VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

KOTEL NA SPALOVÁNÍ VYSOKOPECNÍHO PLYNU
GAS BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Pavel Štipský**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

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

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

Kotel na spalování vysokopecního plynu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na stechiometrický a tepelný výpočet dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle na spalování vysokopecního plynu s možností přitápění zemním plynem.
Parametry kotle: tlak přehřáté páry 8 MPa,
teplota přehřáté páry 510 °C,
teplota napájecí vody 105°C
Složení paliva a jeho množství bude specifikováno při realizaci práce.

Cíle diplomové práce:

Zpracujte stechiometrický a tepelný výpočet kotle.
Zpracujte návrh kotle.
Zpracujte schematické a dispoziční řešení kotle.
Určete tlakovou ztrátu na straně spalin i média.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je vytvoření návrhu plynového kotle na spalování vysokopecního plynu. Úvod práce obsahuje stechiometrii spalovaného paliva pro zjištění optimálního množství spalovacího vzduchu a skutečného množství spalin. Následně je stanovena celková účinnost spolu s tepelným a parním výkonem kotle. Hlavní část práce se zaměřuje na návrh spalovací komory a dimenzování teplosměnných ploch. Závěr práce se zabývá určením tlakové ztráty na straně pracovního média a spalin. V příloze je uvedena výkresová dokumentace.

Klíčová slova

Kotel, plynový kotel, vysokopecní plyn, návrh kotle

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is to design a gas boiler for blast furnace gas combustion. At the beginning is performed stoichiometry of the used fuel to determine the optimal amount of combustion air and the actual amount of flue gas. Subsequently is determined the overall efficiency, together with heat and steam power of the boiler. The main part of the thesis is focused on the design of the combustion chamber and the dimensioning of heat exchange surfaces. At the end of the thesis are performed hydraulic and aerodynamic calculations to determine the pressure loss on the side of the working medium and flue gas. Drawing documentation can be found in attachments.

Key words

Boiler, gas boiler, blast furnace gas, boiler design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠTIPSKÝ, Pavel. *Kotel na spalování vysokopecního plynu.* Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124529. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 123 s. Vedoucí práce Martin Lisý

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji. že jsem diplomovou práci na téma **Kotel na spalování vysokopecního plynu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum Bc. Pavel Štipský

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Martinu Lisému Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat svojí rodině za jejich podporu během mého studia.

OBSAH

ÚVOD 13
1 Složení paliva 14
1.1 Složení plynů 14
2 Stechiometrie paliva 16
2.1 Minimální objemy vzduchu a spalin 16
2.2 Entalpie vzduchu a spalin 20
3 Tepelná bilance kotle 22
3.1 Ztráty kotle a tepelná účinnost 22
3.1.1 Ztráta sdílením tepla do okolí 22
3.1.2 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) 23
3.1.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách 23
3.1.4 Tepelná účinnost kotle 23
3.2 Výkon kotle 24
4 Návrh spalovací komory 25
4.1 Rozměry spalovací komory 25
4.2 Tepelný výpočet ohniště 27
4.2.1 Součinitel M 27
4.2.2 Boltzmanovo číslo 27
4.2.3 Stupeň černosti ohniště 28
4.2.4 Teplota spalin na výstupu ohniště 30
5 Návrh teplosměnných ploch 31
5.1 Přehřívák P3 31
5.2 Přehřívák P2 31
5.3 Přehřívák P1 32
5.4 Závěsné trubky 33
5.5 Výparník 34
5.6 Ekonomizér 35
5.7 Celková tepelná bilance 35
5.8 Pilový diagram 36
5.9 Návrh druhého tahu kotle 37
5.10 Návrh třetího tahu kotle 37
6 Výparníková mříž 38
6.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí 39
6.2 Součinitel přestupu tepla sáláním 40
6.3 Tepelný výkon odebraný spalinám 41
7 Obratová komora 43
7.1 Závěsné trubky 43
7.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin 44

7.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 44
7.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 46
7.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 47
7.2 Membránová stěna ... 48
7.2.1 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 48
7.2.2 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 48
7.3 Celková bilance obratové komory ... 49
8 Prostor konvekčního výparníku ... 50
8.1 Konvekční výparník ... 50
8.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 51
8.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 52
8.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 54
8.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 54
8.2 Závěsné trubky ... 56
8.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 56
8.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 57
8.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 57
8.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 58
8.3 Membránová stěna ... 59
8.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 59
8.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 59
8.4 Celková bilance prostoru konvekčního výparníku ... 60
9 Prostor přehříváku P3 ... 61
9.1 Přehřívák P3 ... 61
9.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 62
9.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 63
9.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 65
9.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 65
9.2 Závěsné trubky ... 67
9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 67
9.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 68
9.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 68
9.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 69
9.3 Membránová stěna ... 70
9.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 70
9.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 70
9.4 Celková bilance prostoru přehříváku P3 ... 71
10 Prostor přehříváku P2 ... 72
10.1 Přehřívák P2 ... 72

10.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 73
10.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 74
10.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 76
10.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 76
10.2 Závěsné trubky ... 78
10.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 78
10.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 79
10.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 79
10.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 80
10.3 Membránová stěna ... 81
10.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 81
10.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 81
10.4 Celková bilance prostoru přehříváku P2 ... 82
11 Prostor přehříváku P1 ... 83
11.1 Přehřívák P1 ... 83
11.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 84
11.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 85
11.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 87
11.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 87
11.2 Závěsné trubky ... 89
11.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 89
11.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 90
11.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 90
11.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 91
11.3 Membránová stěna ... 92
11.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 92
11.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 92
11.4 Celková bilance prostoru přehříváku P1 ... 93
12 Ekonomizér ... 94
12.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin ... 96
12.1.1 Součinitel přestupu tepla sáláním ... 97
12.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média ... 98
12.1.3 Tepelný výkon odebraný spalinám ... 98
13 Celková bilance výparníku ... 101
14 Celková bilance kotle ... 102
15 Hydraulický výpočet ... 103
15.1 Tlakové ztráty v jednotlivých teplosměnných plochách ... 104
15.2 Tlaková ztráta v jednotlivých převáděcích potrubích ... 105
15.3 Celková tlaková ztráta kotle na straně média ... 106

16 Aerodynamický výpočet 107
16.1 Výpočet tlakové ztráty třením v jednotlivých teplosměnných plochách 107
16.1.1 Tlaková ztráta v mříži 107
16.1.2 Tlaková ztráta v konvekčním výparníku 107
16.1.3 Tlaková ztráta v přehříváku P3 108
16.1.4 Tlaková ztráta v přehříváku P2 108
16.1.5 Tlaková ztráta v přehříváku P1 108
16.1.6 Tlaková ztráta v ekonomizéru 109
16.2 Tlaková ztráta třením v komínu 109
16.3 Celková tlaková ztráta třením 109
16.4 Místní tlakové ztráty kotle 110
16.5 Vztlak kotle 111
16.5.1 Vztlak ve druhém tahu 111
16.5.2 Vztlak ve třetím tahu 112
16.5.3 Vztlak v komínu 112
16.5.4 Celkový vztlak ve směru proudění spalin 112
16.6 Celková tahová ztráta 112
ZÁVĚR 113
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 114
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 115
SEZNAM OBRÁZKŮ 121
SEZNAM TABULEK 122
SEZNAM PŘÍLOH 123

ÚVOD

Kotle zastávají v energetickém odvětví průmyslu již dlouhodobě důležitou pozici v oblasti výroby elektrické či tepelné energie. Minulost se vyznačovala spalováním fosilních paliv bez ohledu na způsobené emise. Dnes si je již společnost vědoma negativních vlivů těchto emisí, a tak se snaží podnikat opatření pro jejich omezení či úplnou eliminaci. Na ekologický aspekt výroby elektrické a tepelné energie je kladen stále větší důraz, a to jak z hlediska vyprodukovaných emisí, tak i z pohledu spotřeby samotného paliva. Tento trend spolu s rostoucími cenami energií vyvolává zájem o možnosti využití druhotných zdrojů energie. Jedním z těchto zdrojů je vysokopecní plyn, který se svou průměrnou výhřevností sice řadí do kategorie málo výhřevných plynů, ale v metalurgickém průmyslu vzniká ve velkém množství jako vedlejší produkt při výrobě surového železa. Díky moderním technologickým řešením lze tento plyn efektivně využít pro částečné, nebo úplné pokrytí energetických potřeb závodu.

Cílem této diplomové práce je vytvoření návrhu kotle pro spalování vysokopecního plynu spolu s malým množstvím zemního plynu tak, aby byly zajištěny dané parametry přehřáté páry. Návrh obsahuje stechiometrii paliva, tepelný výpočet kotle, návrh spalovací komory a jednotlivých teplosměnných ploch a určení tlakové ztráty na straně pracovního média i spalin.

Postup návrhu kotle se řídí doporučenou literaturou. Výpočty jsou provedeny pomocí programu MS Excel s doplňkem X Steam pro určení vlastností páry a vody. Vlastnosti spalin jsou získány interpolací z tabulek v [1].

1 Složení paliva

Palivová směs je složena ze 2 plynů:

- **Vysokopecní plyn**

Jde o vedlejší produkt redukčního procesu při výrobě surového železa ze železné rudy ve vysokých pecích. Vzniká kvůli nedokonalému spalování koksu a uvolňování oxidu uhličitého z vápence, který je součástí vsázky.

Jeho průměrná výhřevnost je 3900 MJ/m^3, což ho řadí do kategorie málo výhřevných plynů. Z důvodu jeho nízké výhřevnosti se spaluje spolu se zemním nebo koksárenským plynem [2].

- **Zemní plyn**

Jde o přírodní plyn vyskytující se v ložiscích, a to buď samostatně, s ropou anebo s uhlím. Existuje více druhů zemního plynu s ohledem na dodavatele a obsah jeho jednotlivých složek, nejvíce zastoupenou složkou je však vždy metan (CH_4) [2].

1.1 Složení plynů

Tab. 1.1 Objemové složení spalovaných plynů a výsledného paliva [2], [3]

		Vysokopecní plyn [%]	Zemní plyn [%]	Výsledná směs [%]
	H_2	3,2	–	3,16
	N_2	52	1,2	51,39
	CO	23	–	22,72
	CO_2	21,7	0,1	21,44
	H_2S	0,1	–	0,10
	CH_4	–	98	1,18
	C_xH_y	–	0,7	0,01
C_xH_y	C_2H_6	–	0,44	0,00531
	C_3H_8	–	0,16	0,00193
	C_4H_{10}	–	0,07	0,00084
	C_5H_{12}	–	0,03	0,00036
	M_{pal}	90000 $Nm^3 \cdot h^{-1}$	1099,081 $Nm^3 \cdot h^{-1}$	91099,081 $Nm^3 \cdot h^{-1}$
	Q_i^r	3681,92 $kJ \,/\, Nm^3$	33500 $kJ \,/\, Nm^3$	4041,665 $kJ \,/\, Nm^3$

Z důvodu nízké výhřevnosti vysokopecního plynu je nutné přidat zemní plyn. Množství přidaného zemního plynu je zvoleno tak, aby příkon v zemním plynu byl 10 % z celkového příkonu ve výsledné směsi plynů.

Množství přidaného zemního plynu

$$\left[M_{pal}\right]^{ZP} = \frac{\left[M_{pal}\right]^{VP} \cdot \left[Q_r^i\right]^{VP}}{90} \cdot \frac{10}{\left[Q_r^i\right]^{ZP}} \qquad (1.1)$$

$$\left[M_{pal}\right]^{ZP} = \frac{90000 \cdot 3681{,}92}{90} \cdot \frac{10}{33{,}5}$$

$$\left[M_{pal}\right]^{ZP} = 1099{,}081\ \mathrm{Nm^3 \cdot h^{-1}}$$

2 Stechiometrie paliva

Výpočty jsou provedeny dle [4] za účelem stanovení potřebného objemu vzduchu pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin vznikajících při spalování. Všechny objemy jsou uváděny v Nm^3 – normálních metrech krychlových (pro teplotu T_n = 273,15 K a tlak p_n = 101 325 Pa).

2.1 Minimální objemy vzduchu a spalin

Minimální množství kyslíku při spalování 1 Nm^3 paliva

$$O_{O_2\,min} = 0{,}5 \cdot \frac{CO + H_2}{100} + 1{,}5 \cdot \frac{H_2S}{100} + \sum\left(x + \frac{y}{4}\right) \cdot \frac{C_xH_y}{100} - \frac{O_2}{100} \qquad (2.1)$$

$$O_{O_2\,min} = 0{,}5 \cdot \frac{22{,}72 + 3{,}16}{100} + 1{,}5 \cdot \frac{0{,}1}{100} + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot \frac{1{,}18}{100} + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot \frac{0{,}00531}{100} +$$

$$+ \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot \frac{0{,}00193}{100} + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot \frac{0{,}00084}{100} + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot \frac{0{,}00036}{100}$$

$$O_{O_2\,min} = 0{,}1549 \ \mathrm{Nm^3_{O_2}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 Nm^3 paliva

$$O^S_{vz,min} = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2\,min} \qquad (2.2)$$

$$O^S_{vz,min} = \frac{100}{21} \cdot 0{,}1549$$

$$O^S_{vz,min} = 0{,}7377 \ \mathrm{Nm^3_{vz}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 Nm^3 paliva

Při teplotě vzduchu t = 30 °C a obsahu vody $d = 10\,gr$ na 1 kg suchého vzduchu je součinitel $f = 1{,}0161$.

$$O_{vz,min} = f \cdot O^S_{vz,min} \qquad (2.3)$$

$$O_{vz,min} = 1{,}0161 \cdot 0{,}7377$$

$$O_{vz,min} = 0{,}7496 \ \mathrm{Nm^3_{vz}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální objem CO_2 ve spalinách

$$O_{CO_2\,min} = 0{,}01 \cdot \left(CO + CO_2 + \sum x \cdot C_xH_y + 0{,}03 \cdot O^S_{vz,min}\right) \qquad (2.4)$$

$$O_{CO_2\,min} = 0,01 \cdot \left(22,72 + 21,44 + 1,18 + 2 \cdot 0,00531 + 3 \cdot 0,00193 + 4 \cdot 0,00084 + \right.$$
$$\left. + 5 \cdot 0,00036 + 0,03 \cdot 0,7377\right)$$

$$O_{CO_2\,min} = 0,4538 \ \mathrm{Nm^3_{CO_2}/Nm^3_{paliva}}$$

Minimální objem SO_2 ve spalinách

$$O_{SO_2\,min} = 0,01 \cdot H_2S \qquad (2.5)$$

$$O_{SO_2\,min} = 0,01 \cdot 0,1$$

$$O_{SO_2 min} = 0,0010 \ \mathrm{Nm^3_{SO_2}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální objem N_2 ve spalinách

$$O_{N_2 min} = 0,01 \cdot \left(N_2 + 78,05 \cdot O^S_{vz,min}\right) \qquad (2.6)$$

$$O_{N_2 min} = 0,01 \cdot \left(52 + 78,05 \cdot 0,7377\right)$$

$$O_{N_2 min} = 1,0896 \ \mathrm{Nm^3_{N_2}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální objem Ar ve spalinách

$$O_{Ar,min} = 0,0092 \cdot O^S_{vz,min} \qquad (2.7)$$

$$O_{Ar,min} = 0,0092 \cdot 0,7377$$

$$O_{Ar,min} = 0,0068 \ \mathrm{Nm^3_{Ar}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální objem vodní páry ve spalinách

$$O_{H_2O min} = 0,01 \cdot \left(\sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + H_2 + H_2S\right) + \left(f - 1\right) \cdot O^S_{vz,min} \qquad (2.8)$$

$$O_{H_2O min} = 0,01 \cdot \left(\frac{4}{2} \cdot 1,18 + \frac{6}{2} \cdot 0,00531 + \frac{8}{2} \cdot 0,00193 + \frac{10}{2} \cdot 0,00085 + \right.$$
$$\left. + \frac{12}{2} \cdot 0,00036 + 3,16 + 0,1\right) + \left(1,0161 - 1\right) \cdot 0,7377$$

$$O_{H_2O,min} = 0,0684 \ \mathrm{Nm^3_{H_2O}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální množství suchých spalin

$$O^S_{sp,min} = O^S_{SO_2 min} + O^S_{CO_2 min} + O^S_{N_2 min} + O^S_{Ar,min} \qquad (2.9)$$

$$O^S_{sp,min} = 0,1 + 0,4538 + 1,0896 + 0,0068$$

$$O^S_{sp,min} = 1,5513 \ \mathrm{Nm^3_{sp}/Nm^3_{pal}}$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{sp,min} = O^S_{sp,min} + O_{H_2 O min} \qquad (2.10)$$

$$O_{sp,min} = 1,5513 + 0,0684$$

$$O_{sp,min} = 1,6197 \ \mathrm{Nm^3_{sp}/Nm^3_{pal}}$$

Skutečné množství vzduchu

Součinitel přebytku vzduchu pro topné plyny do výhřevnosti 12 500 $\mathrm{kJ/m^3}$ je volen $\alpha = 1,15$.

$$O_{vz} = \alpha \cdot O_{vz,min} \qquad (2.11)$$

$$O_{vz} = 1,15 \cdot 0,7496$$

$$O_{vz} = 0,8620 \ \mathrm{Nm^3_{vz}/Nm^3_{pal}}$$

Skutečné množství spalin (s přebytkem vzduchu)

$$O_{sp} = O_{sp,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{vz,min} \qquad (2.12)$$

$$O_{sp} = 1,6197 + (1,15 - 1) \cdot 0,7496$$

$$O_{sp} = 1,7321 \ \mathrm{Nm^3_{sp}/Nm^3_{pal}}$$

Skutečné množství CO_2 ve spalinách

$$O_{CO_2} = (\alpha - 1) \cdot O^S_{vz,min} \cdot 0,003 + O_{CO_2 min} \qquad (2.13)$$

$$O_{CO_2} = (1,15 - 1) \cdot 0,7377 \cdot 0,003 + 0,4538$$

$$O_{CO_2} = 0,4539 \ \mathrm{Nm^3_{CO_2}/Nm^3_{pal}}$$

Skutečné množství O_2 ve spalinách

$$O_{O_2} = (\alpha - 1) \cdot O^S_{vz,min} \cdot 0,21 \qquad (2.14)$$

$$O_{O_2} = (1,15 - 1) \cdot 0,7377 \cdot 0,21$$

$$O_{O_2} = 0,0232 \text{ Nm}^3_{\text{O}_2}/\text{Nm}^3_{\text{pal}}$$

Skutečné množství N_2 ve spalinách

$$O_{N_2} = (\alpha - 1) \cdot O^S_{vz,min} \cdot 0,7805 + O_{N_2\,min} \qquad (2.15)$$

$$O_{N_2} = (1,15 - 1) \cdot 0,7377 \cdot 0,7805 + 1,0896$$

$$O_{N_2} = 1,176 \text{ Nm}^3_{\text{N}_2}/\text{Nm}^3_{\text{pal}}$$

Skutečné množství Ar ve spalinách

$$O_{Ar} = (\alpha - 1) \cdot O^S_{vz,min} \cdot 0,0092 + O_{Ar,min} \qquad (2.16)$$

$$O_{Ar} = (1,15 - 1) \cdot 0,7377 \cdot 0,0092 + 0,0068$$

$$O_{Ar} = 0,0078 \text{ Nm}^3_{Ar}/\text{Nm}^3_{\text{pal}}$$

Skutečné množství SO_2 ve spalinách

$$O_{SO_2} = O_{SO_2\,min} = 0,0010 \text{ Nm}^3_{\text{SO}_2}/\text{Nm}^3_{\text{pal}} \qquad (2.17)$$

Skutečné množství H_2O ve spalinách

$$O_{H_2O} = O_{H_2O\,min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O^S_{vz,min} \qquad (2.18)$$

$$O_{H_2O} = 0,0684 + (1,0161 - 1) \cdot (1,15 - 1) \cdot 0,7377$$

$$O_{H_2O} = 0,0702 \text{ Nm}^3_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Nm}^3_{\text{pal}}$$

2.2 Entalpie vzduchu a spalin

Pro přehlednost jsou v tabulce 2.2 uvedeny hodnoty entalpií spalin. Tyto hodnoty jsou dále použity v tepelné bilanci kotle a návrhu teplosměnných ploch.

