



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PLYNOFIKACE HORKOVODNÍHO KOTLE

FUEL CHANGE FOR HOT WATER BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN MIK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Mik

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Plynofikace horkovodního kotle

v anglickém jazyce:

Fuel change for hot water boiler

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Horkovodní kotel s výtavným ohništěm na spalování černého uhlí a zemního plynu navrhnete na plynový provoz při zachování výkonů a parametrů.

Parametry kotle: tepelný výkon 116,3 MW, teplota vstupní vody $t = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$, teplota výstupní vody při paralelním zapojení $145\text{ }^{\circ}\text{C}$, teplota vody při sériovém zapojení $180\text{ }^{\circ}\text{C}$
palivo zemní plyn o výhřevnosti $34,30\text{ MJ / kg}$

Cíle diplomové práce:

Navrhnout úpravy spalovací komory a výhřevných ploch při minimalizaci investičních nákladů.

Seznam odborné literatury:

Budaj,F.: Parní kotle, tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně,
Černý ,Teysler, Janeba: Parní kotle,technický průvodce , SNTL Praha 1998, Basu,Kefa, Jestin:
Boilers and Burners.Springer, New York,Berlin, Heidelberg,2000

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku
2014/2015. V Brně, dne 18.11.2014

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá plynofikací horkovodního kotle o výkonu 116,3 MW. Nejdříve byl vypracován stechiometrický výpočet. Dále následuje kontrolní výpočet tlakových ztrát potrubí. Za ním následuje teplotní výpočet paralelního řazení výhřevných ploch, zakončený návrhem regenerativního ohříváku vzduchu Ljungtröm. Nakonec je proveden výpočet pro ověření funkčnosti sériového zapojení výhřevných ploch.

ABSTRACT

This thesis deals with the fuel change for hot water boilers with wattage of 116.3 MW. At first a stoichiometric calculation is drawn. Calculation of pressure loss in pipeline follows. Consequential part elaborates on calculation of parallel connected heating surfaces following with a draft of regenerative air heater Ljungtröm. Conclusively, a calculation is carried out to verify the functionality of the serial connection of the heating surfaces.

KLÍČOVÁ SLOVA

Horkovodní kotel, zemní plyn, plynofikace, tepelný výpočet.

KEYWORDS

Hot water boiler, natural gas, gasification, thermal calculation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MIK, M. *Plynofikace horkovodního kotle*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 183 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma Plynofikace horkovodního kotle jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne

.....

(podpis autora)

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a konzultantovi Ing. Antonínu Vybíralovi zaměstnanci firmy Provyko s.r.o. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

OBSAH

1	Úvod.....	17
2	Objemy a entalpie vzduchu a spalin.....	18
2.1	Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva	18
2.2	Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin.....	19
2.3	Entalpie vzduchu a produktů spalování.....	20
2.4	Entalpie spalin při recirkulaci.....	24
3	Tepelná bilance kotle	25
3.1	Teplo přivedené do kotle	25
3.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	25
3.2.1	Ztráta hořlavinou ve spalinách	25
3.2.2	Ztráta sdílením tepla do okolí.....	25
3.2.3	Ztráta citelným teplem spalin.....	25
3.2.4	Tepelná účinnost kotle	26
3.3	Množství paliva	26
4	Výpočet spalovací komory.....	27
4.1	Parametry spalovací komory	27
4.2	Tepelný výpočet ohniště.....	28
4.2.1	Teplota spalin na výstupu z ohniště	28
4.2.2	Součinitel M	28
4.2.3	Boltzmannovo číslo.....	29
4.2.4	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	29
4.2.5	Součinitel tepelné efektivity stěn.....	29
4.2.6	Stupeň černosti ohniště.....	30
5	Paralerní zapojení výhřevných ploch	32
5.1	Tlakové ztráty	32
5.1.1	Ztráta hydrostatickým tlakem.....	33
5.1.2	Ztráty v membránách	33
5.1.3	Ztráty v šotech.....	34
5.1.4	Ztráty v konvekční ploše	35
5.1.5	Vstupní úsek.....	36
5.1.6	Přechod z membránových stěn do šotů	37
5.1.7	Přechod šoty a konvekční plochou.....	38

