhu, konstrukčnímu řešení kotle apod. Jsou definovány výhřevné plochy a jejich umístění v proudu spalín. Z pohledu čtenáře se jedná o velmi důležitou kapitolu. Pro sledování návrhu kotle je totiž důležité znát definované skutečnosti v této kapitole.

Po provedení přepočtu paliva a stechiometrických výpočtů je sestrojen I-t diagram spalín, důležitý graf sloužící k odečítání entalpií a teplot spalín. Následuje výpočet výkonu kotle ze zadaných a požadovaných parametrů vody/páry. V další kapitole je proveden výpočet účinnosti kotle nepřímou metodou a je stanovena spotřeba paliva pro jmenovitý výkon.

Po tomto základním bilancování kotle je provedena průtoková a tepelná bilance mlecího okruhu. Následně je navržena spalovací komora a je proveden tepelný výpočet. Na konci kapitoly spalovací komory je její celkový výkon rozdělen na dílčí výkony předané ve spalovací komoře. V následující kapitole jsou stanoveny potřebné výkony jednotlivých částí

kotle dle vlastností vody/páry. Je zde také ověřeno, že potřebný výkon výparníku odpovídá výkonu předanému spalovací komorou do výparníku.

Následuje krátká kapitola, ve které je bilancován ohřívák vzduchu. Další kapitolou je velmi důležitá kapitola pro další konstrukční návrhy. V této kapitole je navrženo celkové uspořádání výhřevných ploch v kotli a jsou definovány rozměry a značení používané v návrhu.

Další část této práce se věnuje bilanci a návrhu jednotlivých výhřevných ploch – výměníků. Výměníková část tvoří relativně velkou část celé diplomové práce. Do výměňkové části můžeme zahrnout také dvě předchozí kapitoly, ze kterých vychází následující bilance a návrhy. Každá výhřevná plocha je řešena v samostatné kapitole. Mnoho výpočetních postupů se zde opakuje, proto je v pozdějších kapitolách odkázáno na postup v předchozích kapitolách a uvedeny jsou pouze výsledky. Bilančně je výpočet výhřevných ploch proveden nejprve odzadu z pohledu proudu spalín a poté zepředu. Sřet těchto dvou bilančních směrů nastává mezi prostory trubkové mříže (TM) a výstupního mezipřehříváku (MP2). Poslední částí návrhu výhřevných ploch je bilance stěnového přehříváku (SPP) a potřebné výpočty pro stanovení výkonů paralelních ploch v předchozích kapitolách.

Diplomovou práci uzavírá Q-t diagram kotle. Q-t diagram je grafickým zobrazením všech bilančních výpočtů v návrhu kotle. Avšak bez znalosti výsledků konstrukčních návrhů bychom nebyli schopni stanovit velikost paralelních ploch, a tedy ani jejich výkon. Na bilanci kotle mají paralelní plochy zásadní vliv. Z tohoto důvodu je Q-t diagram poslední částí této práce.

Přiložený projekční výkres kotle naplňuje zadání diplomové práce. Výpočty byly provedeny v prostředí programu MS Excel. Termodynamické vlastnosti vody a páry byly získány pomocí kódu X Steam (xsteam.sourceforge.net). Výkres kotle byl narýsován v prostředí programu AutoCAD od firmy Autodesk.

24 Použitá literatura

- [1] DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, České vysoké učení technické v Praze, 2011
- [2] BALÁŠ, Marek: Kotle a výměníky tepla, AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. Brno, 2009
- [3] VILIMEC, Ladislav: Stavba kotlů I, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2002
- [4] POLACH, Vladislav: Parní kotle, Dostupné online:
http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/005_Parn-kotle---Polach---P0.pdf
- [5] DLOUHÝ, Tomáš: Přednášky k předmětu Stavba kotlů, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2019
- [6] TEIR, Sebastian; KULLA, Antto: Steam/Water Circulation Design, Helsinki University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Energy Engineering and Environmental Protection, Espoo 2002, Dostupné online:
https://nanopdf.com/download/steam-water-circulation-design_pdf
- [7] BALÁŠ, Marek; LISÝ, Martin; MOSKALÍK, Jiří: Kotle – 2. Část, TZB-info, 2012, Dostupné online:
<https://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/8438-kotle-2-cast>
- [8] ČERNÝ, Václav; JANEBA, Břetislav; TEYSSLER, Jiří: Parní kotle, SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha, 1983

25 Seznam příloh

25.1 Příloha 1 - Výkres

Projekční výkres kotle