Tab. 2.1 Měrná entalpie složek spalin v závislosti na teplotě [1]

t	CO_2	SO_2	N_2	Ar	H_2O	Suchý vzduch	CO	O_2
$[°C]$				$[kJ / Nm^3]$				
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57	32,49	32,78
30	50,179	56,436	38,995	27,970	46,533	39,219	39,144	39,375
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7
200	357	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638
1200	2716	2803	1689	1114	2132	1756	1723	1802
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129

Tab. 2.2 Měrná entalpie složek spalin v závislosti na teplotě

t	$I_{sp,min}$	$I_{vz,min}$	$I_{sp}^{\alpha=1,1}$	$I_{sp}^{\alpha=1,15}$	$I_{sp}^{\alpha=1,2}$
$[°C]$			$[kJ / Nm^3]$		
25	57,215	24,491	59,664	60,889	62,113
30	68,693	29,484	71,641	73,116	74,590
100	229,387	99,385	239,326	244,295	249,264
200	467,707	199,989	487,706	497,705	507,705
300	715,018	302,416	745,260	760,381	775,501
400	970,412	407,039	1011,116	1031,468	1051,820
500	1233,398	514,088	1284,807	1310,511	1336,216
600	1503,723	623,492	1566,072	1597,247	1628,421
700	1780,304	735,178	1853,822	1890,581	1927,340
800	2062,951	848,705	2147,821	2190,256	2232,692
900	2350,263	964,577	2446,720	2494,949	2543,178
1000	2643,070	1081,996	2751,269	2805,369	2859,469
1100	2939,103	1200,950	3059,198	3119,246	3179,293
1200	3229,255	1320,700	3361,325	3427,360	3493,395
1300	3541,349	1441,248	3685,474	3757,536	3829,599
1400	3846,294	1562,569	4002,550	4080,679	4158,807

Ukázka výpočtu entalpie spalin při t = 100 °C a α = 1,15

$$I_{sp}^{t,\alpha} = I_{sp,min}^{t} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz,min}^{t} \qquad (2.19)$$

$$I_{sp}^{t,\alpha} = 229,387 + (1,15 - 1) \cdot 99,385$$

$$I_{sp}^{t,\alpha} = 244,295 \text{ kJ/Nm}^3$$

Ukázka výpočtu entalpie minimálního množství spalin při t = 100 °C a α = 1

$$I_{sp,min}^{t} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^{t} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^{t} + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^{t} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^{t} + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^{t} \qquad (2.20)$$

$$I_{sp,min}^{t} = 0,4539 \cdot 170 \cdot +0,001 \cdot 191,2 + 1,176 \cdot 129,5 + 0,0702 \cdot 150,6 + \\ + 0,0078 \cdot 93,07$$

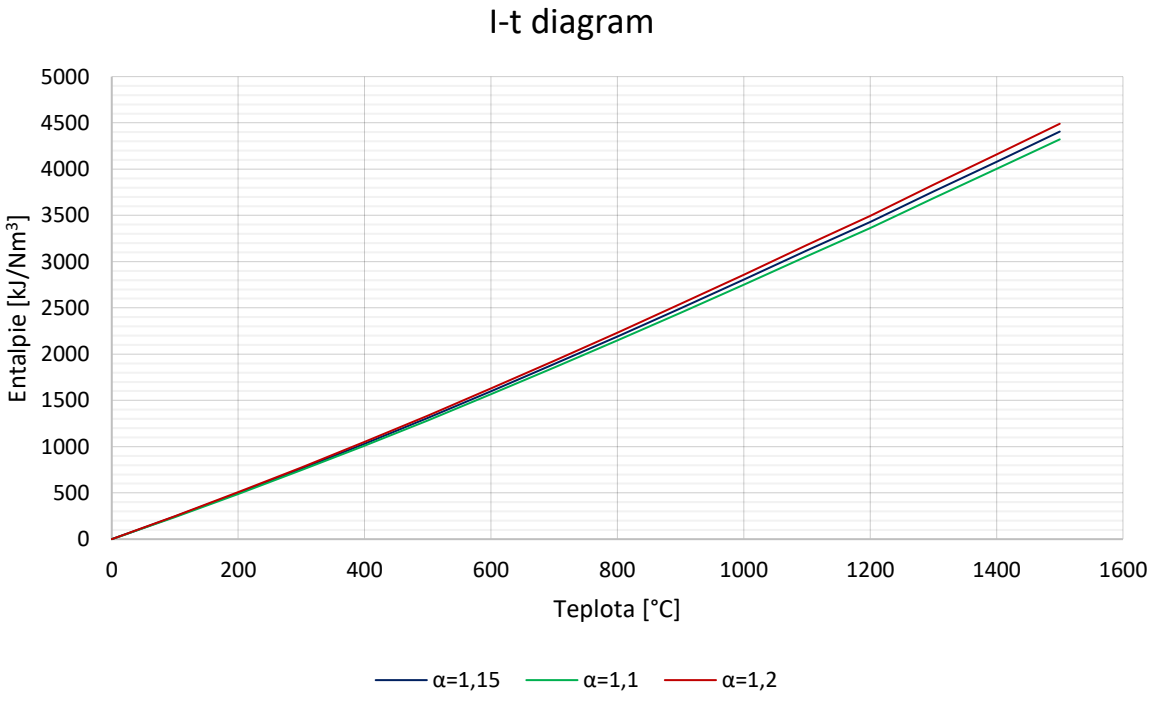
$$I_{sp,min}^{t} = 229,387 \text{ kJ/Nm}^3$$

Ukázka výpočtu entalpie minimálního množství vzduchu při t = 100 °C a α = 1

$$I_{vz,min}^{t} = O_{vz,min}^{S} \cdot i_{svz}^{t} + (f - 1) \cdot O_{vz,min}^{S} \cdot i_{H_2O}^{t} \qquad (2.21)$$

$$I_{vz,min}^{t} = 0,7377 \cdot 132,3 + (1,0161 - 1) \cdot 0,7377 \cdot 150,6$$

$$I_{vz,min}^{t} = 99,385 \text{ kJ/Nm}^3$$



Obr. 2.1 I-t diagram spalin pro různé přebytky vzduchu

3 Tepelná bilance kotle

V této kapitole je stanovena nepřímou metodou účinnost a s ní spojený tepelný a parní výkon dle [1].

Teplo přivedené do kotle na 1 Nm^3 paliva

$$Q_P^P = Q_i^r + i_p + Q_{VZV} + Q_{pr} \qquad (3.1)$$

$$Q_P^P = Q_i^r = 4041,665 \text{ kJ/Nm}^3$$

Fyzické teplo paliva $i_p = 0$
Teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel $Q_{VZV} = 0$
Teplo přivedené do kotle při parním rozprašování mazutu $Q_{pr} = 0$

3.1 Ztráty kotle a tepelná účinnost

3.1.1 Ztráta sdílením tepla do okolí

Tato ztráta je určena množstvím tepla unikajícího pláštěm kotle do okolí. Odvíjí se od kvality izolace stěn, plechování, velikosti sálajícího povrchu a výkonu kotle. Výpočet je proveden dle [5].

Maximální využitelný tepelný výkon

$$Q_N = Q_P^P \cdot M_{pal} \qquad (3.2)$$

$$Q_N = 4041,665 \cdot 25,305$$

$$Q_N = 102275,6 \text{ kW} = 102,2756 \text{ MW}$$

Tepelný výkon sdílený do okolí

$$Q_{RC} = C \cdot Q_N^{0,7} \qquad (3.3)$$

$$Q_{RC} = 0,0315 \cdot 102,2756^{0,7}$$

$$Q_{RC} = 0,8038 \text{ MW}$$

Pro vysokopecní plyn je konstanta C = 0,0315

Ztráta sdílením tepla do okolí

$$z_{SO} = \frac{Q_{RC}}{Q_N} \cdot 100 \qquad (3.4)$$

$$z_{SO} = \frac{0,8038}{102,2756} \cdot 100$$

$$z_{SO} = 0,786 \text{ \%}$$

3.1.2 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Jedná se o nejvyšší ztrátu kotle, která je určena teplem odcházejícím z kotle ve spalinách. Ovlivňuje ji přebytek vzduchu a teplota spalin na výstupu z kotle.

$$z_k = \frac{I_{sp}^{t_k,\alpha_k} - \alpha \cdot I_{vz}}{Q_P^P} \cdot 100 \qquad (3.5)$$

$$z_k = \frac{332,988 - 1,15 \cdot 29,484}{4041,665} \cdot 100$$

$$z_k = 7,400\ \%$$

I_{vz} *je entalpie studeného vzduchu o teplotě* $t = 30$ °C

$I_{sp}^{t_k,\alpha_k}$ *je entalpie spalin při teplotě na výstupu z kotle* $t_k = 135$ °C *a přebytku vzduchu za kotlem* $\alpha_k = 1,15$.

Teplota spalin na výstupu z kotle je zvolena na základě konzultace tak, aby byla vyšší než teplota rosného bodu. Při teplotě nižší nebo rovné teplotě rosného bodu dochází ke kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách, která má za následek nízkoteplotní korozi.

3.1.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách

Tato ztráta je určena množstvím ztraceného tepla odcházejícího z kotle ve formě nespálených plynů ve spalinách. Je stanovena na základě emisního limitu CO a obsahu kyslíku pro referenční stav spalin $O_{2,\mathrm{ref}} = 3$ %. Emisní limit mgCO = 50 mg/Nm^3 je zvolen pro kotle uvedené do provozu 20. prosince 2018 nebo později dle [6] .

$$z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{sp,min}^S}{\left(21 - O_{2ref}\right) \cdot Q_P^P} \cdot 100 \qquad (3.6)$$

$$z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot 50 \cdot 1,5513}{\left(21 - 3\right) \cdot 4041,665} \cdot 100$$

$$z_{CO} = 0,0226\ \%$$

3.1.4 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - z_{SO} - z_K - z_{CO} \qquad (3.7)$$

$$\eta_k = 100 - 0,786 - 7,4 - 0,0226$$

$$\eta_k = 91,79\ \%$$

3.2 Výkon kotle

Tepelný výkon kotle

$$Q_V = M_{pal} \cdot Q_P^P \cdot \frac{\eta_k}{100} \tag{3.8}$$

$$Q_V = 25{,}305 \cdot 4041{,}665 \cdot \frac{91{,}79}{100}$$

$$Q_V = 93880{,}314 \text{ kW}$$

Parní výkon kotle

$$M_P = \frac{Q_V}{\left(i_{pp} - i_{NV}\right)} \tag{3.9}$$

$$M_P = \frac{93880{,}314}{\left(3424{,}069 - 446{,}793\right)}$$

$$M_P = 31{,}532 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 113{,}516 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Entalpie napájecí vody

$$i_{NV} = f(p_{NV}, t_{NV}) = f(9 \text{ MPa};\ 105\ ^\circ\text{C}) = 446{,}793 \text{ kJ/kg} \tag{3.10}$$

Entalpie přehřáté páry

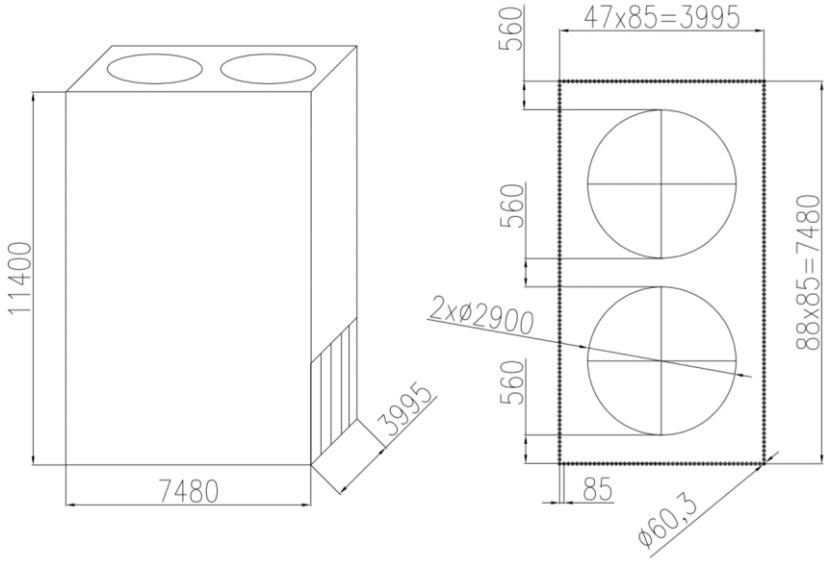
$$i_{pp} = f(p_{pp}, t_{pp}) = f(8 \text{ MPa};\ 510\ ^\circ\text{C}) = 3424{,}069 \text{ kJ/kg} \tag{3.11}$$

4 Návrh spalovací komory

Jde o prostor, kde dochází ke spalování přiváděného paliva. Hoření paliva způsobuje uvolňování tepla a vznik spalin. Část tohoto tepla je ihned odebírána membránovými stěnami, ze kterých je spalovací komora tvořena. Přívod paliva a spalovacího vzduchu do komory je zajištěn pomocí stropních hořáků.

4.1 Rozměry spalovací komory

Návrh rozměrů spalovací komory je proveden dle [1]. Tepelný výpočet ohniště je prováděn kontrolním způsobem. Nejdříve je zvolena teplota na výstupu z ohniště a navrženy rozměry ohniště, pomocí kterých jsou určeny hodnoty veličin potřebných pro výpočet skutečné teploty spalin na výstupu z ohniště (rovnice 4.28). Pokud je odchylka teplot nižší než 50 °C, lze zvolenou teplotu považovat za vyhovující.



Obr. 4.1 Schéma spalovací komory

Výkon hořáků

$$P_H = Q_P^P \cdot M_{pal} \tag{4.1}$$

$$P_H = \frac{4041,665 \cdot 25,305}{1000}$$

$$P_H = 102,276 \text{ MW}$$

Jsou zvoleny 2 hořáky $\left(n_H = 2\right)$.

Minimální délka plamene

$$l_p = \sqrt[3]{\frac{P_H}{n_H} \cdot 2,22} \tag{4.2}$$

$$l_p = \sqrt[3]{\frac{102,276}{2} \cdot 2,22}$$

$$l_p = 8,24 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 8,3 \text{ m}$$

Minimální průměr hořáku

$$D_H = \sqrt{\frac{P_H}{n_H} \cdot 0,4} \qquad (4.3)$$

$$D_H = \sqrt{\frac{102,276}{2} \cdot 0,4}$$

$$D_H = 2,86 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 2,9 \text{ m}$$

Výška spalovací komory

$$H = l_p + 0,5 = 8,3 + 0,5 = 8,8 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 11,4 \text{ m} \qquad (4.4)$$

Šířka spalovací komory

$$A = \left(n_H \cdot D_H\right) + \left(n_H + 1\right) \cdot 0,5 = \left(2 \cdot 2,9\right) + \left(2 + 1\right) \cdot 0,5 = 7,3 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 7,48 \text{ m} \qquad (4.5)$$

Hloubka spalovací komory

$$B = D_H + 2 \cdot 0,5 = 2,9 + 2 \cdot 0,5 = 3,9 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 3,995 \text{ m} \qquad (4.6)$$

Objem spalovací komory

$$V_s = A \cdot B \cdot H = 7,48 \cdot 3,995 \cdot 11,4 = 340,662 \text{ m}^3 \qquad (4.7)$$

Povrch stěn spalovací komory

$$F_{st} = 2 \cdot \left(A \cdot \left(B + H\right) + B \cdot H\right) \qquad (4.8)$$

$$F_{st} = 2 \cdot \left(7,48 \cdot \left(3,995 + 11,4\right) + 3,995 \cdot 11,4\right)$$

$$F_{st} = 321,395 \text{ m}^2$$

Objemové zatížení spalovací komory

$$q_v = \frac{Q_P^P \cdot M_{pal}}{V_s} \qquad (4.9)$$

$$q_v = \frac{4041,665 \cdot 25,305}{340,662}$$

$$q_v = 300,226 \text{ kW/m}^3$$

Účinná sálavá plocha stěn spalovací komory

$$F_{ús} = F_{st} \cdot \chi - \left(n_H \cdot \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} \right) \tag{4.10}$$

$$F_{ús} = 321,395 \cdot 1 - \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot 2,9^2}{4} \right)$$

$$F_{ús} = 308,185 \text{ m}^2$$

Úhlový koeficient osálání trubkové stěny je pro tento případ $\chi = 1$

4.2 Tepelný výpočet ohniště

4.2.1 Součinitel M

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{pl} = 0,54 - 0,2 \cdot 0,25 = 0,49 \tag{4.11}$$

Pro stropní hořáky platí $x_{pl} = 0,25$

4.2.2 Boltzmanovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot \text{M}_{pal} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot \left(t_a + 273,15 \right)^3} \tag{4.12}$$

$$Bo = \frac{0,992 \cdot 25,305 \cdot 3,197}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 321,395 \cdot \left(1398,137 + 273,15 \right)^3}$$

$$Bo = 1,443$$

Koeficient uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{z_{SO}}{\eta_k + z_{SO}} = 1 - \frac{0,786}{91,79 + 0,786} = 0,992 \tag{4.13}$$

Střední hodnota tepelné efektivnosti stěn

$$\overline{\psi} = \zeta \cdot \chi = 0,65 \cdot 1 = 0,65 \tag{4.14}$$

Koeficient zanesení stěn ohniště pro plynná paliva $\zeta = 0,65$

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_P^P \cdot \frac{100 - z_{CO}}{100} + Q_{VZ} - Q_{VZV} = Q_P^P \cdot \frac{100 - z_{CO}}{100} + \alpha \cdot I_{VZ\,min}^{30} \qquad (4.15)$$

$$I_u = 4041{,}665 \cdot \frac{100 - 0{,}0226}{100} + 1{,}15 \cdot 29{,}484$$

$$I_u = 4074{,}66 \text{ kJ/Nm}^3$$

Entalpii I_u *odpovídá teoretická teplota nechlazeného plamene* $t_a = 1398{,}137$ °C.

Teplota spalin na konci ohniště je odhadnuta na $t_o = 1061$ °C *a odpovídá jí entalpie* $I_o = 2996{,}834$ kJ/kg.

Střední tepelná jímavost spalin v ohništi

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_o}{t_a - t_o} = \frac{4074{,}66 - 2996{,}834}{1398{,}1137 - 1061} = 3{,}197 \ \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3 \cdot \text{°C}} \qquad (4.16)$$

4.2.3 Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + \left(1 - a_{pl}\right) \cdot \overline{\psi}} = \frac{0{,}373}{0{,}373 + \left(1 - 0{,}373\right) \cdot 0{,}65} = 0{,}478 \qquad (4.17)$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + \left(1 - m\right) \cdot a_{ns} = 0{,}1 \cdot 0{,}705 + \left(1 - 0{,}1\right) \cdot 0{,}336 = 0{,}373 \qquad (4.18)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3{,}444 \cdot 0{,}303 \cdot 0{,}102825 \cdot 3{,}816} = 0{,}336 \qquad (4.19)$$

Stupeň černosti svítivé části plamene

$$a_{sv} = 1 - e^{-\left(k_s \cdot r_s \cdot k_{sz}\right) \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-\left(3{,}444 \cdot 0{,}303 \cdot 2{,}07\right) \cdot 0{,}103 \cdot 3{,}816} = 0{,}705 \qquad (4.20)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1{,}02 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{t_o + 273{,}15}{1000} \right) \qquad (4.21)$$

$$k_s = \left(\frac{2{,}49 + 5{,}11 \cdot 0{,}0405}{\sqrt{0{,}031 \cdot 3{,}816}} - 1{,}02 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{1061 + 273{,}15}{1000} \right)$$

$$k_s = 3,444 \ \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = \frac{3,6 \cdot V_s}{F_{st}} = \frac{3,6 \cdot 340,662}{321,395} = 3,816 \text{ m} \qquad (4.22)$$

Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách

$$r_s = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,4538 + 0,001 + 0,0684}{1,7321} = 0,302 \qquad (4.23)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

$$p_s = r_s \cdot p = 0,303 \cdot 0,103 = 0,031 \text{ MPa} \qquad (4.24)$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{t_o + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C_r}{H_r} \qquad (4.25)$$

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - 1,15) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1061 + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot 4,966$$

$$k_{sz} = 2,07$$

Podíl obsahu uhlíku a vodíku v palivu

$$\frac{C^r}{H^r} = \frac{C^r}{H_2} + 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot CH_4 + \frac{2}{6} \cdot C_2H_6 + \frac{3}{8} \cdot C_3H_8 + \frac{4}{10} \cdot C_4H_{10} + \frac{5}{12} \cdot C_5H_{12} \right) \qquad (4.26)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = \frac{15,585}{3,16} + 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 1,18 + \frac{2}{6} \cdot 0,00531 + \frac{3}{8} \cdot 0,00193 + \frac{4}{10} \cdot 0,00084 + \right.$$

$$\left. + \frac{5}{12} \cdot 0,00036 \right)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 4,966$$

Obsah uhlíku v palivu

$$C^r = C_{CO} + C_{CO_2} = \frac{22,72 \cdot 12}{12 + 16} + \frac{21,44 \cdot 12}{12 + 2 \cdot 16} = 15,585 \ \% \qquad (4.27)$$

4.2.4 Teplota spalin na výstupu ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_a + 273{,}15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o} \right)^{0{,}6}} \qquad (4.28)$$

$$t_{ok} = \frac{1398{,}137 + 273{,}15}{1 + 0{,}49 \cdot \left(\frac{0{,}478}{1{,}443} \right)^{0{,}6}}$$

$$t_{ok} = 1061{,}241 \text{ °C}$$

Odchylka návrhové a skutečné teploty spalin na výstupu ohniště

$$\Delta t = \left| t_o - t_{ok} \right| = \left| 1061 - 1061{,}241 \right| = 0{,}241 \text{ °C} \qquad (4.29)$$

Odchylka teplot je zanedbatelná.