5.1.8	Výstupní potrubí z konvekční plochy	39
6	Paralerní zapojení - Oblast spalovací komory.....	42
7	Paralerní zapojení - Oblast šotů	44
7.1.1	Parametry spalin.....	44
7.2	Šoty.....	45
7.2.1	Parametry média.....	46
7.2.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u šotů.....	47
7.2.3	Střední logaritmický spád.....	49
7.2.4	Výhřevná plocha šotů.....	49
7.2.5	Rovnice sdílení tepla	50
7.3	Doplňková plocha – membránová stěna.....	50
7.3.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy v prostoru šotů.....	51
7.3.2	Střední logaritmický spád.....	52
7.3.3	Výhřevná plocha membrány	53
7.3.4	Rovnice sdílení tepla	53
7.4	Teplo odevzdané sáláním z ohniště	53
7.4.1	Teplo zachycené v prostoru šotové oblasti	53
7.4.2	Teplo zachycené jednotlivými plochami.....	54
7.4.3	Sálavé teplo z ohniště.....	55
7.5	Tepelná bilance oblasti šotů	55
8	Paralerní zapojení – oblast před konvekční plochou.....	56
8.1	Parametry spalin a média.....	56
8.2	Součinitel prostupu tepla	57
8.3	Střední logaritmický spád.....	59
8.4	Výhřevná plocha membrány.....	59
8.5	Tepelná bilance.....	59
9	Paralelní zapojení – spodní část Konvekční plochy	61
9.1.1	Parametry spalin.....	61
9.2	Spodní konvekční část.....	62
9.2.1	Parametry média.....	63
9.2.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek	64
9.2.3	Střední logaritmický spád.....	66
9.2.4	Výhřevná plocha desek spodní konvekční části.....	66
9.2.5	Rovnice sdílení tepla	67

9.3	Doplňková plocha – membránová stěna.....	67
9.3.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy.....	67
9.3.2	Střední logaritmický spád.....	69
9.3.3	Výhřevná plocha membrány	69
9.3.4	Rovnice sdílení tepla	69
9.4	Tepelná bilance spodní části konvekční plochy	69
10	Paralelní zapojení – střední část konvekční plochy	71
10.1.1	Parametry spalín.....	71
10.2	Střední konvekční část	72
10.2.1	Parametry média.....	73
10.2.2	Součinitel prostupu tepla.....	74
10.2.3	Střední logaritmický spád.....	76
10.2.4	Výhřevná plocha trubek střední konvekční části	77
10.2.5	Rovnice sdílení tepla	77
10.3	Doplňková plocha – membránová stěna	77
10.3.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy.....	77
10.3.2	Střední logaritmický spád.....	78
10.3.3	Výhřevná plocha membrány	78
10.3.4	Rovnice sdílení tepla	79
10.4	Tepelná bilance střední oblasti konvekční plochy	79
11	Paralelní zapojení – horní část konvekční plochy	80
11.1.1	Parametry spalín.....	80
11.2	Horní konvekční část	81
11.2.1	Parametry média.....	83
11.2.2	Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky.....	84
11.2.3	Střední logaritmický spád.....	86
11.2.4	Výhřevná plocha žebrovaných trubek horní části konvekční plochy	86
11.2.5	Rovnice sdílení tepla	87
11.3	Doplňková plocha – membránová stěna	87
11.3.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy.....	87
11.3.2	Střední logaritmický spád.....	88
11.3.3	Výhřevná plocha membrány	88
11.3.4	Rovnice sdílení tepla	88
11.4	Tepelná bilance horní oblasti konvekční plochy	89

12	Paralerní zapojení – oblast za konvekční plochou	90
12.1	Parametry spalin a média	90
12.2	Součinitel prostupu tepla.....	91
12.3	Střední logaritmický spád	93
12.4	Výhřevná plocha membrány	93
12.5	Tepelná bilance	93
13	Výpočet regenerativního ohříváku vzduchu typu Ljungström.....	95
13.1	Tepelná bilance ohříváku vzduchu	95
13.1.1	Rovnice tepelné bilance na straně vzduchu.....	95
13.1.2	Rovnice tepelné bilance na straně spalin.....	95
13.2	Rozměry ohříváku.....	96
13.2.1	Rozměry horkého konce.....	97
13.2.2	Rozměry studeného konce	98
13.3	Tepelný výkon ohříváku vzduchu.....	99
13.3.1	Součinitel prostupu tepla regeneračního ohříváku	100
13.3.2	Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_1	100
13.3.3	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu α_2	101
14	Kontrola tepelné bilance kotle pro paralelní zapojení výhřevných ploch.....	103
14.1	Pilový diagram paralelního zapojení	103
15	Sériové zapojení výhřevných ploch	104
16	Sériové zapojení - Oblast spalovací komory.....	105
17	Sériové zapojení - Oblast šotů.....	107
17.1.1	Parametry spalin.....	107
17.2	Šoty – první průtok	107
17.2.1	Parametry média.....	107
17.2.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u šotů.....	108
17.2.3	Střední logaritmický spád.....	110
17.2.4	Výhřevná plocha šotů.....	111
17.2.5	Rovnice sdílení tepla	111
17.3	Šoty – druhý průtok	111
17.3.1	Parametry média.....	111
17.3.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u šotů.....	112
17.3.3	Střední logaritmický spád.....	113
17.3.4	Výhřevná plocha šotů.....	114