Množství tepla odevzdaného v ohništi

$$Q_S = \varphi * \left(I_u - I_o \right) \qquad (4.30)$$

$$Q_S = 0{,}992 * \left(4074{,}66 - 2996{,}834 \right)$$

$$Q_S = 1068{,}676 \text{ kJ/Nm}^3$$

Teplo pojaté membránovou stěnou v ohništi

$$Q_O = M_{pal} \cdot Q_S \qquad (4.31)$$

$$Q_O = 25{,}305 \cdot 1068{,}676$$

$$Q_O = 27043{,}171 \text{ kW}$$

5 Návrh teplosměnných ploch

Tato kapitola se zabývá určením parametrů pracovního média pro jednotlivé teplosměnné plochy. Vlastnosti páry a vody jsou v této i dalších kapitolách určovány pomocí [7].

Při proudění pracovního média vznikají v teplosměnných plochách tlakové ztráty, jejichž velikost je zvolena na základě konzultace v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 Tlakové ztráty teplosměnných ploch

Přehřívák 3	Δp_{P3}	2 bar
Přehřívák 2	Δp_{P2}	2 bar
Přehřívák 1	Δp_{P1}	2 bar
Závěsné trubky	Δp_{ZT}	1 bar
Výparník	$\Delta p_{VÝP}$	0 bar
Ekonomizér	Δp_{EKO}	3 bar

5.1 Přehřívák P3

Entalpický spád zpracovávaný přehřívákem P3 je stanoven na $\Delta i_{P3} = 220,660$ kJ/kg.

Výstupní parametry páry

$$p_{P3out} = 80 \text{ bar} \tag{5.1}$$

$$t_{P3out} = 510 \text{ °C} \tag{5.2}$$

$$i_{P3out} = f\left(p_{P3out}, t_{P3out}\right) = 3424,069 \text{ kJ/kg} \tag{5.3}$$

Vstupní parametry páry

$$p_{P3in} = p_{P3out} + \Delta p_{P3} = 80 + 2 = 82 \text{ bar} \tag{5.4}$$

$$i_{P3in} = i_{P3out} - \Delta i_{P3} = 3424,069 - 220,660 = 3203,409 \text{ kJ/kg} \tag{5.5}$$

$$t_{P3out} = f\left(p_{P3out}, i_{P3out}\right) = 424,723 \text{ °C} \tag{5.6}$$

Tepelný výkon

$$Q_{P3} = M_P \cdot \Delta i_{P3} = 31,532 \cdot 220,660 = 6957,914 \text{ kW} \tag{5.7}$$

5.2 Přehřívák P2

Entalpický spád zpracovávaný přehřívákem P2 je stanoven na $\Delta i_{P2} = 313,450$ kJ/kg.

Pro regulaci teploty přehřáté páry je na výstupu z přehříváku P2 zaveden vstřik napájecí vody, a to v množství 3,1 % z celkového množství přehřáté páry.

Množství vstřiku

$$M_{v2} = 0,031 \cdot M_P = 0,031 \cdot 31,532 = 0,978 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.8)$$

Parametry páry na výstupu

$$p_{P2out} = p_{P3in} = 82 \text{ bar} \quad (5.9)$$

$$\left(M_P - M_{v2}\right) \cdot i_{P2out} + M_{v2} \cdot i_{NV} = M_P \cdot i_{P3in} \quad (5.10)$$

$$i_{P2out} = \frac{M_P \cdot i_{P3in} - M_{v2} \cdot i_{NV}}{M_P - M_{v2}}$$

$$i_{P2out} = \frac{31,532 \cdot 3203,409 - 0,978 \cdot 446,793}{31,532 - 0,978}$$

$$i_{P2out} = 3291,598 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{P2out} = f\left(p_{P2out}, i_{P2out}\right) = 458,280 \text{ °C} \quad (5.11)$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{P2in} = p_{P2out} + \Delta p_{P2} = 82 + 2 = 84 \text{ bar} \quad (5.12)$$

$$i_{P2in} = i_{P2out} - \Delta i_{P2} = 3291,598 - 313,450 = 2978,148 \text{ kJ/kg} \quad (5.13)$$

$$t_{P2in} = f\left(p_{P2in}, i_{P2in}\right) = 350,631 \text{ °C} \quad (5.14)$$

Tepelný výkon

$$Q_{P2} = \left(M_{PP} - M_{v2}\right) \cdot \Delta i_{P2} = \left(31,532 - 0,978\right) \cdot 313,450 = 9577,397 \text{ kW} \quad (5.15)$$

5.3 Přehřívák P1

Entalpický spád zpracovávaný přehřívákem P1 je stanoven na $\Delta i_{P1} = 278,760$ kJ/kg .

Pro regulaci teploty přehřáté páry je na výstupu z přehříváku P1 zaveden vstřik napájecí vody, a to v množství 3,0 % z celkového množství přehřáté páry.

Množství vstřiku

$$M_{v1} = 0,03 \cdot M_P = 0,03 \cdot 31,532 = 0,946 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.16)$$

Parametry páry na výstupu

$$p_{P1out} = p_{P2in} = 84 \text{ bar} \quad (5.17)$$

$$\left(M_P - M_{v2} - M_{v1}\right)\cdot i_{P1out} + M_{v1}\cdot i_{NV} = \left(M_P - M_{v2}\right)\cdot i_{P2in} \tag{5.18}$$

$$i_{P1out} = \frac{\left(M_P - M_{v2}\right)\cdot i_{P2in} - M_{v1}\cdot i_{NV}}{M_P - M_{v2} - M_{v1}}$$

$$i_{P1out} = \frac{\left(31{,}532 - 0{,}978\right)\cdot 2978{,}148 - 0{,}946\cdot 446{,}793}{31{,}532 - 0{,}978 - 0{,}946}$$

$$i_{P1out} = 3059{,}022 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{P1out} = f\left(p_{P1out}, i_{P1out}\right) = 375{,}631 \text{ °C} \tag{5.19}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{P1in} = p_{P1out} + \Delta p_{P1} = 84 + 2 = 86 \text{ bar} \tag{5.20}$$

$$i_{P1in} = i_{P1out} - \Delta i_{P1} = 3059{,}022 - 278{,}760 = 2780{,}261 \text{ kJ/kg} \tag{5.21}$$

$$t_{P1in} = f\left(p_{P1out}, i_{P1out}\right) = 305{,}394 \text{ °C} \tag{5.22}$$

Tepelný výkon

$$Q_{P1} = \left(M_P - M_{v2} - M_{v1}\right)\cdot \Delta i_{P1} \tag{5.23}$$

$$Q_{P1} = \left(31{,}532 - 0{,}978 - 0{,}946\right)\cdot 278{,}760$$

$$Q_{P1} = 8253{,}763 \text{ kW}$$

5.4 Závěsné trubky

Závěsné trubky vedou sytou páru z bubnu do přehříváku P1 a jsou na nich zavěšeny přehříváky P3, P2, P1 a konvekční výparník.

Parametry páry na výstupu

$$p_{ZTout} = p_{P1in} = 86 \text{ bar} \tag{5.24}$$

$$t_{ZTout} = t_{P1in} = 305{,}394 \text{ °C} \tag{5.25}$$

$$i_{ZTout} = i_{P1in} = 2780{,}261 \text{ kJ/kg} \tag{5.26}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{ZTin} = p_{ZTout} + \Delta p_{ZT} = 86 + 1 = 87 \text{ bar} \tag{5.27}$$

$$i_{ZTin} = f\left(p_{ZTin}, x = 1\right) = 2747{,}780 \text{ kJ/kg} \tag{5.28}$$

$$t_{ZTin} = f\left(p_{ZTin}, i_{ZTin}\right) = 300{,}909 \text{ °C} \tag{5.29}$$

Teplený výkon

$$Q_{ZT} = \left(M_P - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot \left(i_{ZTout} - i_{ZTin}\right) \tag{5.30}$$

$$Q_{ZT} = \left(31{,}532 - 0{,}978 - 0{,}946\right) \cdot \left(2780{,}261 - 2747{,}780\right)$$

$$Q_{ZT} = 961{,}748 \text{ kW}$$

5.5 Výparník

Výparník se skládá z membránových stěn, konvekčního výparníku a výparníkové mříže.

Z ekonomizéru přichází do výparníku voda ohřátá na teplotu $17{,}6$ °C pod mezí sytosti kapaliny. Ta se nejdříve ohřeje, a až poté dochází k přeměně syté kapaliny na sytou páru za konstantní teploty a tlaku. Proto je nutné počítat s nedohřevem $\Delta t_N = 17{,}6$ °C.

Parametry média na výstupu

$$p_{VÝPout} = p_{ZTin} = 87 \text{ bar} \tag{5.31}$$

$$t_{VÝPout} = t_{ZTin} = 300{,}909 \text{ °C} \tag{5.32}$$

$$i_{VÝPout} = i_{ZTin} = 2747{,}780 \text{ kJ/kg} \tag{5.33}$$

Parametry média na vstupu

$$p_{VÝPin} = p_{VÝPout} = 87 \text{ bar} \tag{5.34}$$

$$t_{VÝPin} = t_{VÝPout} - \Delta t_N = 300{,}909 - 17{,}6 = 283{,}309 \text{ °C} \tag{5.35}$$

$$i_{VÝPin} = f\left(p_{VÝPin}, t_{VÝPin}\right) = 1252{,}847 \text{ kJ/kg} \tag{5.36}$$

Tepelný výkon

$$Q_{VÝP} = \left(M_P - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot \left(i_{VÝPout} - i_{VÝPin}\right) \tag{5.37}$$

$$Q_{VÝP} = \left(31{,}532 - 0{,}978 - 0{,}946\right) \cdot \left(2747{,}780 - 1252{,}847\right)$$

$$Q_{VÝP} = 44263{,}170 \text{ kW}$$

5.6 Ekonomizér

V ekonomizéru je ohřívána napájecí voda na teplotu $17,6\ °C$ pod mezí sytosti kapaliny.

Parametry média na výstupu

$$p_{EKOout} = p_{VÝPin} = 87 \text{ bar} \tag{5.38}$$

$$t_{EKOout} = t_{VÝPin} = 283,309\ °C \tag{5.39}$$

$$i_{EKOout} = i_{VÝPin} = 1252,847 \text{ kJ/kg} \tag{5.40}$$

Parametry média na vstupu

$$p_{EKOin} = p_{EKOout} + \Delta p_{EKO} = 87 + 3 = 90 \text{ bar} \tag{5.41}$$

$$t_{EKOin} = t_{NV} = 105\ °C \tag{5.42}$$

$$i_{EKOin} = f\left(p_{EKOin}, t_{EKOin}\right) = 446,793 \text{ kJ/kg} \tag{5.43}$$

Tepelný výkon

$$Q_{EKO} = \left(M_P - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot \left(i_{EKOout} - i_{EKOin}\right) \tag{5.44}$$

$$Q_{EKO} = \left(31,532 - 0,978 - 0,946\right) \cdot \left(1252,847 - 446,793\right)$$

$$Q_{EKO} = 23866,323 \text{ kW}$$

5.7 Celková tepelná bilance

Celkové množství tepla přijatého pracovním médiem

$$Q_C = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{ZT} + Q_{VÝP} + Q_{EKO} \tag{5.45}$$

$$Q_C = 6957,914 + 9577,397 + 8253,763 + 961,748 + 44263,170 + 23866,323$$

$$Q_C = 93880,314 \text{ kW}$$

Kontrola tepelné bilance

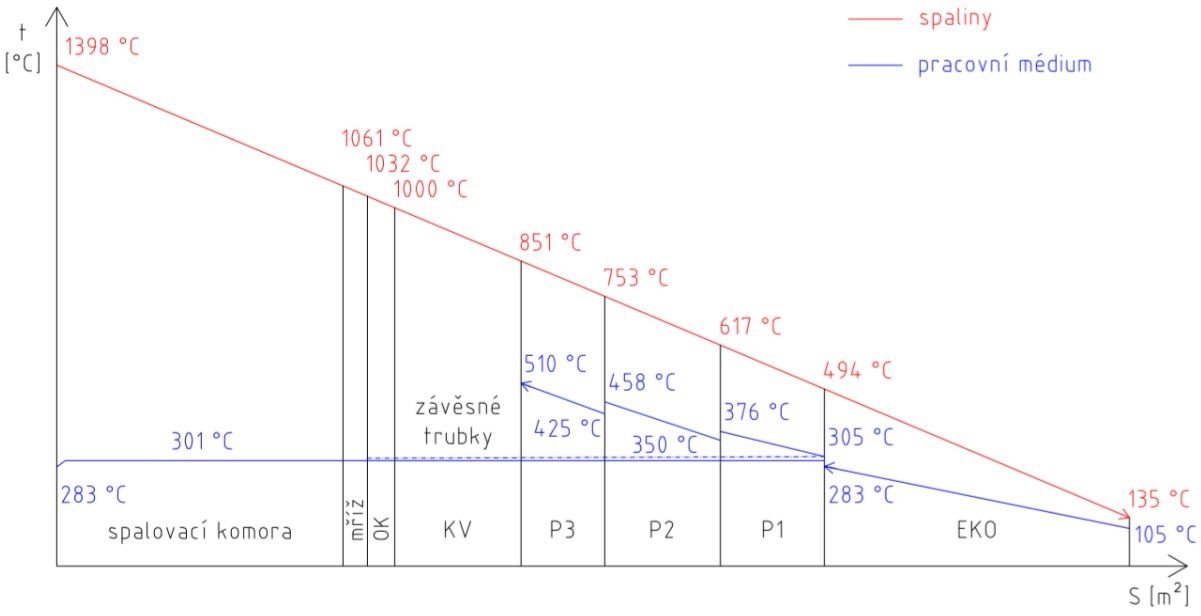
$$Q_C = Q_V \tag{5.46}$$

$$93880,314 \text{ kW} = 93880,314 \text{ kW}$$

Tab. 5.2 Přehled parametrů média v jednotlivých teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha		Tlak [bar]	Teplota [°C]	Měrná entalpie [kJ/kg]	Výkon [kW]
Přehřívák 3	Výstup	80	510	3424,069	6957,914
	Vstup	82	424,723	3203,409	
Přehřívák 2	Výstup	82	458,280	3291,598	9577,397
	Vstup	84	350,631	2978,148	
Přehřívák 1	Výstup	84	375,609	3059,022	8253,763
	Vstup	86	305,394	2780,261	
Závěsné trubky	Výstup	86	305,394	2780,261	961,748
	Vstup	87	300,909	2747,780	
Výparník	Výstup	87	300,909	2747,780	44263,170
	Vstup	87	283,309	1252,847	
Ekonomizér	Výstup	87	283,309	1252,847	23866,323
	Vstup	90	105,000	446,793	

5.8 Pilový diagram



Obr. 5.1 Pilový diagram

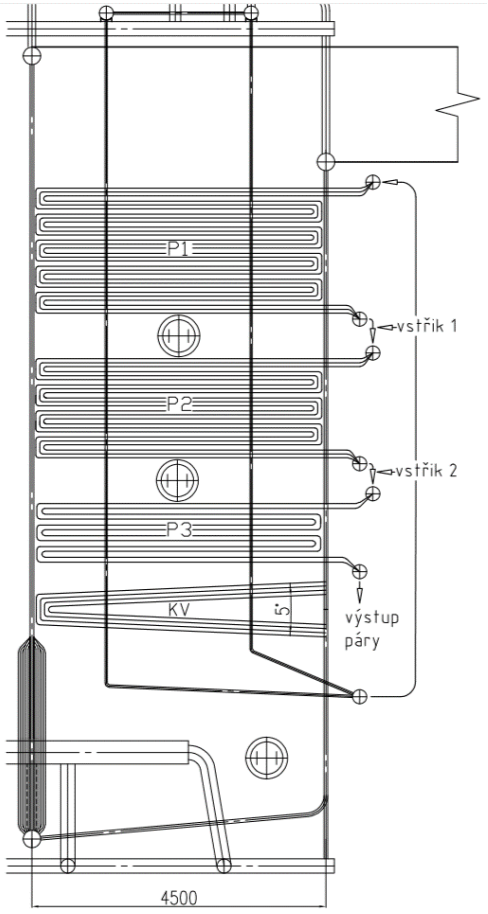
5.9 Návrh druhého tahu kotle

Rozměry druhého tahu jsou $C \times B = 4,5 \times 3,995\,\text{m}$. Tah je ohraničen membránovými stěnami výparníku. Trubky tvořící membránovou stěnu mají rozteč 85 mm s výjimkou stěny naproti mříži, kde je rozteč zvýšena na 100 mm, aby mezi ně bylo možné umístit vstupní a výstupní trubky jednotlivých výměníků.

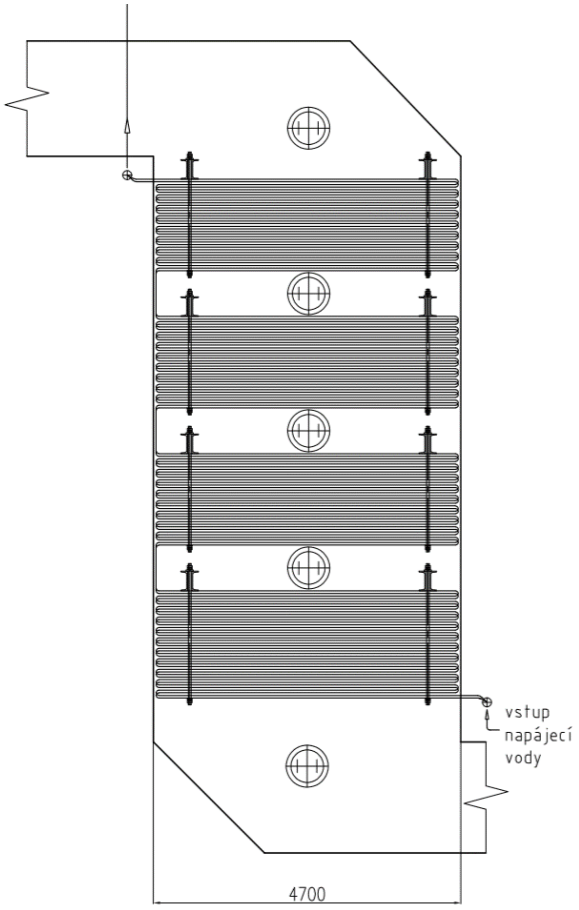
Na vstupu do druhého tahu je umístěna výparníková mříž, za kterou se nachází obratová komora, kde se mění směr proudění spalin. Dále je v něm situován konvekční výparník napojený na membránovou stěnu za použití clony. Za konvekčním výparníkem jsou 3 protiproudé přehříváky, mezi kterými jsou umístěny 2 vstřiky napájecí vody za účelem regulace teploty páry. Všechny přehříváky i konvekční výparník jsou uchyceny pomocí závěsných trubek. Pro účely údržby se zde nachází servisní průlezy. Schéma druhého tahu je zobrazeno na obrázku 5.2.

5.10 Návrh třetího tahu kotle

Rozměry třetího tahu jsou $D \times B = 4,7 \times 3,995\,\text{m}$ a jeho stěny jsou tvořeny plechy. Jedinou teplosměnnou plochou ve třetím tahu je čtyřdílný ekonomizér, který je uchycen pomocí nechlazených závěsů. Servisní průlezy jsou umístěny za každým dílem ekonomizéru. Schéma třetího tahu je zobrazeno na obrázku 5.3.



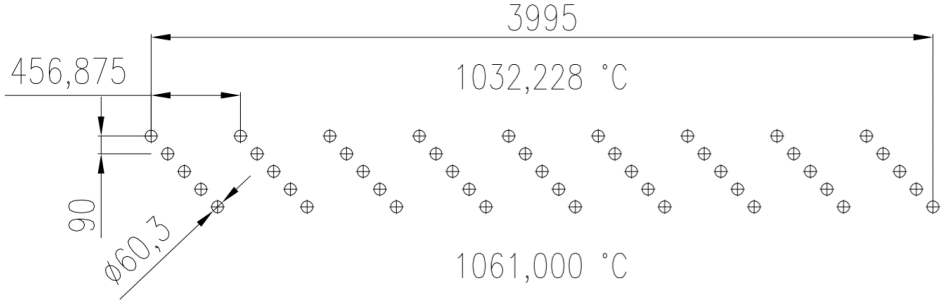
Obr. 5.2 Schéma druhého tahu kotle



Obr. 5.3 Schéma třetího tahu kotle

6 Výparníková mříž

Výparníková mříž je realizována rozvolněním a vyhnutím trubek membránové stěny výparníku na hranici spalovací komory a druhého tahu. Výpočet je proveden dle [1].



Obr. 6.1 Schéma výparníkové mříže

Tab. 6.1 Parametry výparníkové mříže, spalin a pracovního média

Parametry výparníkové mříže			
Výška	h_m	3100	*mm*
Šířka	B	3995	*mm*
Průměr trubek	D	60,3	*mm*
Příčná rozteč	s_1	456,875	*mm*
Podélná rozteč	s_2	90	*mm*
Počet řad v příčném směru	z_1	9	–
Počet řad v podélném směru	z_2	5	–
Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	1061	°C
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	2996,834	kJ / Nm^3
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	1032,228	°C
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	2906,524	kJ / Nm^3
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	1046,614	°C
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,10432	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00018	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,55155	–
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°C
Střední teplota	$t_{m,stř}$	300,909	°C
Střední tlak	$p_{stř}$	87	*bar*

6.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{\ 0,33} \qquad (6.1)$$

$$\alpha_k = 0,931 \cdot 0,367 \cdot \frac{0,10432}{0,0603} \cdot \left(\frac{19,789 \cdot 0,0603}{0,00018} \right)^{0,6} \cdot 0,55155^{0,33}$$

$$\alpha_k = 95,764 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Světlý průřez proudu spalin

$$F_{sp} = h_m \cdot \left(B - z_1 \cdot D \right) \qquad (6.2)$$

$$F_{sp} = 3,1 \cdot \left(3,995 - 9 \cdot 0,0603 \right)$$

$$F_{sp} = 10,702 \ \mathrm{m^2}$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \qquad (6.3)$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{10,702} \cdot \frac{1046,614 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 19,789 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu

$$C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2 = 4 \cdot 5^{0,02} - 3,2 = 0,931 \qquad (6.4)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 2,139^{0,1} = 0,367 \qquad (6.5)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{456,875}{60,3} = 7,577 \qquad (6.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{90}{60,3} = 1,493 \qquad (6.7)$$

Parametr φ_σ

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} - 1} = \frac{7,577 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 7,577^2 + 1,493^2} - 1} = 2,139 \qquad (6.8)$$

6.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \qquad (6.9)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,171 \cdot 1319,764^3 - \frac{1 - \left(\frac{599,059}{1319,764}\right)^{3,6}}{1 - \frac{599,059}{1319,764}}$$

$$\alpha_s = 34,711 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 1046,614 + 273,15 = 1319,764 \ \mathrm{K} \qquad (6.10)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 300,909 + 25 + 273,15 = 599,059 \ \mathrm{K} \qquad (6.11)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25$ °C .

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,706 \cdot 0,103 \cdot 0,673} = 0,171 \qquad (6.12)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \qquad (6.13)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,456875 \cdot 0,09}{0,0603^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,673 \ \mathrm{m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (6.14)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,041}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,673}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1319,764}{1000} \right) \cdot 0,303$$

$$k_s \cdot r_s = 2,706$$

6.3 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_m = S_m \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (6.15)$$

$$Q_m = 26,426 \cdot 110,904 \cdot 745,612$$

$$Q_m = 2185188 \text{ W} = 2185,188 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 130,475 = 110,904 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot K^{-1} \qquad (6.16)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 95,764 + 34,711 = 130,475 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot K^{-1} \qquad (6.17)$$

Pro výparníkovou mříž je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha mříže

$$S_m = \pi \cdot D \cdot h_m \cdot z_1 \cdot z_2 \qquad (6.18)$$

$$S_m = \pi \cdot 0,0603 \cdot 3,1 \cdot 9 \cdot 5$$

$$S_m = 26,426 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in} \right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out} \right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \qquad (6.19)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(1061 - 300,909 \right) - \left(1032,228 - 300,909 \right)}{ln \frac{1061 - 300,909}{1032,228 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 745,612 \text{ K}$$

Skutečná entalpie a teplota výstupních spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_m}{M_{pal}} \qquad (6.20)$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2996,834 - \frac{2185,188}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2910,481 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 1032,244$ °C (viz tabulka 2.2).

7 Obratová komora

Jedná se o prostor za výparníkovou mříží, kde dochází ke změně směru proudění spalin. Její rozměry jsou $B \times C \times h^{OK} = 3,995 \times 4,5 \times 2,909$ m. Skládá se z membránové stěny a závěsných trubek. Výpočet je proveden dle [1].

Tab. 7.1 Parametry spalin v obratové komoře

Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	1032,244	$°C$
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	2910,481	kJ / Nm^3
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	1000,000	$°C$
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	2805,369	kJ / Nm^3
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	1016,122	$°C$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,10206	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00017	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,55460	–

7.1 Závěsné trubky

Tab. 7.2 Parametry závěsných trubek a pracovního média

Parametry závěsných trubek			
Vnější průměr	D	38	mm
Tloušťka	t	5	mm
Vnitřní průměr	d	28	mm
Počet trubek	n	38	mm
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	$°C$
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	303,444	$°C$
Střední teplota	$t_{m,stř}$	302,176	$°C$
Střední tlak	$p_{stř}$	86,5	bar
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,07134	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$4,295 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	1,66116	–
Měrný objem	v_m	0,02173	m^3 / kg

7.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{\ 0,4} \qquad (7.1)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,10206}{3,333} \cdot \left(\frac{11,536 \cdot 3,333}{0,00017} \right)^{0,8} \cdot 0,55460^{0,4}$$

$$\alpha_k = 10,605 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \qquad (7.2)$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{17,934} \cdot \frac{1016,122 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 11,536 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Světlý průřez proudu

$$F_{sp} = B \cdot C - n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \qquad (7.3)$$

$$F_{sp} = 3,995 \cdot 4,5 - 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}$$

$$F_{sp} = 17,934 \ \mathrm{m^2}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 17,934}{21,526} = 3,333 \ \mathrm{m} \qquad (7.4)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu

$$O = 2 \cdot \left(B + C \right) + n \cdot \pi \cdot D = 2 \cdot \left(3,995 \cdot 4,5 \right) + 3 \cdot \pi \cdot 0,038 = 21,526 \ \mathrm{m} \qquad (7.5)$$

7.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s{}^3 - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \qquad (7.6)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,276 \cdot 1289,272^3 - \frac{1-\left(\frac{600,326}{1289,272}\right)^{3,6}}{1-\frac{600,326}{1289,272}}$$

$$\alpha_s = 53,106 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 1016,122 + 273,15 = 1289,272 \ \mathrm{K} \qquad (7.7)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 302,248 + 25 + 273,15 = 600,326 \ \mathrm{K} \qquad (7.8)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,496 \cdot 0,103 \cdot 2,097} = 0,276 \qquad (7.9)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_s}{F_{st}} \qquad (7.10)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{52,171}{89,580}$$

$$s = 2,097 \ \mathrm{m}$$

Objem sálavé vrstvy

$$V_s = B \cdot C \cdot h^{OK} - n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h^{OK} \qquad (7.11)$$

$$V_s = 3,995 \cdot 4,5 \cdot 2,909 - 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 2,909$$

$$V_s = 52{,}171 \text{ m}^3$$

Povrch stěn sálavé vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot \left(B \cdot C + h^{OK} \cdot \left(B + C \right) \right) + n \cdot D \cdot h^{OK} \qquad (7.12)$$

$$F_{st} = 2 \cdot \left(3{,}995 \cdot 4{,}5 + 2{,}909 \cdot \left(3{,}995 + 4{,}5 \right) \right) + 38 \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}909$$

$$F_{st} = 89{,}580 \text{ m}^2$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1{,}02 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (7.13)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7{,}8 \cdot 16 \cdot 0{,}041}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}031 \cdot 0{,}673}} - 1{,}02 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{1289{,}272}{1000} \right) \cdot 0{,}303$$

$$k_s \cdot r_s = 1{,}496$$

7.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{\nu_m} \right)^{0{,}8} \cdot Pr_m^{\,0{,}4} \qquad (7.14)$$

$$\alpha_m = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}07134}{0{,}028} \cdot \left(\frac{27{,}501 \cdot 0{,}028}{4{,}295 \cdot 10^{-7}} \right)^{0{,}8} \cdot 1{,}66113^{0{,}4}$$

$$\alpha_m = 7226{,}130 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_p - M_{v2} - M_{v1} \right) \cdot v_m}{F_m} \qquad (7.15)$$

$$w_m = \frac{\left(31{,}532 - 0{,}978 - 0{,}946 \right) \cdot 0{,}02173}{0{,}023}$$

$$w_m = 27{,}501 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtočný průřez media

$$F_m = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}028^2}{4} = 0{,}023 \text{ m}^2 \tag{7.16}$$

7.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \tag{7.17}$$

$$Q_{ZT} = 13{,}197 \cdot 53{,}681 \cdot 713{,}842$$

$$Q_{ZT} = 505{,}685 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0{,}85 \cdot \frac{63{,}711}{1 + \frac{63{,}711}{7226{,}130}} = 53{,}682 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \tag{7.18}$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0{,}85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 10{,}605 + 53{,}106 = 63{,}711 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \tag{7.19}$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n \cdot \pi \cdot D \cdot h^{OK} \tag{7.20}$$

$$S_{ZT} = 38 \cdot \pi \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}909$$

$$S_{ZT} = 13{,}197 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \tag{7.21}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(1032{,}244 - 303{,}446\right) - \left(1000 - 300{,}909\right)}{ln \frac{1032{,}244 - 303{,}446}{1000 - 300{,}909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 713{,}842 \text{ K}$$

7.2 Membránová stěna

Tab. 7.3 Parametry pracovního média v membránové stěně

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°C

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k *je stejný jako u závěsných trubek.*

7.2.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \tag{7.22}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,276 \cdot 1289,272^3 - \frac{1-\left(\frac{599,059}{1289,272}\right)^{3,6}}{1-\frac{599,059}{1289,272}}$$

$$\alpha_s = 53,036 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 300,909 + 25 + 273,15 = 599,059 \tag{7.23}$$

7.2.2 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \tag{7.24}$$

$$Q_{MS} = 55,780 \cdot 54,094 \cdot 715,092$$

$$Q_{MS} = 2157,701 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 63,640 = 54,094 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{7.25}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 10,605 + 53,106 = 63,710 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{7.26}$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS} = 2 \cdot C \cdot h^{OK} + B \cdot h^{OK} + B \cdot C \tag{7.27}$$

$$S_{MS} = 2 \cdot 4,5 \cdot 2,909 + 3,995 \cdot 2,909 + 3,995 \cdot 4,5$$

$$S_{MS} = 55,780 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out}\right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \tag{7.28}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(1032,244 - 300,909\right) - \left(1000 - 300,909\right)}{ln \frac{1032,244 - 300,909}{1000 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 715,092 \text{ K}$$

7.3 Celková bilance obratové komory

Celkový výkon odebraný spalinám

$$Q_c^{OK} = Q_{ZT}^{OK} + Q_{MS}^{OK} = 505,685 + 2157,701 = 2663,387 \text{ kW} \tag{7.29}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_c^{OK}}{M_{pal}} \tag{7.30}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2910,481 - \frac{2663,387}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2805,231 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 999,955$ °C (viz tabulka 2.2).

8 Prostor konvekčního výparníku

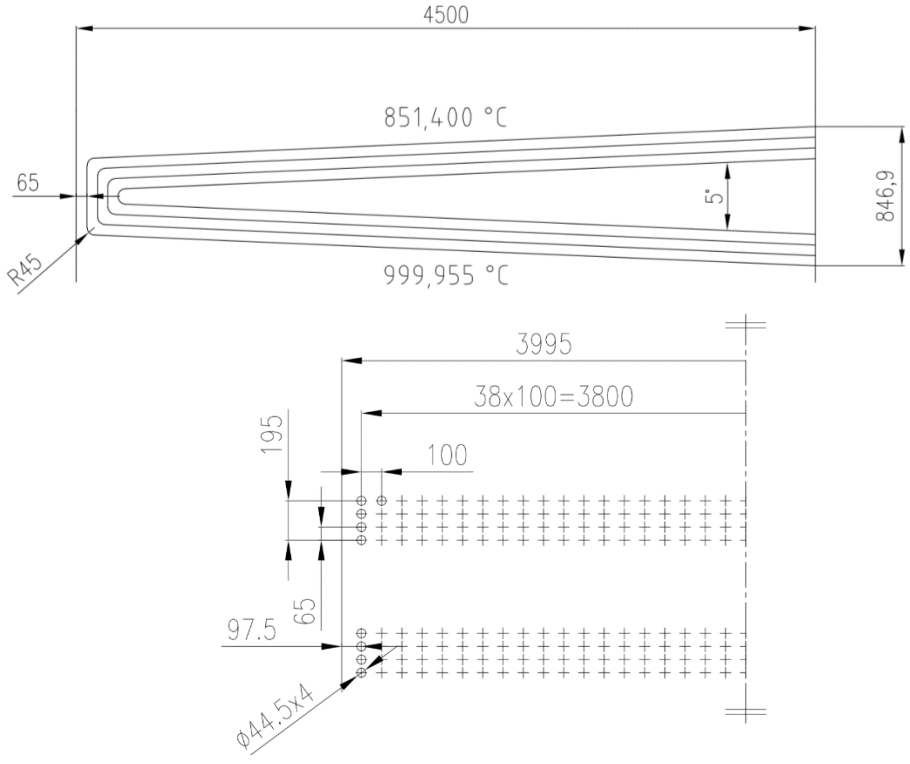
Prostor konvekčního výparníku má rozměry $B \times C \times h^{KV} = 3,995 \times 4,5 \times 1,147$ m a skládá se z konvekčního výparníku, závěsných trubek a membránové stěny. Výpočet je proveden dle [1].

Tab. 8.1 Parametry spalin v prostoru konvekčního výparníku

Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	999,955	$°C$
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	2805,231	$kJ \,/\, Nm^3$
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	851,400	$°C$
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	2346,868	$kJ \,/\, Nm^3$
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	925,678	$°C$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,09488	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00015	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,56365	–

8.1 Konvekční výparník

Konvekční výparník je přidán z důvodu nedostatečného výkonu ostatních teplosměnných ploch výparníku. Je navržen formou souproudého čtyřchodého výměníku z hladkých trubek nakloněných pod úhlem pěti stupňů. Je napojen přímo na membránovou stěnu za použití clony.



Obr. 8.1 Schéma konvekčního výparníku

Tab. 8.2 Parametry konvekčního výparníku a pracovního média

Parametry konvekčního výparníku			
Vnější průměr	D	44,5	*mm*
Tloušťka	t	4	*mm*
Vnitřní průměr	d	36,5	*mm*
Příčná rozteč	s_1	100	*mm*
Podélná rozteč	s_2	65	*mm*
Počet řad v příčném směru	z_1	38	–
Počet řad v podélném směru	z_2	8	–
Počet chodů	n_h	4	–
Efektivní délka	l_e	4,4025	*mm*
Výška výměníku	h_{KV}	846,9	*mm*
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°*C*
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°*C*
Střední teplota	$t_{m,stř}$	300,909	°*C*
Střední tlak	$p_{stř}$	87	*bar*
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,54334	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$1{,}205 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	0,90991	–
Měrný objem	v_m	0,00141	m^3 / kg

8.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}65} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}33} \qquad (8.1)$$

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 0{,}944 \cdot \frac{0{,}09488}{0{,}0445} \cdot \left(\frac{18{,}339 \cdot 0{,}0445}{0{,}00015} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}56365^{0{,}33}$$

$$\alpha_k = 87{,}301 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Světlý průřez proudu

$$F_{sp} = B \cdot C - z_1 \cdot D \cdot l_e - n_{ZT} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \qquad (8.2)$$

$$F_{sp} = 3,995 \cdot 4,5 - 38 \cdot 0,0445 \cdot 4,4025 - 38 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4}$$

$$F_{sp} = 10,490 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \tag{8.3}$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{10,490} \cdot \frac{925,678 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 18,339 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot \left(z_2 - 2\right) = 0,91 + 0,0125 \cdot \left(8 - 2\right) = 0,985 \tag{8.4}$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot \sigma_1 - 3\right)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot 2,247 - 3\right)\left(1 - \frac{1,461}{2}\right)^3\right]^2} = 0,944 \tag{8.5}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{100}{44,5} = 2,247 \tag{8.6}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{65}{44,5} = 1,461 \tag{8.7}$$

8.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \right) \cdot k_o \tag{8.8}$$

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,087 \cdot 1198,828^3 - \frac{1-\left(\frac{599,059}{1198,828}\right)^{3,6}}{1-\frac{599,059}{1198,828}} \right) \cdot 1,941$$

$$\alpha_s = 27,505 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 925,678 + 273,15 = 1198,828 \ \mathrm{K} \qquad (8.9)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 300,909 + 25 + 273,15 = 599,059 \ \mathrm{K} \qquad (8.10)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25$ °C.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,986 \cdot 0,103 \cdot 0,127} = 0,087 \qquad (8.11)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \qquad (8.12)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,065}{0,0445^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,127 \ \mathrm{m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (8.13)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,041}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,127}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1198,828}{1000} \right) \cdot 0,303$$

$$k_s \cdot r_s = 6,986$$

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_{KV}} \right)^{0,07} \qquad (8.14)$$

$$k_o = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1289,272}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,909}{0,8469} \right)^{0,07}$$

$$k_o = 1,941$$

Koeficient A se volí dle spalovaného paliva, pro spalování plynů A = 0,3
T_o *je střední teplota spalin ve volném objemu před svazkem,* [K]
l_o *je hloubka volného objemu před svazkem,* [m]

8.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{\nu_m} \right)^{0,8} \cdot Pr_m{}^{0,4} \qquad (8.15)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,54334}{0,0365} \cdot \left(\frac{0,0365}{1,205 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 0,90991^{0,4}$$

$$\alpha_m = 2883,500 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{M_P \cdot v_m}{F_m} = \frac{31,532 \cdot 0,00141}{0,1590} = 0,279 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}} \qquad (8.16)$$

Průtočný průřez media

$$F_m = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 38 \cdot 4 \cdot \pi \cdot \frac{0,0365^2}{4} = 0,159 \ \mathrm{m^2} \qquad (8.17)$$

8.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{KV} = S_{KV} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (8.18)$$

$$Q_{KV} = 187,104 \cdot 93,849 \cdot 621,814$$

$$Q_{KV} = 10918,744 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1+\frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{114,807}{1+\frac{114,807}{2883,500}} = 93,849 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.19)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 87,301 + 27,505 = 114,807 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.20)$$

Pro konvekční výparník je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha konvekčního výparníku

$$S_{KV} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e \quad (8.21)$$

$$S_{KV} = 38 \cdot 8 \cdot \pi \cdot 0,0445 \cdot 4,4025$$

$$S_{KV} = 187,104 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \quad (8.22)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(999,955 - 300,909\right) - \left(851,400 - 300,909\right)}{ln\frac{999,955 - 300,909}{851,400 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 621,814 \text{ K}$$

8.2 Závěsné trubky

Tab. 8.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	303,446	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	303,901	°C
Střední teplota	$t_{m,stř}$	303,673	°C
Střední tlak	$p_{stř}$	86,5	bar
Měrný objem	v_m	0,02195	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,07075	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$4{,}355 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	1,62439	–

8.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}8} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}4} \qquad (8.23)$$

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}09488}{0{,}117} \cdot \left(\frac{18{,}339 \cdot 0{,}117}{0{,}00015} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}56365^{0{,}4}$$

$$\alpha_k = 31{,}031 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 10{,}490}{359{,}499} = 0{,}117 \ \mathrm{m} \qquad (8.24)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu

$$O = 2 \cdot \left(B + C \right) + n \cdot \pi \cdot D + 2 \cdot z_1 \cdot \left(D + l_e \right) \qquad (8.25)$$

$$O = 2 \cdot \left(3{,}995 \cdot 4{,}5 \right) + 3 \cdot \pi \cdot 0{,}038 + 2 \cdot 38 \cdot \left(0{,}0445 + 4{,}4025 \right)$$

$$O = 359{,}499 \ \mathrm{m}$$

8.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \tag{8.26}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,087 \cdot 1198,828^3 - \frac{1-\left(\frac{601,824}{1198,828}\right)^{3,6}}{1-\frac{601,824}{1198,828}}$$

$$\alpha_s = 14,216 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

a_{st} *je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje* $a_{st} = 0,8$ [–]

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 303,674 + 25 + 273,15 = 601,824 \ \mathrm{K} \tag{8.27}$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

8.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{\nu_m}\right)^{0,8} \cdot Pr_m^{\,0,4} \tag{8.28}$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,02195}{0,028} \cdot \left(\frac{27,780 \cdot 0,028}{4,355 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,62439^{0,4}$$

$$\alpha_m = 7080,912 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_p - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot v_m}{F_m} \tag{8.29}$$

$$w_m = \frac{\left(31,532 - 0,978 - 0,946\right) \cdot 0,02195}{0,023}$$

$$w_m = 27,780 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Průtočný průřez media

$$F_m = n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}028^2}{4} = 0{,}023 \text{ m}^2 \quad (8.30)$$

8.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.31)$$

$$Q_{ZT} = 3{,}834 \cdot 38{,}216 \cdot 619{,}054$$

$$Q_{ZT} = 90{,}697 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0{,}85 \cdot \frac{45{,}247}{1 + \frac{45{,}247}{7080{,}912}} = 38{,}216 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.32)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0{,}85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 31{,}031 + 14{,}216 = 45{,}247 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.33)$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n \cdot \pi \cdot D \cdot h^{KV} \quad (8.34)$$

$$S_{ZT} = 38 \cdot \pi \cdot 0{,}038 \cdot 1{,}147$$

$$S_{ZT} = 3{,}834 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \quad (8.35)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(999{,}955 - 303{,}901\right) - \left(851{,}400 - 303{,}446\right)}{ln \frac{999{,}955 - 303{,}901}{851{,}400 - 303{,}446}}$$

$$\Delta t_{ln} = 619{,}054 \text{ K}$$

8.3 Membránová stěna

Tab. 8.4 Parametry pracovního média v membránové stěně

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°C

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k je stejný jako u závěsných trubek.