17.3.5	Rovnice sdílení tepla	114
17.4	Doplňková plocha – membránová stěna	114
17.4.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy v prostoru šotů.....	115
17.4.2	Střední logaritmický spád.....	116
17.4.3	Výhřevná plocha membrány	117
17.4.4	Rovnice sdílení tepla	117
17.5	Teplo odevzdané sáláním z ohniště	117
17.5.1	Teplo zachycené v prostoru šotové oblasti	117
17.5.2	Teplo zachycené jednotlivými plochami.....	118
17.5.3	Sálavé teplo z ohniště.....	119
17.6	Tepelná bilance oblasti šotů.....	119
18	Sériové zapojení – oblast před konvekční plochou	120
18.1	Parametry spalin a média	120
18.2	Součinitel prostupu tepla.....	121
18.3	Střední logaritmický spád	122
18.4	Výhřevná plocha membrány	123
18.5	Tepelná bilance	123
19	Sériové zapojení – spodní část Konvekční plochy.....	124
19.1.1	Parametry spalin	124
19.2	Spodní konvekční část – první průtok	124
19.2.1	Parametry média.....	124
19.2.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek	125
19.2.3	Střední logaritmický spád.....	127
19.2.4	Výhřevná plocha desek spodní konvekční části.....	128
19.2.5	Rovnice sdílení tepla	128
19.3	Spodní konvekční část – druhý průtok.....	128
19.3.1	Parametry média.....	128
19.3.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek	129
19.3.3	Střední logaritmický spád.....	130
19.3.4	Výhřevná plocha desek spodní konvekční části.....	131
19.3.5	Rovnice sdílení tepla	131
19.4	Doplňková plocha – membránová stěna	131
19.4.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy.....	131
19.4.2	Střední logaritmický spád.....	132

19.4.3	Výhřevná plocha membrány	133
19.4.4	Rovnice sdílení tepla	133
19.5	Tepelná bilance spodní části konvekční plochy.....	133
20	Sériové zapojení – střední část konvekční plochy	135
20.1.1	Parametry spalin.....	135
20.2	Střední konvekční část – první průtok	135
20.2.1	Parametry média.....	135
20.2.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek	136
20.2.3	Střední logaritmický spád.....	138
20.2.4	Výhřevná plocha trubek střední konvekční části	138
20.2.5	Rovnice sdílení tepla	139
20.3	Střední konvekční část – druhý průtok	139
20.3.1	Parametry média.....	139
20.3.2	Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek	140
20.3.3	Střední logaritmický spád.....	141
20.3.4	Výhřevná plocha trubek střední konvekční části	141
20.3.5	Rovnice sdílení tepla	141
20.4	Doplňková plocha – membránová stěna	142
20.4.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy.....	142
20.4.2	Střední logaritmický spád.....	143
20.4.3	Výhřevná plocha membrány	143
20.4.4	Rovnice sdílení tepla	143
20.5	Tepelná bilance střední oblasti konvekční plochy	143
21	Sériové zapojení – horní část konvekční plochy	145
21.1.1	Parametry spalin.....	145
21.2	Horní konvekční část – první průtok	145
21.2.1	Parametry média.....	145
21.2.2	Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky.....	146
21.2.3	Střední logaritmický spád.....	147
21.2.4	Výhřevná plocha žebrovaných trubek horní části konvekční plochy	148
21.2.5	Rovnice sdílení tepla	148
21.3	Horní konvekční část – druhý průtok.....	148
21.3.1	Parametry média.....	148
21.3.2	Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky.....	149

21.3.3	Střední logaritmický spád.....	150
21.3.4	Výhřevná plocha žebrovaných trubek horní části konvekční plochy	150
21.3.5	Rovnice sdílení tepla	150
21.4	Doplňková plocha – membránová stěna	151
21.4.1	Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy.....	151
21.4.2	Střední logaritmický spád.....	151
21.4.3	Výhřevná plocha membrány	152
21.4.4	Rovnice sdílení tepla	152
21.5	Tepelná bilance horní oblasti konvekční plochy	152
22	Paralerní zapojení – oblast za konvekční plochou	153
22.1	Parametry spalin a média	153
22.2	Součinitel prostupu tepla.....	154
22.3	Střední logaritmický spád	155
22.4	Výhřevná plocha membrány	156
22.5	Tepelná bilance	156
23	Stav regenerativního ohříváku vzduchu typu Ljungström při sériovém zapojení výhřevných ploch.....	157
23.1	Tepelná bilance ohříváku vzduchu	157
23.1.1	Rovnice tepelné bilance na straně vzduchu.....	157
23.1.2	Rovnice tepelné bilance na straně spalin.....	157
23.2	Tepelný výkon ohříváku vzduchu.....	158
23.2.1	Součinitel prostupu tepla regeneračního ohříváku	159
23.2.2	Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_1	159
23.2.3	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu α_2	160
24	Kontrola Tepelné bilance kotle pro sériové zapojení výhřevných ploch	162
24.1	Změna tepelná účinnosti kotle	162
24.1.1	Ztráta citelným teplem spalin.....	162
24.1.2	Účinnost kotle v sériovém zapojení	162
24.2	Změna přivedeného množství paliva	163
24.3	Kontrolní výpočet spalovací komory.....	163
24.3.1	Parametry spalovací komory	163
24.3.2	Teplota spalin na výstupu z ohniště	163
24.3.3	Součinitel M	164
24.3.4	Boltzmannovo číslo.....	164

24.3.5	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	164
24.3.6	Součinitel tepelné efektivity stěn.....	165
24.3.7	Stupeň černosti ohniště.....	165
24.4	Kontrola tepelné bilance kotle	166
24.5	Pilový diagram sériového zapojení	167
25	Závěr.....	168
26	Seznam použité literatury.....	170
27	Seznam obrázků	171
28	Seznam tabulek	172
29	Seznam použitých symbolů.....	173
30	Seznam použitých zkratk.....	182
31	Seznam příloh.....	183

1 ÚVOD

Stávající zařízení je dvoutahový horkovodní kotel s výtavným ohništěm. Kotel je určen ke spalování černého uhlí a zemního plynu. Ačkoli veškerá zařízení kotle, jenž je provozováno od roku 1979, jsou v pořádku, současný spalovací proces uhlí nebude schopen plnit zpřísněné emisní limity NO_x , které budou platit od 1. 1. 2016. Spalovací komora má keramický omaz pro odolávání vyšší teplotě ve výtavné komoře a teplota spalovacího vzduchu je až 350 °C. V těchto podmínkách není současné použití doplňkových plynových hořáků a recirkulace spalin dostatečným řešením pro snížení emisí pod maximální dovolenou hranici, jenž se ze současných 1200 mg/Nm³ sníží na 100 mg/Nm³ NO_x .

Cílem diplomové práce je tedy stávající kotel předělat pro čistě plynový provoz tak, aby byly zachovány původní parametry, tepelný výkon a bylo dosahováno vysoké účinnosti.

Kotel musím být schopen pracovat v režimu paralelního zapojení výhřevných ploch, kdy ohřívá vodu ze 110 °C na 145 °C a v režimu sériového zapojení výhřevných ploch, kdy se voda ohřeje ze 110 °C na 180 °C. V obou režimech je požadovaný výstupní tlak vody 2,3 MPa.

Aby byla splněna základní podmínka snížení emisí NO_x , bude potřeba učinit několik kroků. Kromě kompletní výměny palivové základny bude muset být upravena spalovací komora. Na tvorbu NO_x má hlavní vliv teplota a přebytek vzduchu při spalování. Pro snížení teploty bude nutné předělat současný LJU, který ohřívá vzduch pro plyn na příliš vysokou teplotu. Současně bude posílena stávající recirkulace spalin.