8.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \tag{8.36}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,087 \cdot 1198,828^3 - \frac{1-\left(\frac{599,059}{1198,828}\right)^{3,6}}{1-\frac{599,059}{1198,828}}$$

$$\alpha_s = 14,172 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 300,909 + 25 + 273,15 = 599,059 \ \mathrm{K} \tag{8.37}$$

8.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \tag{8.38}$$

$$Q_{MS} = 19,486 \cdot 38,423 \cdot 621,814$$

$$Q_{MS} = 465,551 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 45,203 = 38,423 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{8.39}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 31,031 + 14,172 = 45,203 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{8.40}$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{MS} = 2 \cdot h^{KV} \cdot \left(B + C \right) \tag{8.41}$$

$$S_{MS} = 2 \cdot 1,147 \cdot \left(3,995 + 4,5 \right)$$

$$S_{MS} = 19,486 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in} \right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out} \right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \tag{8.42}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(999,955 - 300,909 \right) - \left(851,400 - 300,909 \right)}{ln \frac{999,955 - 300,909}{851,400 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 621,814 \text{ K}$$

8.4 Celková bilance prostoru konvekčního výparníku

Celkový výkon odebraný spalinám

$$Q_c^{KV} = Q_{KV} + Q_{ZT}^{KV} + Q_{MS}^{KV} \tag{8.43}$$

$$Q_c^{KV} = 10918,744 + 90,697 + 465,551$$

$$Q_c^{KV} = 11474,992 \text{ kW}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_c^{KV}}{M_{pal}} \tag{8.44}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2805,231 - \frac{11474,992}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2347,886 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 851,734$ °C (viz tabulka 2.2).

9 Prostor přehříváku P3

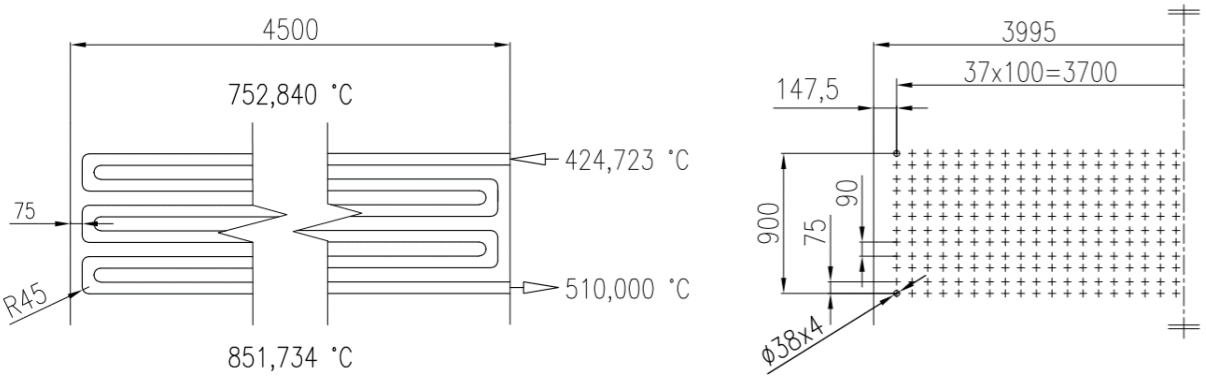
Prostor přehříváku P3 má rozměry $B \times C \times h^{P3} = 3{,}995 \times 4{,}5 \times 1{,}6\ m$ a skládá se z přehříváku, závěsných trubek a membránové stěny. Výpočet je proveden dle [1].

Tab. 9.1 Parametry spalin v prostoru přehříváku P3

Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	851,734	$°C$
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	2347,886	$kJ \,/\, Nm^3$
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	752,840	$°C$
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	2048,930	$kJ \,/\, Nm^3$
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	802,287	$°C$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,08519	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00013	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,57598	–

9.1 Přehřívák P3

Přehřívák P3 je navržen jako protiproudý dvojchodý výměník z hladkých trubek uspořádaných za sebou.



Obr. 9.1 Schéma přehříváku P3

Tab. 9.2 Parametry přehříváku P3 a pracovního média

Parametry přehříváku P3			
Vnější průměr	D	38	*mm*
Tloušťka	t	4	*mm*
Vnitřní průměr	d	30	*mm*
Příčná rozteč	s_1	100	*mm*
Podélná rozteč	s_2	81,8	*mm*
Počet řad v příčném směru	z_1	38	–
Počet řad v podélném směru	z_2	12	–
Počet chodů	z_h	2	–
Efektivní délka	l_e	4,35	*mm*
Výška výměníku	h_{P3}	900	*mm*
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	424,723	$°C$
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	510,000	$°C$
Střední teplota	$t_{m,stř}$	467,361	$°C$
Střední tlak	$p_{stř}$	81	*bar*
Měrný objem	v_m	0,03893	m^3 / kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,06990	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$1{,}067 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	0,99688	–

9.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}65} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}33} \qquad (9.1)$$

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}08519}{0{,}038} \cdot \left(\frac{14{,}809 \cdot 0{,}038}{0{,}00013} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}57598^{0{,}33}$$

$$\alpha_k = 87{,}539 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Při $z_2 \geq 10$ *je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu* $C_z = 1$.

Světlý průřez

$$F_{sp} = B \cdot C - z_1 \cdot D \cdot l_e - n_{ZT} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \tag{9.2}$$

$$F_{sp} = 3,995 \cdot 4,5 - 38 \cdot 0,038 \cdot 4,35 - 38 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4}$$

$$F_{sp} = 11,653 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \tag{9.3}$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{11,653} \cdot \frac{802,287 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 14,809 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot \sigma_1 - 3\right)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot 2,632 - 3\right)\left(1 - \frac{2,153}{2}\right)^3\right]^2} = 1 \tag{9.4}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{100}{38} = 2,632 \tag{9.5}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{81,8}{38} = 2,153 \tag{9.6}$$

9.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot {T_s}^3 - \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \right) \cdot k_o \tag{9.7}$$

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,119 \cdot 1075,437^3 - \frac{1-\left(\frac{765,511}{1075,437}\right)^{3,6}}{1-\frac{765,511}{1075,437}} \right) \cdot 1,095$$

$$\alpha_s = 20,399 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 802,287 + 273,15 = 1075,437 \text{ K} \qquad (9.8)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 467,361 + 25 + 273,15 = 765,511 \text{ K} \qquad (9.9)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25$ °C.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,810 \cdot 0,103 \cdot 0,212} = 0,119 \qquad (9.10)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \qquad (9.11)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,0818}{0,038^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,212 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (9.12)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,041}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,212}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1075,437}{1000} \right) \cdot 0,303$$

$$k_s \cdot r_s = 5,810$$

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_{P3}} \right)^{0,07} \tag{9.13}$$

$$k_o = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1124,884}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,3}{0,9} \right)^{0,07}$$

$$k_o = 1,095$$

9.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{\nu_m} \right)^{0,8} \cdot Pr_m{}^{0,4} \tag{9.14}$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,06990}{0,03} \cdot \left(\frac{22,851 \cdot 0,03}{1,067 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,99688^{0,4}$$

$$\alpha_m = 2370,798 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{M_P \cdot v_m}{F_m} = \frac{31,532 \cdot 0,3893}{0,054} = 22,851 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}} \tag{9.15}$$

Průtočný průřez média

$$F_m = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 38 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,03^2}{4} = 0,054 \ \mathrm{m^2} \tag{9.16}$$

9.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{P3}^{sk} = S_{P3} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \tag{9.17}$$

$$Q_{P3}^{sk} = 236,803 \cdot 87,752 \cdot 334,880$$

$$Q_{P3}^{sk} = 6958,805 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{107,938}{1 + \frac{107,938}{2370,798}} = 87,752 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{9.18}$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 87,539 + 20,399 = 107,938 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.19)$$

Pro přehřívák páry je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha konvekčního výparníku

$$S_{P3} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e \quad (9.20)$$

$$S_{P3} = 38 \cdot 12 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 4,35$$

$$S_{P3} = 236,803 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \quad (9.21)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(851,734 - 510,000\right) - \left(752,840 - 424,723\right)}{ln\frac{851,734 - 510,000}{752,840 - 424,723}}$$

$$\Delta t_{ln} = 334,880 \text{ K}$$

Bilanční odchylka výkonu

$$\Delta Q = \frac{Q_{P3}^{sk} - Q_{P3}}{Q_{P3}^{sk}} = \frac{6958,805 - 6957,914}{6958,805} \cdot 100 = 0,01 \text{ \%} \quad (9.22)$$

9.2 Závěsné trubky

Tab. 9.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	303,901	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	304,529	°C
Střední teplota	$t_{m,stř}$	304,215	°C
Střední tlak	$p_{stř}$	86,5	bar
Měrný objem	v_m	0,02203	m^3 / kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,07054	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$4{,}377 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	1,61239	–

9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}8} \cdot Pr_{sp}{}^{0{,}4} \qquad (9.23)$$

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}08519}{0{,}131} \cdot \left(\frac{14{,}809 \cdot 0{,}131}{0{,}00013} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}57598^{0{,}4}$$

$$\alpha_k = 26{,}558 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 11{,}653}{355{,}015} = 0{,}131 \ \mathrm{m} \qquad (9.24)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu

$$O = 2 \cdot \left(B + C \right) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} + 2 \cdot \left(D + l_e \right) \cdot z_1 \qquad (9.25)$$

$$O = 2 \cdot \left(3{,}995 + 4{,}5 \right) + 38 \cdot \pi \cdot 0{,}038 + 2 \cdot \left(0{,}038 + 4{,}35 \right) \cdot 38$$

$$O = 355{,}015 \ \mathrm{m}$$

9.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s{}^3 - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \qquad (9.26)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,119 \cdot 1075,437^3 - \frac{1-\left(\frac{602,365}{1075,437}\right)^{3,6}}{1-\frac{602,365}{1075,437}}$$

$$\alpha_s = 15,146 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 304,215 + 25 + 273,15 = 602,365 \ \mathrm{K} \qquad (9.27)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

9.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d_{ZT}}{v_m}\right)^{0,8} \cdot Pr_m{}^{0,4} \qquad (9.28)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,07055}{0,028} \cdot \left(\frac{27,879 \cdot 0,028}{4,377 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,61239^{0,4}$$

$$\alpha_m = 7031,987 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_p - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot v_p}{F_m} \qquad (9.29)$$

$$w_m = \frac{\left(31,532 - 0,978 - 0,946\right) \cdot 0,02203}{0,023}$$

$$w_m = 27,879 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Průtočný průřez media

$$F_m = n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}{}^2}{4} = 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,023 \ \mathrm{m^2} \qquad (9.30)$$

9.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{P3} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \tag{9.31}$$

$$Q_{ZT}^{P3} = 7,258 \cdot 35,239 \cdot 496,452$$

$$Q_{ZT}^{P3} = 126,982 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1+\frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{41,704}{1+\frac{41,704}{7031,987}} = 35,239 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \tag{9.32}$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 26,558 + 15,146 = 41,704 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \tag{9.33}$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h^{P3} \tag{9.34}$$

$$S_{ZT} = 38 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,6$$

$$S_{ZT} = 7,258 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \tag{9.35}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(851,734 - 304,529\right) - \left(752,740 - 303,901\right)}{ln\frac{851,734 - 304,529}{753,500 - 303,901}}$$

$$\Delta t_{ln} = 496,452 \text{ K}$$

9.3 Membránová stěna

Tab. 9.4 Parametry pracovního média v membránové stěně

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°C

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k je stejný jako u závěsných trubek.

9.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \tag{9.36}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,119 \cdot 1075,437^3 - \frac{1-\left(\frac{599,059}{1075,437}\right)^{3,6}}{1-\frac{599,059}{1075,437}}$$

$$\alpha_s = 15,082 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 300,909 + 25 + 273,15 = 599,059 \tag{9.37}$$

9.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{P3} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \tag{9.38}$$

$$Q_{MS}^{P3} = 27,184 \cdot 35,394 \cdot 499,748$$

$$Q_{MS}^{P3} = 480,838 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 41,640 = 35,394 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{9.39}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 26,558 + 15,082 = 41,640 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{9.40}$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS}^{P3} = 2 \cdot h^{P3} \cdot \left(B + C \right) \tag{9.41}$$

$$S_{MS}^{P3} = 2 \cdot 1,6 \cdot \left(3,995 + 4,5 \right)$$

$$S_{MS}^{P3} = 27,184 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in} \right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out} \right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \tag{9.42}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(851,734 - 300,909 \right) - \left(752,840 - 300,909 \right)}{ln \frac{851,734 - 300,909}{752,840 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 499,748 \text{ K}$$

9.4 Celková bilance prostoru přehříváku P3

Celkový výkon odebraný spalinám

$$Q_c^{P3} = Q_{P3} + Q_{ZT}^{P3} + Q_{MS}^{P3} \tag{9.43}$$

$$Q_c^{P3} = 6958,805 + 126,982 + 480,838$$

$$Q_c^{P3} = 7566,625 \text{ kW}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_c^{P3}}{M_{pal}} \tag{9.44}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2347,886 - \frac{7566,625}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2046,312 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 752,758$ °C (viz tabulka 2.2).

10 Prostor přehříváku P2

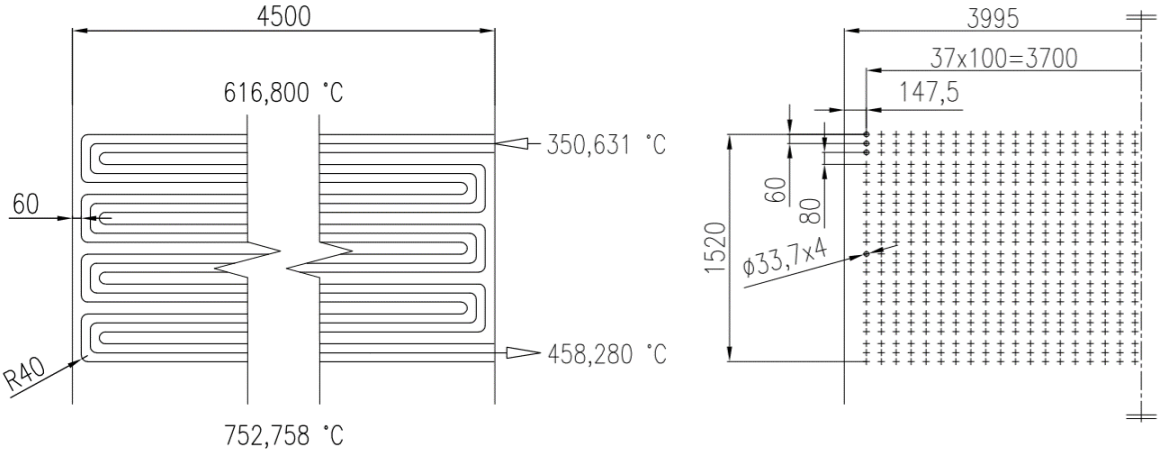
Prostor přehříváku P2 má rozměry $B \times C \times h^{P2} = 3,995 \times 4,5 \times 2,22\ m$ a skládá se z protiproudého přehříváku, závěsných trubek a membránové stěny. Výpočet je proveden dle [1].

Tab. 10.1 Parametry spalin v prostoru přehříváku P2

Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	752,758	$°C$
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	2046,312	$kJ \,/\, Nm^3$
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	616,800	$°C$
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	1646,527	$kJ \,/\, Nm^3$
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	684,779	$°C$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,07584	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00011	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,58774	–

10.1 Přehřívák P2

Přehřívák P2 je navržen jako protiproudý trojchodý výměník z hladkých trubek uspořádaných za sebou.



Obr. 10.1 Schéma přehříváku P2

Tab. 10.2 Parametry přehříváku P2 a pracovního média

Parametry přehříváku P2			
Vnější průměr	D	33,7	*mm*
Tloušťka	t	4	*mm*
Vnitřní průměr	d	25,7	*mm*
Příčná rozteč	s_1	100	*mm*
Podélná rozteč	s_2	66	*mm*
Počet řad v příčném směru	z_1	38	–
Počet řad v podélném směru	z_2	24	–
Počet chodů	z_h	3	–
Efektivní délka	l_e	4,38	*mm*
Výška výměníku	h_{P2}	1520	*mm*
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	350,631	°*C*
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	458,280	°*C*
Střední teplota	$t_{m,stř}$	404,455	°*C*
Střední tlak	$p_{stř}$	83	*bar*
Měrný objem	v_m	0,03327	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,06452	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$8{,}192 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	0,99688	–

10.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}65} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}33} \qquad (10.1)$$

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}07584}{0{,}0337} \cdot \left(\frac{12{,}472 \cdot 0{,}0337}{0{,}00011} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}58774^{0{,}33}$$

$$\alpha_k = 82{,}518 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Při $z_2 \geq 10$ *je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu* $C_z = 1$.

Světlý průřez

$$F_{sp} = B \cdot C - z_1 \cdot D \cdot l_e - n_{ZT} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \tag{10.2}$$

$$F_{sp} = 3,995 \cdot 4,5 - 38 \cdot 0,0337 \cdot 4,38 - 38 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4}$$

$$F_{sp} = 12,325 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \tag{10.3}$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{12,325} \cdot \frac{684,779 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 12,472 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot \sigma_1 - 3\right)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot 2,967 - 3\right)\left(1 - \frac{1,958}{2}\right)^3\right]^2} = 1 \tag{10.4}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{100}{33,7} = 2,967 \tag{10.5}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{66}{33,7} = 1,958 \tag{10.6}$$

10.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \right) \cdot k_o \tag{10.7}$$

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,122 \cdot 957,929^3 - \frac{1-\left(\frac{702,605}{957,929}\right)^{3,6}}{1-\frac{702,605}{957,929}} \right) \cdot 1,205$$

$$\alpha_s = 16,746 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 684,779 + 273,15 = 957,929 \text{ K} \qquad (10.8)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 404,455 + 25 + 273,15 = 702,605 \text{ K} \qquad (10.9)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25$ °C.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,527 \cdot 0,103 \cdot 0,194} = 0,122 \qquad (10.10)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \qquad (10.11)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,066}{0,0337^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,194 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (10.12)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,041}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,194}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{957,929}{1000} \right) \cdot 0,303$$

$$k_s \cdot r_s = 6,527$$

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_{P2}} \right)^{0,07} \qquad (10.13)$$

$$k_o = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1025,908}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,7}{1,52} \right)^{0,07}$$

$$k_o = 1,205$$

10.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{\nu_m} \right)^{0,8} \cdot Pr_m^{\,0,4} \qquad (10.14)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,06452}{0,0257} \cdot \left(\frac{17,192 \cdot 0,0257}{8,192 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,07390^{0,4}$$

$$\alpha_m = 2287,449 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_P - M_{v2} \right) \cdot v_m}{F_m} = \frac{\left(31,532 - 0,978 \right) \cdot 0,03327}{0,059} = 17,192 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}} \qquad (10.15)$$

Průtočný průřez media

$$F_m = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 38 \cdot 24 \cdot \pi \cdot \frac{0,0257^2}{4} = 0,059 \ \mathrm{m^2} \qquad (10.16)$$

10.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{P2}^{sk} = S_{P2} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (10.17)$$

$$Q_{P2}^{sk} = 422,911 \cdot 80,865 \cdot 280,085$$

$$Q_{P2}^{sk} = 9578,533 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{99,264}{1 + \frac{99,264}{2287,449}} = 80,865 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \qquad (10.18)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 82,518 + 16,746 = 99,264 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.19)$$

Pro přehřívák páry je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha přehříváku

$$S_{P2} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e \quad (10.20)$$

$$S_{P2} = 38 \cdot 24 \cdot \pi \cdot 0,0257 \cdot 4,38$$

$$S_{P2} = 422,911 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \quad (10.21)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(752,758 - 458,280\right) - \left(616,800 - 350,631\right)}{ln \frac{752,758 - 458,280}{616,800 - 350,631}}$$

$$\Delta t_{ln} = 280,085 \text{ K}$$

Bilanční odchylka výkonu

$$\Delta Q = \frac{Q_{P2}^{sk} - Q_{P2}}{Q_{P2}^{sk}} = \frac{9578,533 - 9577,397}{9578,533} \cdot 100 = 0,01 \text{ \%} \quad (10.22)$$

10.2 Závěsné trubky

Tab. 10.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	304,529	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	305,100	°C
Střední teplota	$t_{m,stř}$	304,814	°C
Střední tlak	$p_{stř}$	86,5	bar
Měrný objem	v_m	0,02212	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,07033	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$4{,}400 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	1,59979	–

10.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}8} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}4} \qquad (10.23)$$

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}07584}{0{,}138} \cdot \left(\frac{12{,}472 \cdot 0{,}138}{0{,}00011} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}58774^{0{,}4}$$

$$\alpha_k = 23{,}904 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 12{,}325}{356{,}968} = 0{,}138 \ \mathrm{m} \qquad (10.24)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu

$$O = 2 \cdot \left(B + C \right) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} + 2 \cdot \left(D + l_e \right) \cdot z_1 \qquad (10.25)$$

$$O = 2 \cdot \left(3{,}995 + 4{,}5 \right) + 38 \cdot \pi \cdot 0{,}038 + 2 \cdot \left(0{,}0337 + 4{,}38 \right) \cdot 38$$

$$O = 356{,}968 \ \mathrm{m}$$

10.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \qquad (10.26)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,122 \cdot 957,929^3 - \frac{1-\left(\frac{602,964}{957,929}\right)^{3,6}}{1-\frac{602,964}{957,929}}$$

$$\alpha_s = 12,056 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,str} + \Delta t + 273,15 = 304,814 + 25 + 273,15 = 602,964 \ \mathrm{K} \qquad (10.27)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

10.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d_{ZT}}{\nu_m}\right)^{0,8} \cdot Pr_m^{\,0,4} \qquad (10.28)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,07033}{0,028} \cdot \left(\frac{27,988 \cdot 0,028}{4,400 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,59979^{0,4}$$

$$\alpha_m = 6979,822 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_p - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot v_m}{F_m} \qquad (10.29)$$

$$w_m = \frac{\left(31,532 - 0,978 - 0,946\right) \cdot 0,02212}{0,023}$$

$$w_m = 27,988 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Průtočný průřez media

$$F_m = n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^{\,2}}{4} = 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,023 \ \mathrm{m^2} \qquad (10.30)$$

10.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{P2} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (10.31)$$

$$Q_{ZT}^{P2} = 10,071 \cdot 30,409 \cdot 375,910$$

$$Q_{ZT}^{P2} = 115,120 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1+\frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{35,959}{1+\frac{35,959}{6979,822}} = 30,409 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \qquad (10.32)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 23,904 + 12,056 = 35,959 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \qquad (10.33)$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h^{P2} \qquad (10.34)$$

$$S_{ZT} = 38 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,22 .$$

$$S_{ZT} = 10,071 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \qquad (10.35)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(752,758 - 305,100\right) - \left(616,800 - 304,529\right)}{ln\frac{752,758 - 305,100}{616,800 - 304,529}}$$

$$\Delta t_{ln} = 375,910 \text{ K}$$

10.3 Membránová stěna

Tab. 10.4 Parametry pracovního média v membránové stěně

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°C

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k je stejný jako u závěsných trubek.

10.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \qquad (10.36)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,122 \cdot 957,929^3 - \frac{1-\left(\frac{599,059}{957,929}\right)^{3,6}}{1-\frac{599,059}{957,929}}$$

$$\alpha_s = 11,988 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 300,909 + 25 + 273,15 = 599,059 \ \mathrm{K} \qquad (10.37)$$

10.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{P2} = S_{MS} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (10.38)$$

$$Q_{MS}^{P2} = 37,718 \cdot 30,508 \cdot 379,823$$

$$Q_{MS}^{P2} = 437,066 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,85 \cdot 35,892 = 30,508 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \qquad (10.39)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 23,904 + 11,988 = 35,892 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \qquad (10.40)$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS}^{P2} = 2 \cdot h^{P2} \cdot \left(B + C \right) \tag{10.41}$$

$$S_{MS}^{P2} = 2 \cdot 2,22 \cdot \left(3,995 + 4,5 \right)$$

$$S_{MS}^{P2} = 37,718 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in} \right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out} \right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \tag{10.42}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(752,758 - 300,909 \right) - \left(616,800 - 300,909 \right)}{ln \frac{752,758 - 300,909}{616,800 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 379,823 \text{ K}$$

10.4 Celková bilance prostoru přehříváku P2

Celkový výkon odebraný spalinám

$$Q_c^{P2} = Q_{P2} + Q_{ZT}^{P2} + Q_{MS}^{P2} \tag{10.43}$$

$$Q_c^{P2} = 9578,533 + 115,120 + 437,066$$

$$Q_c^{P2} = 10130,719 \text{ kW}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_c^{P2}}{M_{pal}} \tag{10.44}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 2046,312 - \frac{10130,719}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 1642,545 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 617,232$ °C (viz tabulka 2.2).

11 Prostor přehříváku P1

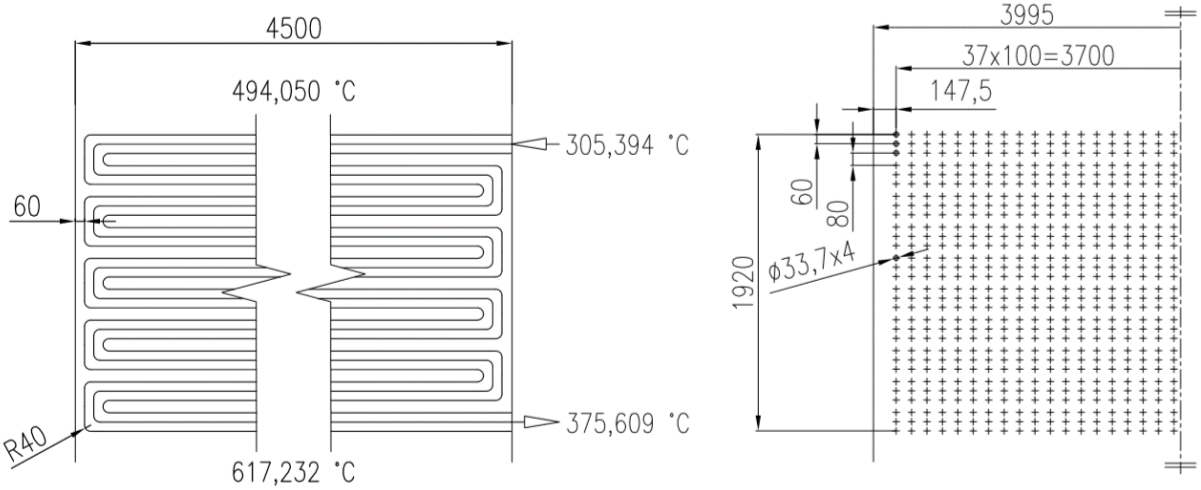
Prostor přehříváku P1 má rozměry $B \times C \times h^{P1} = 3{,}995 \times 4{,}5 \times 4{,}085$ m a skládá se z protiproudého přehříváku, závěsných trubek a membránové stěny. Výpočet je proveden dle [1].

Tab. 11.1 Parametry spalin v prostoru přehříváku P1

Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	617,232	$°C$
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	1642,545	$kJ \,/\, Nm^3$
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	494,050	$°C$
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	1293,908	$kJ \,/\, Nm^3$
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	555,641	$°C$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,06593	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00008	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,60065	–

11.1 Přehřívák P1

Přehřívák P1 je navržen jako protiproudý trojchodý výměník z hladkých trubek uspořádaných za sebou.



Obr. 11.1 Schéma přehříváku P1

Tab. 11.2 Parametry přehříváku P1 a pracovního média

Parametry přehříváku P1			
Vnější průměr	D	33,7	*mm*
Tloušťka	t	4	*mm*
Vnitřní průměr	d	25,7	*mm*
Příčná rozteč	s_1	100	*mm*
Podélná rozteč	s_2	66,2	*mm*
Počet řad v příčném směru	z_1	38	–
Počet řad v podélném směru	z_2	30	–
Počet chodů	z_h	3	–
Efektivní délka	l_e	4,38	*mm*
Výška výměníku	h_{P1}	1920	*mm*
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	305,394	$°C$
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	375,609	$°C$
Střední teplota	$t_{m,stř}$	340,502	$°C$
Střední tlak	$p_{stř}$	85	*bar*
Měrný objem	v_m	0,02686	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,06373	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$5{,}816 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	1,25235	–

11.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}65} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}33} \qquad (11.1)$$

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}06593}{0{,}0337} \cdot \left(\frac{10{,}790 \cdot 0{,}0337}{0{,}00008} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}60065^{0{,}33}$$

$$\alpha_k = 76{,}645 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Při $z_2 \geq 10$ *je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu* $C_z = 1$.

Světlý průřez

$$F_{sp} = B \cdot C - z_1 \cdot D \cdot l_e - n_{ZT} \cdot \pi \cdot \frac{D_{ZT}^2}{4} \tag{11.2}$$

$$F_{sp} = 3,995 \cdot 4,5 - 38 \cdot 0,0337 \cdot 4,38 - 38 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4}$$

$$F_{sp} = 12,325 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \tag{11.3}$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{12,325} \cdot \frac{555,641 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 10,790 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot \sigma_1 - 3\right)\left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + \left(2 \cdot 2,967 - 3\right)\left(1 - \frac{1,964}{2}\right)^3\right]^2} = 1 \tag{11.4}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{100}{33,7} = 2,967 \tag{11.5}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{66,2}{33,7} = 1,964 \tag{11.6}$$

11.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \right) \cdot k_o \tag{11.7}$$

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,131 \cdot 828,791^3 - \frac{1-\left(\frac{638,652}{828,791}\right)^{3,6}}{1-\frac{638,652}{828,791}} \right) \cdot 1,195$$

$$\alpha_s = 12,107 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

a_{st} je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 555,641 + 273,15 = 828,791 \ \mathrm{K} \qquad (11.8)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 340,502 + 25 + 273,15 = 638,652 \ \mathrm{K} \qquad (11.9)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,998 \cdot 0,103 \cdot 0,195} = 0,131 \qquad (11.10)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \qquad (11.11)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,0662}{0,0337^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,195 \ \mathrm{m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (11.12)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,041}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,195}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{828,791}{1000} \right) \cdot 0,303$$

$$k_s \cdot r_s = 6,998$$

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_{P1}} \right)^{0,07} \qquad (11.13)$$

$$k_o = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{890,382}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,7}{1,92} \right)^{0,07}$$

$$k_o = 1,195$$

11.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{v_m} \right)^{0,8} \cdot Pr_m{}^{0,4} \qquad (11.14)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,02686}{0,0257} \cdot \left(\frac{13,451 \cdot 0,0257}{5,816 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,25235^{0,4}$$

$$\alpha_m = 2596,982 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_P - M_{v2} - M_{v1} \right) \cdot v_m}{F_m} \qquad (11.15)$$

$$w_m = \frac{\left(31,532 - 0,978 - 0,946 \right) \cdot 0,02686}{0,059}$$

$$w_m = 13,451 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Průtočný průřez media

$$F_m = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 38 \cdot 24 \cdot \pi \cdot \frac{0,0257^2}{4} = 0,059 \ \mathrm{m^2} \qquad (11.16)$$

11.1.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{P1}^{sk} = S_{P1} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (11.17)$$

$$Q_{P1}^{sk} = 528,638 \cdot 72,946 \cdot 214,048$$

$$Q_{P1}^{sk} = 8254,171 \ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1+\frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{88,752}{1+\frac{88,752}{2596,982}} = 8254,171 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.18)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 76,645 + 12,107 = 88,752 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.19)$$

Pro přehřívák páry je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha přehříváku

$$S_{P2} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e \quad (11.20)$$

$$S_{P2} = 38 \cdot 30 \cdot \pi \cdot 0,0257 \cdot 4,38$$

$$S_{P2} = 528,638 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \quad (11.21)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(617,232 - 375,609\right) - \left(494,050 - 305,394\right)}{ln\frac{617,232 - 375,609}{494,050 - 305,394}}$$

$$\Delta t_{ln} = 214,048 \text{ K}$$

Bilanční odchylka výkonu

$$\Delta Q = \frac{Q_{P1}^{sk} - Q_{P1}}{Q_{P1}^{sk}} = \frac{8254,171 - 8254,763}{8254,171} \cdot 100 = 0,00 \text{ \%} \quad (11.22)$$

11.2 Závěsné trubky

Tab. 11.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	305,100	$°C$
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	305,713	$°C$
Střední teplota	$t_{m,stř}$	305,401	$°C$
Střední tlak	$p_{stř}$	86,5	bar
Měrný objem	v_m	0,02220	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,07012	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$4{,}424 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	1,58797	–

11.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0{,}8} \cdot Pr_{sp}^{\ 0{,}4} \qquad (11.23)$$

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}06593}{0{,}138} \cdot \left(\frac{10{,}790 \cdot 0{,}138}{0{,}00008} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}60065^{0{,}4}$$

$$\alpha_k = 22{,}541 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 12{,}325}{356{,}968} = 0{,}138 \ \mathrm{m} \qquad (11.24)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu

$$O = 2 \cdot \left(B + C \right) + n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} + 2 \cdot \left(D + l_e \right) \cdot z_1 \qquad (11.25)$$

$$O = 2 \cdot \left(3{,}995 + 4{,}5 \right) + 38 \cdot \pi \cdot 0{,}038 + 2 \cdot \left(0{,}0337 + 4{,}38 \right) \cdot 38$$

$$O = 356{,}968 \ \mathrm{m}$$

11.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \qquad (11.26)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,131 \cdot 828,791^3 - \frac{1-\left(\frac{603,556}{828,791}\right)^{3,6}}{1-\frac{602,964}{603,556}}$$

$$\alpha_s = 9,566 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 305,401 + 25 + 273,15 = 603,556 \ \mathrm{K} \qquad (11.27)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

11.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d_{ZT}}{\nu_m}\right)^{0,8} \cdot Pr_m^{\,0,4} \qquad (11.28)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,0,07012}{0,028} \cdot \left(\frac{22,185 \cdot 0,028}{4,424 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,58797^{0,4}$$

$$\alpha_m = 5737,308 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K}$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_p - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot v_m}{F_m} \qquad (11.29)$$

$$w_m = \frac{\left(31,532 - 0,978 - 0,946\right) \cdot 0,02220}{0,023}$$

$$w_m = 22,185 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Průtočný průřez media

$$F_m = n_{ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^{\ 2}}{4} = 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,023 \ \mathrm{m^2} \qquad (11.30)$$

11.2.4 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{ZT}^{P1} = S_{ZT} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (11.31)$$

$$Q_{ZT}^{P1} = 18,527 \cdot 27,139 \cdot 245,149$$

$$Q_{ZT}^{P1} = 123,264 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1+\frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{32,107}{1+\frac{32,107}{5737,308}} = 27,139 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \qquad (11.32)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 22,541 + 9,566 = 32,107 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \qquad (11.33)$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{ZT} = n_{ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot h^{P1} \qquad (11.34)$$

$$S_{ZT} = 38 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 4,085$$

$$S_{ZT} = 18,527 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \qquad (11.35)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(617,232 - 305,713\right) - \left(494,050 - 305,100\right)}{ln\frac{617,232 - 305,713}{494,050 - 305,100}}$$

$$\Delta t_{ln} = 245,149 \text{ K}$$

11.3 Membránová stěna

Tab. 11.4 Parametry pracovního média v membránové stěně

Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	300,909	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	300,909	°C

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k *je stejný jako u závěsných trubek.*

11.3.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7\cdot 10^{-8}\cdot\frac{a_{st}+1}{2}\cdot a\cdot T_s^{\,3}-\frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \qquad (11.36)$$

$$\alpha_s = 5,7\cdot 10^{-8}\cdot\frac{0,8+1}{2}\cdot 0,131\cdot 828,791^3-\frac{1-\left(\frac{599,059}{828,791}\right)^{3,6}}{1-\frac{599,059}{828,791}}$$

$$\alpha_s = 9,495\ \mathrm{W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1}}$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = t_{m,stř}+\Delta t+273,15 = 300,909+25+273,15 = 599,059\ \mathrm{K} \qquad (11.37)$$

11.3.2 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{MS}^{P1} = S_{MS}\cdot k\cdot \Delta t_{ln} \qquad (11.38)$$

$$Q_{MS}^{P1} = 61,334\cdot 27,231\cdot 249,688$$

$$Q_{MS}^{P1} = 594,023\ \mathrm{kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi\cdot\alpha_c = 0,85\cdot 32,036 = 27,231\ \mathrm{W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1}} \qquad (11.39)$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega\cdot\alpha_k+\alpha_s = 1\cdot 22,541+9,495 = 32,036\ \mathrm{W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1}} \qquad (11.40)$$

Je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha membránové stěny

$$S_{MS}^{P1} = h^{P1} \cdot \left(B + 2 \cdot C \right) + \left(h^{P1} - h^{mezitah} \right) \cdot B \qquad (11.41)$$

$$S_{MS}^{P1} = 4,025 \cdot \left(3,995 + 2 \cdot 4,5 \right) + \left(4,025 - 1,765 \right) \cdot 3,995$$

$$S_{MS}^{P1} = 61,334 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,in} \right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,out} \right)}{ln \frac{t_{sp,in} - t_{m,in}}{t_{sp,out} - t_{m,out}}} \qquad (11.42)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(617,232 - 300,909 \right) - \left(494,050 - 300,909 \right)}{ln \frac{617,232 - 300,909}{494,050 - 300,909}}$$

$$\Delta t_{ln} = 249,688 \text{ K}$$

11.4 Celková bilance prostoru přehříváku P1

Celkový výkon odebraný spalinám

$$Q_c^{P1} = Q_{P1} + Q_{ZT}^{P1} + Q_{MS}^{P1} \qquad (11.43)$$

$$Q_c^{P1} = 8254,171 + 123,263 + 594,023$$

$$Q_c^{P1} = 8971,457 \text{ kW}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_c^{P1}}{M_{pal}} \qquad (11.44)$$

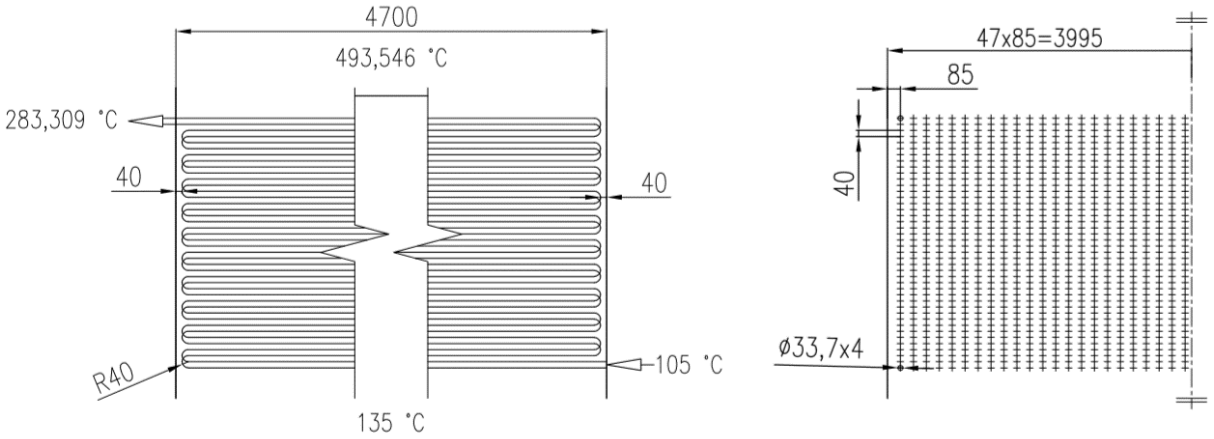
$$i_{sp,out}^{sk} = 1642,545 - \frac{8254,171}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 1284,981 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 493,546$ °C (viz tabulka 2.2).

12 Ekonomizér

Ve třetím tahu o rozměrech $B \times D = 3{,}995 \times 4{,}7\,\mathrm{m}$ se nachází poslední teplosměnná plocha – ekonomizér. Ekonomizér je navržen jako protiproudý dvojchodý výměník tvořený hladkými trubkami. Za účelem intenzivnějšího přestupu tepla a lepšího vyplnění prostoru je řazení trubek ve svazku vystřídané. Výpočet je proveden dle [1].



Obr. 12.1 Schéma ekonomizéru

Tab. 12.1 Parametry ekonomizéru

Parametry ekonomizéru			
Vnější průměr	D	33,7	*mm*
Tloušťka	t	4	*mm*
Vnitřní průměr	d	25,7	*mm*
Příčná rozteč	s_1	85	*mm*
Podélná rozteč	s_2	40	*mm*
Počet řad v příčném směru	z_1	46	–
Počet řad v podélném směru	z_2	150	–
Počet chodů	z_h	2	–
Efektivní délka	l_e	4,62	*mm*
Výška výměníku	h_{EKO}	5960	*mm*

Tab. 12.2 Parametry spalin a pracovního média

Parametry spalin			
Vstupní teplota	$t_{sp,in}$	493,546	°C
Vstupní entalpie	$i_{sp,in}$	1284,981	kJ / Nm^3
Výstupní teplota	$t_{sp,out}$	135,000	°C
Výstupní entalpie	$i_{sp,out}$	332,988	kJ / Nm^3
Střední teplota	$t_{sp,stř}$	314,273	°C
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	0,04719	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_{sp}	0,00005	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	0,62479	–
Parametry pracovního média			
Vstupní teplota	$t_{m,in}$	105,000	°C
Výstupní teplota	$t_{m,out}$	283,309	°C
Střední teplota	$t_{m,stř}$	194,155	°C
Střední tlak	$p_{stř}$	88,85	*bar*
Měrný objem	v_m	0,00114	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_m	0,06733	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_m	$1{,}602 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr_m	0,92332	–

Průtočný průřez média

$$F_m = 2 \cdot z_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \qquad (12.1)$$

$$F_m = 2 \cdot 46 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}0257^2}{4}$$

$$F_m = 0{,}048 \text{ m}^2$$

Rychlost média

$$w_m = \frac{\left(M_p - M_{v2} - M_{v1}\right) \cdot v_m}{S_m} \qquad (12.2)$$

$$w_m = \frac{\left(31{,}532 - 0{,}978 - 0{,}946\right) \cdot 0{,}00114}{0{,}048}$$

$$w_m = 0,708 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost média v ekonomizéru by se měla pohybovat mezi 0,4–1,2 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

12.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \qquad (12.3)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,397 \cdot \frac{0,04719}{0,0337} \cdot \left(\frac{8,116 \cdot 0,0337}{4,686 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} \cdot 0,62479^{0,33}$$

$$\alpha_k = 86,466 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Při $z_2 \geq 10$ *je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu* $C_z = 1$.

Světlý průřez

$$F_{sp} = B \cdot D - z_1 \cdot D \cdot l_e \qquad (12.4)$$

$$F_{sp} = 3,995 \cdot 4,7 - 46 \cdot 0,0337 \cdot 4,62$$

$$F_{sp} = 11,615 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{F_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273,15}{273,15} \qquad (12.5)$$

$$w_{sp} = \frac{1,732 \cdot 25,305}{11,615} \cdot \frac{314,273 + 273,15}{273,15}$$

$$w_{sp} = 8,116 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma{}^{0,5} = 0,275 \cdot 2,080^{0,5} = 0,397 \qquad (12.6)$$

Parametr φ_σ

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1{}^2 + \sigma_2{}^2}} = \frac{2,522 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 2,522^2 + 1,187^2}} = 2,080 \qquad (12.7)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{85}{33,7} = 2,522 \qquad (12.8)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{40}{33,7} = 1,187 \qquad (12.9)$$

12.1.1 Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a \cdot T_s^{\,3} - \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1-\frac{T_z}{T_s}} \right) \cdot k_o \qquad (12.10)$$

$$\alpha_s = \left(5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,100 \cdot 587,423^3 - \frac{1-\left(\frac{492,305}{587,423}\right)^{3,6}}{1-\frac{492,305}{587,423}} \right) \cdot 1,536$$

$$\alpha_s = 4,659 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

a_{st} *je stupeň černosti povrchu stěn, do výpočtu se dosazuje* $a_{st} = 0,8$ [–]

Střední teplota proudu spalin v kelvinech

$$T_s = t_{sp,stř} + 273,15 = 314,273 + 273,15 = 587,423 \ \mathrm{K} \qquad (12.11)$$

Teplota povrchu nánosu na straně spalin

$$T_z = t_{m,stř} + \Delta t + 273,15 = 194,155 + 25 + 273,15 = 492,305 \ \mathrm{K} \qquad (12.12)$$

Pro spalování plynů se volí u všech výhřevných ploch zvýšení teploty $\Delta t = 25 \ ^\circ\mathrm{C}$.

Stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-12,061 \cdot 0,103 \cdot 0,085} = 0,100 \qquad (12.13)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \qquad (12.14)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,085 \cdot 0,04}{0,0337^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,085 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \qquad (12.15)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 \cdot 16 \cdot 0,041}{3,16 \cdot \sqrt{0,031 \cdot 0,085}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{587,423}{1000} \right) \cdot 0,303$$

$$k_s \cdot r_s = 12,061$$

Sálání volných prostor

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{h_{EKO}} \right)^{0,07} \qquad (12.16)$$

$$k_o = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{766,696}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,165}{0,9} \right)^{0,07}$$

$$k_o = 1,536$$

12.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot \left(\frac{w_m \cdot d}{v_m} \right)^{0,8} \cdot Pr_m^{\,0,4} \qquad (12.17)$$

$$\alpha_m = 0,023 \cdot \frac{0,02686}{0,0257} \cdot \left(\frac{0,708 \cdot 0,0257}{1,602 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 0,92332^{0,4}$$

$$\alpha_m = 6460,693 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.1.3 Tepelný výkon odebraný spalinám

$$Q_{EKO}^{sk} = S_{EKO} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} \qquad (12.18)$$

$$Q_{EKO}^{sk} = 3374,977 \cdot 76,379 \cdot 92,570$$

$$Q_{EKO}^{sk} = 23862,434 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \frac{\alpha_c}{1+\frac{\alpha_c}{\alpha_m}} = 0,85 \cdot \frac{91,125}{1+\frac{91,125}{6460,693}} = 76,379 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.19)$$

Pro spalování plynu se volí součinitel tepelné efektivnosti $\psi = 0,85$.

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_c = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = 1 \cdot 86,466 + 4,659 = 91,125 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.20)$$

Pro ekonomizér páry je volen součinitel omývání plochy $\omega = 1$.

Teplosměnná plocha přehříváku

$$S_{EKO} = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e \quad (12.21)$$

$$S_{EKO} = 46 \cdot 150 \cdot \pi \cdot 0,0257 \cdot 4,62$$

$$S_{EKO} = 3374,977 \text{ m}^2$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\left(t_{sp,in} - t_{m,out}\right) - \left(t_{sp,out} - t_{m,in}\right)}{ln\frac{t_{sp,in} - t_{m,out}}{t_{sp,out} - t_{m,in}}} \quad (12.22)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\left(493,546 - 283,309\right) - \left(135 - 105\right)}{ln\frac{493,546 - 283,309}{135 - 105}}$$

$$\Delta t_{ln} = 92,570 \text{ K}$$

Bilanční odchylka výkonu

$$\Delta Q = \frac{Q_{EKO}^{sk} - Q_{EKO}}{Q_{EKO}^{sk}} = \frac{23862,434 - 23866,323}{23862,434} \cdot 100 = -0,02 \text{ \%} \quad (12.23)$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin

$$i_{sp,out}^{sk} = i_{sp,in} - \frac{Q_c^{EKO}}{M_{pal}} \qquad (12.24)$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 493,546 - \frac{23862,434}{25,305}$$

$$i_{sp,out}^{sk} = 333,925 \text{ kJ/Nm}^3$$

Vypočtené entalpii $i_{sp,out}^{sk}$ odpovídá teplota $t_{sp,out}^{sk} = 135,370$ °C (viz tabulka 2.2).

13 Celková bilance výparníku

Porovnání součtu skutečných výkonů všech teplosměnných ploch náležících k výparníku s navrhovaným výkonem výparníku.

Celkový výkon výparníku

$$Q_{VÝP}^{sk} = Q_O + Q_m + Q_{MS}^{OK} + Q_{KV} + Q_{MS}^{KV} + Q_{MS}^{P3} + Q_{MS}^{P2} + Q_{MS}^{P1} \qquad (13.1)$$

$$Q_{VÝP}^{sk} = 27043{,}171 + 2185{,}188 + 2157{,}701 + 10918{,}744 + 465{,}551 + 480{,}838 + \\ + 437{,}066 + 594{,}023$$

$$Q_{VÝP}^{sk} = 44282{,}282 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka výkonu

$$\Delta Q = \frac{Q_{VÝP}^{sk} - Q_{VÝP}}{Q_{VÝP}^{sk}} = \frac{44282{,}282 - 44263{,}170}{44282{,}282} \cdot 100 = 0{,}04\ \% \qquad (13.2)$$

14 Celková bilance kotle

Celkový výkon odebraný spalinám

$$Q_C = Q_{P3}^{sk} + Q_{P2}^{sk} + Q_{P1}^{sk} + Q_{VÝP}^{sk} + Q_{EKO}^{sk} \qquad (14.1)$$

$$Q_C = 6958,805 + 9578,533 + 8254,171 + 44282,282 + 23862,434$$

$$Q_C = 93897,973 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka kotle

$$\Delta Q = \frac{Q_C - Q_V}{Q_C} = \frac{93897,973 - 39880,314}{93897,973} \cdot 100 = 0,02 \text{ \%} \qquad (14.2)$$

Návrh splňuje kritérium stanovující maximální hodnotu bilanční odchylky kotle na 0,5 % [1].

15 Hydraulický výpočet

Výpočet se provádí za účelem určení tlakových poměrů média v kotli, což je využito k návrhu optimálních čerpadel.

Hodnoty součinitele tření λ jsou určeny z grafu ve zdroji [1], součinitele místní tlakové ztráty ξ pro kolena se změnou směru o úhel 45°, 90° a 180° jsou zvoleny dle [8], součinitele místní tlakové ztráty na vstupu a výstupu z komory jsou zvoleny dle konzultace jako $\xi_{výstup} = \xi_{vstup} = 0,5$. Výpočet je proveden na základě vzorců z [1] .

Tab. 15.1 Přehled hodnot potřebných k výpočtu

	d [m]	L [m]	h [m]	w $[m \cdot s^{-1}]$	ρ $[kg \cdot m^{-3}]$	λ [−]
P3	0,03	27,55	–	22,851	25,686	0,023
P2	0,0257	36,6	–	17,192	30,053	0,024
P1	0,0257	45,22	–	13,451	37,223	0,023
ZT	0,028	11,4	10,4	27,501	45,710	0,025
EKO	0,0257	355,52	8,06	0,708	876,765	0,025
Č–E	0,0789	15	2,3	2,105	958,878	0,017
E–B	0,0789	8,7	4,4	2,025	747,695	0,016
B–ZT	0,0916	4,7	–	2,109	710,265	0,015
ZT–P1	0,1043	8,7	–	25,882	44,631	0,015
P1–P2	0,1583	0,7	–	22,846	34,012	0,014
P2–P3	0,1583	0,7	–	29,282	27,357	0,014
P3–V	0,1583	10	–	22,676	23,551	0,014

Tab. 15.2 Součinitele tlakové ztráty pro převáděcí potrubí

	$\xi_{90°}$ [−]
Č–E	0,248
E–B	0,248
B–ZT	0,254
ZT–P1	0,272
P1–P2	0,316
P2–P3	0,316
P3–V	0,316

Tab. 15.3 Součinitele tlakové ztráty pro teplosměnné plochy

	$\xi_{45°}$ [−]	$\xi_{180°}$ [−]
P3	0,2	0,35
P2	0,198	0,346
P1	0,198	0,346
ZT	0,196	–
EKO	0,198	0,346

15.1 Tlakové ztráty v jednotlivých teplosměnných plochách

Tlaková ztráta v přehříváku P3

$$\Delta p_{P3} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.1)$$

$$\Delta p_{P3} = \left(0,023 \cdot \frac{27,55}{0,03} + 0,5 + 2 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,35 + 0,5 \right) \cdot \frac{22,851^2}{2} \cdot 25,686$$

$$\Delta p_{P3} = 162775,9 \text{ Pa} \doteq 0,163 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v přehříváku P2

$$\Delta p_{P2} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.2)$$

$$\Delta p_{P2} = \left(0,024 \cdot \frac{36,6}{0,0257} + 0,5 + 2 \cdot 0,198 + 7 \cdot 0,346 + 0,5 \right) \cdot \frac{17,192^2}{2} \cdot 30,053$$

$$\Delta p_{P2} = 168760,3 \text{ Pa} \doteq 0,169 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v přehříváku P1

$$\Delta p_{P1} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.3)$$

$$\Delta p_{P1} = \left(0,023 \cdot \frac{45,22}{0,0257} + 0,5 + 2 \cdot 0,198 + 9 \cdot 0,346 + 0,5 \right) \cdot \frac{13,451^2}{2} \cdot 37,223$$

$$\Delta p_{P1} = 151457,6 \text{ Pa} \doteq 0,151 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v závěsných trubkách

$$\Delta p_{ZT} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.4)$$

$$\Delta p_{ZT} = \left(0,025 \cdot \frac{11,4}{0,0257} + 0,5 + 0,196 + 0,5 \right) \cdot \frac{27,501^2}{2} \cdot 45,710$$

$$\Delta p_{ZT} = 196619,5 \text{ Pa} \doteq 0,197 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v ekonomizéru

$$\Delta p_{EKO} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \Delta h \cdot \rho \cdot g \qquad (15.5)$$

$$\Delta p_{EKO} = \left(0,025 \cdot \frac{355,52}{0,0257} + 0,5 + 2 \cdot 0,198 + 74 \cdot 0,346 + 0,5 \right) \cdot \frac{0,708^2}{2} \cdot 876,765 +$$

$$+ 8,06 \cdot 876,765 \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{EKO} = 151163,5 \text{ Pa} \doteq 0,151 \text{ MPa}$$

15.2 Tlaková ztráta v jednotlivých převáděcích potrubích

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí od čerpadla k ekonomizéru

$$\Delta p_{Č-E} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \Delta h \cdot \rho \cdot g \qquad (15.6)$$

$$\Delta p_{Č-E} = \left(0,017 \cdot \frac{15}{0,0789} + 0,5 + 4 \cdot 0,248 + 0,5 \right) \cdot \frac{2,105^2}{2} \cdot 958,878 +$$

$$+ 2,3 \cdot 958,878 \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{Č-E} = 32734,2 \text{ Pa} \doteq 0,033 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí z ekonomizéru do bubnu

$$\Delta p_{E-B} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \Delta h \cdot \rho \cdot g \qquad (15.7)$$

$$\Delta p_{E-B} = \left(0,016 \cdot \frac{8,7}{0,0789} + 0,5 + 0,248 + 0,5 \right) \cdot \frac{2,025^2}{2} \cdot 747,695$$

$$+ 4,4 \cdot 747,695 \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{E-B} = 37066,5 \text{ Pa} \doteq 0,037 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí z bubnu do závěsných trubek

$$\Delta p_{B-ZT} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.8)$$

$$\Delta p_{B-ZT} = \left(0,015 \cdot \frac{4,7}{0,0916} + 2 \cdot 0,5 + 0,254 + 2 \cdot 0,5 \right) \cdot \frac{2,109^2}{2} \cdot 710,265$$

$$\Delta p_{B-ZT} = 3196,1 \text{ Pa} \doteq 0,003 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí ze závěsných trubek do P1

$$\Delta p_{ZT-P1} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.9)$$

$$\Delta p_{ZT-P1} = \left(0{,}015 \cdot \frac{8{,}7}{0{,}1043} + 0{,}5 + 2 \cdot 0{,}272 + 0{,}5 \right) \cdot \frac{25{,}882^2}{2} \cdot 44{,}631$$

$$\Delta p_{ZT-P1} = 41790{,}5 \text{ Pa} \doteq 0{,}042 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí z P1 do P2

$$\Delta p_{P1-P2} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.10)$$

$$\Delta p_{P1-P2} = \left(0{,}014 \cdot \frac{0{,}7}{0{,}1583} + 0{,}5 + 0{,}316 + 0{,}5 \right) \cdot \frac{22{,}846^2}{2} \cdot 34{,}012$$

$$\Delta p_{P1-P2} = 12228{,}7 \text{ Pa} \doteq 0{,}012 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí z P2 do P3

$$\Delta p_{P2-P3} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.11)$$

$$\Delta p_{P2-P3} = \left(0{,}014 \cdot \frac{0{,}7}{0{,}1583} + 0{,}5 + 0{,}316 + 0{,}5 \right) \cdot \frac{29{,}282^2}{2} \cdot 27{,}357$$

$$\Delta p_{P2-P3} = 16158{,}2 \text{ Pa} \doteq 0{,}016 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta v převáděcím potrubí z P3 do místa využití přehřáté páry

$$\Delta p_{P3-V} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \qquad (15.12)$$

$$\Delta p_{P3-V} = \left(0{,}014 \cdot \frac{10}{0{,}1583} + 0{,}5 + 4 \cdot 0{,}316 + 0{,}5 \right) \cdot \frac{22{,}676^2}{2} \cdot 23{,}551$$

$$\Delta p_{P3-V} = 19058{,}5 \text{ Pa} \doteq 0{,}019 \text{ MPa}$$

15.3 Celková tlaková ztráta kotle na straně média

$$\Delta p_C = \sum \Delta p \qquad (15.13)$$

$$\Delta p_C = 0{,}163 + 0{,}169 + 0{,}151 + 0{,}197 + 0{,}151 + 0{,}033 + 0{,}037 + 0{,}003 + 0{,}042 + \\ + 0{,}012 + 0{,}016 + 0{,}019$$

$$\Delta p_C = 0{,}993 \text{ MPa}$$

Ztráty jednotlivých teplosměnných ploch se liší od navržených v kapitole 5, což má ale na tepelný výpočet kotle zanedbatelný vliv. Celková tlaková ztráta kotle na straně média se liší od zvolené o 0,007 MPa.

16 Aerodynamický výpočet

Tento výpočet slouží k určení tlakových ztrát na straně spalin při jejich proudění skrze jednotlivé části kotle. Na základě tohoto výpočtu jsou navrhovány vzduchové a sací ventilátory.

Z důvodu nízkých rychlostí spalin byly zanedbány ztráty třením o stěny spalinového kanálu. Výpočet je proveden dle [1].

16.1 Výpočet tlakové ztráty třením v jednotlivých teplosměnných plochách

Tab. 16.1 Přehled hodnot potřebných k výpočtu

	w_{sp} $\left[m \cdot s^{-1}\right]$	ρ_{sp} $\left[kg \cdot m^{-3}\right]$	Re [–]	z_2 [–]
Mříž	19,789	0,296	$3{,}87 \cdot 10^5$	5
Konvekční výparník	18,339	0,325	$1{,}41 \cdot 10^4$	8
Přehřívák 3	14,809	0,363	$1{,}35 \cdot 10^4$	12
Přehřívák 2	12,472	0,407	$1{,}55 \cdot 10^4$	24
Přehřívák 1	10,790	0,471	$1{,}78 \cdot 10^4$	30
Ekonomizér	8,116	0,664	$2{,}39 \cdot 10^4$	150

16.1.1 Tlaková ztráta v mříži

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 0{,}888 \cdot \frac{19{,}789^2}{2} \cdot 0{,}296 = 51{,}4 \text{ Pa} \qquad (16.1)$$

Ztrátový součinitel ζ

$$\zeta = \left(5{,}4 + 3{,}4 \cdot z_2\right) \cdot Re^{-0{,}28} = \left(5{,}4 + 3{,}4 \cdot 5\right) \cdot \left(3{,}87 \cdot 10^5\right)^{-0{,}28} = 0{,}888 \qquad (16.2)$$

16.1.2 Tlaková ztráta v konvekčním výparníku

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 1{,}102 \cdot \frac{18{,}339^2}{2} \cdot 0{,}325 = 60{,}3 \text{ Pa} \qquad (16.3)$$

Ztrátový součinitel ζ

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot z_2\right) \cdot Re^{-0{,}28} \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^{-0{,}23} \qquad (16.4)$$

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot 8\right) \cdot \left(1{,}41 \cdot 10^4\right)^{-0{,}28} \cdot \left(\frac{0{,}1}{0{,}038}\right)^{-0{,}23}$$

$$\zeta = 1{,}102$$

16.1.3 Tlaková ztráta v přehříváku P3

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 1,523 \cdot \frac{14,809^2}{2} \cdot 0,363 = 60,6 \text{ Pa} \qquad (16.5)$$

Ztrátový součinitel ζ

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot z_2\right) \cdot Re^{-0,28} \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^{-0,23} \qquad (16.6)$$

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot 12\right) \cdot \left(1,63 \cdot 10^4\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{0,1}{0,038}\right)^{-0,23}$$

$$\zeta = 1,523$$

16.1.4 Tlaková ztráta v přehříváku P2

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 2,836 \cdot \frac{12,472^2}{2} \cdot 0,407 = 89,8 \text{ Pa} \qquad (16.7)$$

Ztrátový součinitel ζ

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot z_2\right) \cdot Re^{-0,28} \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^{-0,23} \qquad (16.8)$$

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot 24\right) \cdot \left(1,63 \cdot 10^4\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{0,1}{0,0337}\right)^{-0,23}$$

$$\zeta = 2,836$$

16.1.5 Tlaková ztráta v přehříváku P1

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 3,443 \cdot \frac{10,790^2}{2} \cdot 0,471 = 94,4 \text{ Pa} \qquad (16.9)$$

Ztrátový součinitel ζ

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot z_2\right) \cdot Re^{-0,28} \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^{-0,23} \qquad (16.10)$$

$$\zeta = \left(6 + 9 \cdot 30\right) \cdot \left(1,78 \cdot 10^4\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{0,1}{0,0337}\right)^{-0,23}$$

$$\zeta = 3,443$$

16.1.6 Tlaková ztráta v ekonomizéru

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} = 33{,}134 \cdot \frac{8{,}116^2}{2} \cdot 0{,}664 = 724{,}8 \text{ Pa} \qquad (16.11)$$

Ztrátový součinitel ζ

$$\zeta = \left(5{,}4 + 3{,}4 \cdot z_2\right) \cdot Re^{-0{,}28} = \left(5{,}4 + 3{,}4 \cdot 150\right) \cdot \left(1{,}81 \cdot 10^5\right)^{-0{,}28} = 33{,}134 \qquad (16.12)$$

16.2 Tlaková ztráta třením v komínu

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{h}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.13)$$

$$\Delta p = 0{,}03 \cdot \frac{40}{2{,}043} \cdot \frac{20^2}{2} \cdot 0{,}955$$

$$\Delta p = 112{,}2 \text{ Pa}$$

Součinitel tření pro plechový komín $\lambda = 0{,}03$ [–]
Výška komínu zvolena $h = 40$ m

Průtočný průřez komínu

$$F_K = \frac{O_{sp} \cdot M_{pal}}{w_{sp}} \cdot \frac{t_{sp,stř} + 273{,}15}{273{,}15} \qquad (16.14)$$

$$F_K = \frac{1{,}732 \cdot 25{,}305}{20} \cdot \frac{135{,}37 + 273{,}15}{273{,}15}$$

$$F_K = 3{,}278 \text{ m}^2$$

Zvolena rychlost spalin $w_{sp} = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průměr komínu

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3{,}278}{\pi}} = 2{,}043 \text{ m} \qquad (16.15)$$

16.3 Celková tlaková ztráta třením

$$\Delta p_T = \Delta p^{mříž} + \Delta p^{KV} + \Delta p^{P3} + \Delta p^{P2} + \Delta p^{P1} + \Delta p^{EKO} + \Delta p^{komín} \qquad (16.16)$$

$$\Delta p_T = 51{,}4 + 60{,}3 + 60{,}6 + 89{,}8 + 94{,}4 + 724{,}8 + 112{,}2$$

$$\Delta p_T = 1194{,}6 \text{ Pa}$$

16.4 Místní tlakové ztráty kotle

Součinitele místní tlakové ztráty ζ jsou brány dle [9].

Tab. 16.2 Přehled hodnot potřebných k výpočtu

Pořadí	ζ [–]	w_{sp} [$m \cdot s^{-1}$]	ρ_{sp} [$kg \cdot m^{-3}$]
1	0,9	11,88	0,299
2	1,5	12,15	0,509
3	0,7	10,47	0,509
4	1,5	6,57	0,955
5	0,9	14,83	0,955
6	1	20	0,955

Tlaková ztráta 1 – změnou směru a rozšířením průřezu

$$\Delta p_{m1} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^{\ 2}}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.17)$$

$$\Delta p_{m1} = 0,9 \cdot \frac{11,88^2}{2} \cdot 0,299$$

$$\Delta p_{m1} = 19,0 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta 2 – změnou směru a zúžením průřezu

$$\Delta p_{m2} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^{\ 2}}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.18)$$

$$\Delta p_{m2} = 1,5 \cdot \frac{12,15^2}{2} \cdot 0,509$$

$$\Delta p_{m2} = 56,3 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta 3 – změnou směru a rozšířením průřezu

$$\Delta p_{m3} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^{\ 2}}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.19)$$

$$\Delta p_{m3} = 0,7 \cdot \frac{10,47^2}{2} \cdot 0,509$$

$$\Delta p_{m3} = 19,5 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta 4 – změnou směru a zúžením průřezu

$$\Delta p_{m4} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^{\ 2}}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.20)$$

$$\Delta p_{m4} = 1{,}5 \cdot \frac{6{,}57^2}{2} \cdot 0{,}955$$

$$\Delta p_{m4} = 30{,}9 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta 5 – změnou směru a průřezu

$$\Delta p_{m5} = \zeta \cdot \frac{w_{sp}^{\ 2}}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.21)$$

$$\Delta p_{m5} = 0{,}9 \cdot \frac{14{,}83^2}{2} \cdot 0{,}955$$

$$\Delta p_{m5} = 94{,}5 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta 6 – výstupem z komínu

$$\Delta p_{m6} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{sp} \qquad (16.22)$$

$$\Delta p_{m6} = 1 \cdot \frac{20^2}{2} \cdot 0{,}955$$

$$\Delta p_{m6} = 191{,}0 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta vlivem místních ztrát

$$\Delta p_m = \sum \Delta p_m = 411{,}3 \text{ Pa} \qquad (16.23)$$

16.5 Vztlak kotle

Pro výpočet vztlaku byl kotel rozdělen do tří částí – druhý tah, třetí tah a komín. Ve výpočtu komínové části se počítá s konstantní teplotou, která je rovna teplotě spalin za ekonomizérem.

Při teplotě vzduchu $t = 30$ °C je jeho hustota $\rho_{vz} = 1{,}293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [4].

Při normálních podmínkách T_n = 273,15 K a p_n = 101 325 Pa je hustota spalin $\rho_{sp} = 1{,}428 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

16.5.1 Vztlak ve druhém tahu

$$\Delta p_{vz2} = h_{t2} \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273{,}15}{273{,}15 + t_{stř}} \right) \cdot g \qquad (16.24)$$

$$\Delta p_{vz2} = 9,623 \cdot \left(1,293 - 1,428 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 762,895} \right) \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{vz2} = 86,509 \text{ Pa}$$

16.5.2 Vztlak ve třetím tahu

$$\Delta p_{vz3} = h_{t3} \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{stř}} \right) \cdot g \qquad (16.25)$$

$$\Delta p_{vz3} = 11,62 \cdot \left(1,293 - 1,428 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 314,458} \right) \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{vz3} = 71,698 \text{ Pa}$$

16.5.3 Vztlak v komínu

$$\Delta p_{vz,k} = h_K \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{stř}} \right) \cdot g \qquad (16.26)$$

$$\Delta p_{vz,k} = 39,15 \cdot \left(1,293 - 1,428 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 135,370} \right) \cdot 9,81$$

$$\Delta p_{vz,k} = 129,765 \text{ Pa}$$

16.5.4 Celkový vztlak ve směru proudění spalin

$$\Delta p_{vz,c} = \Delta p_{vz2} - \Delta p_{vz3} + \Delta p_{vz,k} \qquad (16.27)$$

$$\Delta p_{vz,c} = 86,509 - 71,698 + 129,765$$

$$\Delta p_{vz,c} = 144,575 \text{ Pa}$$

16.6 Celková tahová ztráta

$$\Delta p_C = \Delta p_T + \Delta p_m - \Delta p_{vz,c} \qquad (16.28)$$

$$\Delta p_C = 1193,6 + 411,3 - 144,575$$

$$\Delta p_C = 1460,3 \text{ Pa}$$

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout kotel na výrobu přehřáté páry o teplotě 510 °C a tlaku 8 MPa při teplotě napájecí vody 105 °C.

Jako palivo je použita směs vysokopecního a zemního plynu o celkové výhřevnosti 4041,665 kJ/Nm^3 v množství 91099,081 Nm^3/h.

Výsledná směs paliva se spaluje pomocí dvou stropních hořáků ve spalovací komoře, která je navržena s nízkým objemovým zatížením za účelem omezení tvorby emisí NO_x. Ohraničení spalovací komory je tvořeno membránovými stěnami z hladkých výparníkových trubek o průměru 60,3 mm a rozteči 85 mm.

Ze spalovací komory odchází spaliny do druhého tahu přes výparníkovou mříž. Ta je realizována rozvolněním a vyhnutím výparníkových trubek membránové stěny do vystřídaného uspořádání.

Stejně jako spalovací komora, je druhý tah ohraničen membránovými stěnami. U membránové stěny, kterou jsou vedeny trubky přivádějící a odvádějící pracovní médium do a z přehříváků, je zvýšena rozteč na 100 mm. Ve druhém tahu se nachází chlazené závěsné trubky podpírající konvekční výparník a tři přehříváky. Při vstupu do druhého tahu mění spaliny směr proudění v obratové komoře.

Z důvodu nedostatečného výkonu membránových stěn a výparníkové mříže je přidán za obratovou komoru konvekční výparník, který je napojený přímo na membránovou stěnu za použití clony. Jedná se o čtyřchodý výměník složený z hladkých trubek o průměru 44,5 mm nakloněných pod úhlem pěti stupňů pro zajištění přirozené cirkulace pracovního média.

Za konvekčním výparníkem následují tři přehříváky, mezi které jsou zavedeny dva vstřiky napájecí vody určené k regulaci teploty páry. Všechny přehříváky jsou protiproudé a sestaveny z hladkých trubek uspořádaných za sebou. Přehřívák 3 je dvojchodý a tvořený trubkami o průměru 38 mm. Přehříváky 2 a 1 jsou trojchodé výměníky skládající se z trubek o průměru 33,7 mm.

Ve třetím tahu tvořeném svařovanými plechy leží ekonomizér, který je poslední teplosměnnou plochou kotle. Navržený ekonomizér se skládá ze čtyř sériově zapojených dílů uchycených pomocí nechlazených závěsů. Jednotlivé díly tvoří hladké vystřídaně uspořádané trubky o průměru 33,7 mm. Vystřídané uspořádání je zvoleno za účelem zintenzivnění přestupu tepla a lepšího využití prostoru. Funkce ekonomizéru spočívá v ohřevu napájecí vody na teplotu 17,6 °C pod mez sytosti kapaliny.

Sečtením výkonů jednotlivých teplosměnných ploch je získán celkový tepelný výkon kotle Q_C = 93897,973 kW, který se liší od teoretické hodnoty o 0,02 %, a tím vyhovuje kritériu, dle kterého může být odchylka maximálně 0,5 %. Tohoto výkonu dosahuje kotel s účinností 91,79 %.

V závěru práce jsou vypočítány tlakové ztráty na straně spalin i pracovního média sloužící k návrhu čerpadel a ventilátorů. Hydraulické ztráty jednotlivých teplosměnných ploch se mírně liší od hodnot navrhovaných v kapitole 5. Tato odchylka ale má na tepelný výpočet kotle zanedbatelný vliv.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.

[2] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

[3] FÍK, Josef. Složení zemních plynů. *Tzbinfo* [online]. [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/89-slozeni-zemnich-plynu

[4] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-214-0426-4.

[5] *Materiály firmy PBS*.

[6] Vyhláška č. 452/2017 Sb.: Vyhláška, kterou se mění vyhláška č. 415/2012 Sb., o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. *Zákony pro lidi* [online]. 2017 [cit. 2019-12-20]. Dostupné z: https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2017-452/zneni-20180101

[7] HOLMGREN, M. *X Steam vision 2.6. Excel Steam Tables*.

[8] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Hodnoty součinitelů místních ztrát. In: *TZBinfo* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubi

[9] IDELCHIK, I. E. *Handbook of hydraulic resistance: Coefficients of Local Resistance and of Friction*. Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations Ltd., 1966.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
A	Šířka spalovací komory	$[m]$
a	Stupeň černosti proudu při teplotě T_s	[–]
a_{ns}	Stupeň černosti nesvítivé části plamene	[–]
a_o	Stupeň černosti plamene	[–]
a_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	[–]
a_{sv}	Stupeň černosti svítivé části plamene	[–]
B	Hloubka spalovací komory	$[m]$
Bo	Boltzmanovo číslo	[–]
C	Šířka druhého tahu	$[m]$
C^r	Obsah uhlíku v palivu	[%]
$\frac{C^r}{H^r}$	Podíl obsahu uhlíku a vodíku v palivu	[–]
C_s	Korekční součinitel na uspořádání svazku	[–]
C_x	Obsah x v palivu	[%]
C_z	Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu	[–]
D	Průměr trubek	$[m]$
d	Vnitřní průměr trubek	$[m]$
d_e	Ekvivalentní průměr	$[m]$
D_H	Průměr hořáku	$[m]$
f	Součinitel	[–]
F_k	Průtočný průřez komínu	$[m^2]$
F_m	Průtočný průřez média	$[m^2]$
F_{sp}	Světlý průřez spalin	$[m^2]$
F_{st}	Povrch stěn sálavé vrstvy	$[m^2]$
$F_{ús}$	Účinná sálavá plocha stěn	$[m^2]$
H	Výška spalovací komory	$[m]$

H^r	Obsah vodíku v palivu	[%]
h_X	Výška *X*	$[m]$
h^X	Výška prostoru *X*	$[m]$
i_{out}^{sk}	Skutečná měrná entalpie spalin na výstupu	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
I_o	Měrná entalpie na konci ohniště	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
i_p	Fyzické teplo paliva	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
I_{sp}	Měrná entalpie spalin	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
$I_{sp,min}$	Měrná entalpie minimálního objemu spalin	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
I_u	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
$I_{vz,min}$	Měrná entalpie minimálního objemu vzduchu	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
i_{Xin}	Měrná entalpie na vstupu do *X*	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
i_{Xout}	Měrná entalpie na výstupu z *X*	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
k	Součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k_o	Součinitel sálání volných prostor	[–]
$k_s \cdot r_s$	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny	[–]
k_{sz}	Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí	[–]
l_e	Efektivní délka	$[m]$
l_o	Hloubka volného objemu před svazkem	$[m]$
l_p	Délka plamene	$[m]$
M	Součinitel	[–]
$mgCO$	Emisní limit CO	$[mg/Nm^3]$
M_P	Parní výkon kotle	$[kg \cdot s^{-1}]$
M_{pal}	Množství paliva	$[Nm^3 \cdot s^{-1}]$
M_v	Množství vstřiku	$[kg \cdot s^{-1}]$
n	Počet trubek	[–]
n_H	Počet hořáků	[–]
O	Obvod průřezu spalinového kanálu	$[m]$

$O_{2,ref}$	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin	[%]
$O^{S}_{x,min}$	Minimální objem *x* v suchých spalinách	$[Nm_x^3/Nm_{pal}^3]$
$\overline{O_{sp} \cdot c}$	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi	$\left[\frac{kJ}{Nm^3 \cdot °C}\right]$
O_x	Objem *x* ve spalinách	$[Nm_x^3/Nm_{pal}^3]$
$O_{x,min}$	Minimální objem *x* ve spalinách	$[Nm_x^3/Nm_{pal}^3]$
P_H	Výkon hořáků	$[W]$
Pr	Prandtlovo číslo	[–]
p_s	Parciální tlak tříatomových plynů	$[Pa]$
$p_{stř}$	Střední tlak	$[Pa]$
p_{Xin}	Tlak na vstupu do *X*	$[Pa]$
p_{Xout}	Tlak na výstupu z *X*	$[Pa]$
Q_C	Celkový výkon odebraný spalinám	$[W]$
Q_i^r	Výhřevnost	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
Q_N	Maximální využitelný tepelný výkon	$[W]$
Q_O	Teplo pojaté membránovou stěnou v ohništi	$[W]$
Q_P^P	Teplo přivedené do kotle	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
Q_{pr}	Teplo přivedené do kotle rozprašováním mazutu	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
Q_{RC}	Tepelný výkon sdílený do okolí	$[W]$
Q_S	Množství tepla odevzdaného v ohništi	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$
Q_V	Tepelný výkon kotle	$[W]$
q_v	Objemové zatížení spalovací komory	$[kW \cdot m^{-3}]$
Q_{VZV}	Teplo dodané ohřátím vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel	$[kJ \cdot Nm^{-3}]]$
Q_X	Tepelný výkon *X*	$[W]$
Q_X^{sk}	Skutečný výkon *X*	$[W]$
Re	Reynoldsovo číslo	[–]
r_s	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	[–]

s	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	$[m]$
s_1	Příčná rozteč	$[m]$
s_2	Podélná rozteč	$[m]$
S_X	Teplosměnná plocha X	$[m^2]$
t	Tloušťka	$[m]$
t_{out}^{sk}	Skutečná teplota spalin na výstupu	[°C]
t_a	Teplota nechlazeného plamene	[°C]
t_k	Teplota na výstupu z kotle	[°C]
t_o	Teplota na konci ohniště	[°C]
T_o	Teplota spalin ve volném objemu před svazkem	[°C]
t_{ok}	Teplota na výstupu z ohniště	[°C]
T_s	Střední teplota proudu spalin	$[K]$
$t_{stř}$	Střední teplota	[°C]
t_{Xin}	Teplota na vstupu do X	[°C]
t_{Xout}	Teplota na výstupu z X	[°C]
T_z	Teplota povrchu nánosu na straně spalin	$[K]$
v	Měrný objem	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
V_s	Objem sálavé vrstvy	$[m^3]$
w	Rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
z_1	Počet řad v příčném směru	[–]
z_2	Počet řad v podélném směru	[–]
z_{CO}	Ztráta hořlavinou ve spalinách	[%]
z_h	Počet chodů	[–]
z_k	Ztráta citelným teplem spalin	[%]
z_{SO}	Ztráta sdílením tepla do okolí	[%]
α	Součinitel přebytku vzduchu	[–]
α_c	Celkový součinitel přestupu tepla	$[\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}]$

α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin	$[\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}]$
α_m	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany pracovního média	$[\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}]$
α_s	Součinitel přestupu tepla sáláním	$[\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}]$
Δi	Entalpický spád	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Δp	Tlaková ztráta	$[Pa]$
Δt	Rozdíl teplot	$[K]$
Δt_{ln}	Teplotní logaritmický spád	$[K]$
η_k	Tepelná účinnost kotle	[–]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$\mathcal{V}$	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ζ	Součinitel tlakové ztráty	[–]
ρ	Hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ_1	Poměrná příčná rozteč	[–]
σ_2	Poměrná podélná rozteč	[–]
φ	Koeficient uchování tepla	[–]
φ_σ	Parametr	[–]
χ	Úhlový koeficient osálání trubkové stěny	[–]
ψ	Součinitel tepelné efektivnosti	[–]
$\overline{\psi}$	Střední hodnota tepelné efektivnosti stěn	[–]
ω	Součinitel omývání plochy	[–]

Zkratka	**Význam**
OK	Obratová komora
KV	Konvekční výparník
MS	Membránová stěna
ZT	Závěsné trubky

P3, P2, P1	Přehřívák 3, 2 a 1
VÝP	Výparník
EKO	Ekonomizér
Č–E	Převáděcí potrubí od čerpadla po ekonomizér
E–B	Převáděcí potrubí od z ekonomizéru do bubnu
B–ZT	Převáděcí potrubí z bubnu do závěsných trubek
ZT–P1	Převáděcí potrubí ze závěsných trubek do přehříváku P1
P1–P2	Převáděcí potrubí z přehříváku P1 do P2
P2–P3	Převáděcí potrubí z přehříváku P2 do P3
P3–V	Převáděcí potrubí z přehříváku P3 do místa využití

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 I-t diagram spalin pro různé přebytky vzduchu 21
Obr. 4.1 Schéma spalovací komory 25
Obr. 5.1 Pilový diagram 36
Obr. 5.2 Schéma druhého tahu kotle 37
Obr. 5.3 Schéma třetího tahu kotle 37
Obr. 6.1 Schéma výparníkové mříže 38
Obr. 8.1 Schéma konvekčního výparníku 50
Obr. 9.1 Schéma přehříváku P3 61
Obr. 10.1 Schéma přehříváku P2 72
Obr. 11.1 Schéma přehříváku P1 83
Obr. 12.1 Schéma ekonomizéru 94

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Objemové složení spalovaných plynů a výsledného paliva [2], [3] 14
Tab. 2.1 Měrná entalpie složek spalin v závislosti na teplotě [1] 20
Tab. 2.2 Měrná entalpie složek spalin v závislosti na teplotě 20
Tab. 5.1 Tlakové ztráty teplosměnných ploch 31
Tab. 5.2 Přehled parametrů média v jednotlivých teplosměnných plochách 36
Tab. 6.1 Parametry výparníkové mříže, spalin a pracovního média 38
Tab. 7.1 Parametry spalin v obratové komoře 43
Tab. 7.2 Parametry závěsných trubek a pracovního média 43
Tab. 7.3 Parametry pracovního média v membránové stěně 48
Tab. 8.1 Parametry spalin v prostoru konvekčního výparníku 50
Tab. 8.2 Parametry konvekčního výparníku a pracovního média 51
Tab. 8.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách 56
Tab. 8.4 Parametry pracovního média v membránové stěně 59
Tab. 9.1 Parametry spalin v prostoru přehříváku P3 61
Tab. 9.2 Parametry přehříváku P3 a pracovního média 62
Tab. 9.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách 67
Tab. 9.4 Parametry pracovního média v membránové stěně 70
Tab. 10.1 Parametry spalin v prostoru přehříváku P2 72
Tab. 10.2 Parametry přehříváku P2 a pracovního média 73
Tab. 10.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách 78
Tab. 10.4 Parametry pracovního média v membránové stěně 81
Tab. 11.1 Parametry spalin v prostoru přehříváku P1 83
Tab. 11.2 Parametry přehříváku P1 a pracovního média 84
Tab. 11.3 Parametry pracovního média v závěsných trubkách 89
Tab. 11.4 Parametry pracovního média v membránové stěně 92
Tab. 12.1 Parametry ekonomizéru 94
Tab. 12.2 Parametry spalin a pracovního média 95
Tab. 15.1 Přehled hodnot potřebných k výpočtu 103
Tab. 15.2 Součinitele tlakové ztráty pro převaděcí potrubí 103
Tab. 15.3 Součinitele tlakové ztráty pro teplosměnné plochy 103
Tab. 16.1 Přehled hodnot potřebných k výpočtu 107
Tab. 16.2 Přehled hodnot potřebných k výpočtu 110

SEZNAM PŘÍLOH

1 Výkresová dokumentace kotle