Úpravy se budou týkat také výhřevných ploch, aby se využilo veškeré teplo a nevznikaly zbytečné, především komínové, ztráty. Konstrukční změna však musí být co nejjednodušší, neboť má být kladen důraz na minimalizace investičních nákladů na rekonstrukci.

Nakonec má být proveden výpočet hydraulických ztrát kotle se všemi jeho úpravami.

Při výpočtech jsem postupoval podle postupů a rovnic z [1]. Odtud bylo převzato i značení a některé hodnoty. Hydraulický výpočet byl inspirován [2].

2 OBJEMY A ENTALPIE VZDUCHU A SPALIN

Výhřevnost použitého zemního plynu je $34,30 \text{ MJ/Nm}^3$ a jeho složení je uvedeno v Tab. 1.

Tab. 1 Složení zemního plynu

Složka plynu	Objemové množství %
CH ₄	94,39
C ₂ H ₆	0,35
C ₃ H ₈	0,19
C ₄ H ₁₀	0,10
CO ₂	3,38
N ₂	1,59

2.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Minimální množství kyslíku při spalování 1 m³ suchého plynu

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

$$O_{O_2 \min} = 0,5 \cdot \frac{0 + 0}{100} + 1,5 \cdot \frac{0}{100} + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{94,39}{100} + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{0,35}{100} + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,19}{100} + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,1}{100} - \frac{0}{100}$$

$$O_{O_2 \min} = 1,916 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1kg paliva

$$O_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 1,916 = 9,124 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.2)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ \min} = f \cdot O_{VZ \min}^S = 1,03 \cdot 9,124 = 9,398 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.3)$$

Při relativní vlhkosti $\varphi=0,7$ a teplotě vzduchu 30 °C je $f=1,03$. Jednotlivé složky minimálního množství vlhkých spalin spálením suchého hořlavého plynu.

Objem CO₂ ve spalinách

$$O_{CO_2}^S = 0,01 \cdot \left[CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x H_y + 0,03 \cdot O_{VZ \min}^S \right] \quad (2.4)$$

$$O_{CO_2}^S = 0,01 \cdot [0 + 3,38 + 1 \cdot 94,39 + 2 \cdot 0,35 + 3 \cdot 0,19 + 4 \cdot 0,1 + 0,03 \cdot 9,124]$$

$$O_{CO_2}^S = 0,998 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Objem SO₂ ve spalínách

$$O_{SO_2}^S = 0,01 \cdot H_2S = 0,01 \cdot 0 = 0 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.5)$$

Objem N₂ ve spalínách

$$O_{N_2}^S = 0,01 \cdot [N + 78,05 \cdot O_{VZ \min}^S] = 0,01 \cdot [1,59 + 78,05 \cdot 9,124] \quad (2.6)$$

$$O_{N_2}^S = 7,137 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Objem Ar ve spalínách

$$O_{Ar}^S = 0,0092 \cdot O_{VZ \min}^S = 0,0092 \cdot 9,124 = 0,084 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.7)$$

Objem vodní páry ve spalínách

Pro suchý plyn $f'=1$.

$$O_{H_2O \min} = 0,01 \cdot \left[\sum \frac{y}{2} \cdot C_x H_y + H_2 + H_2S \right] + (f - 1) \cdot O_{VZ \min}^S + f' - 1 \quad (2.8)$$

$$O_{H_2O \min} = 0,01 \cdot \left[\frac{4}{2} \cdot 94,39 + \frac{6}{2} \cdot 0,35 + \frac{8}{2} \cdot 0,19 + \frac{10}{2} \cdot 0,1 + 0 + 0 \right] + (1,03 - 1) \cdot 9,124 + 1 - 1$$

$$O_{H_2O \min} = 2,18 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Množství vlhkých spalín na 1 m³ vlhkého plynu

$$O_{SP \min} = \frac{1}{f'} \cdot [O_{SO_2}^S + O_{CO_2}^S + O_{N_2}^S + O_{Ar}^S + O_{H_2O \min}] \quad (2.9)$$

$$O_{SP \min} = \frac{1}{1} \cdot [0 + 0,998 + 7,137 + 0,084 + 2,18] = 10,399 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

2.2 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalín

Pro topný plyn od výhřevnosti 12 500 kJ/m³ máme možnost volby součinitele přebytku vzduchu α v rozmezí 1,05 až 1,15. Z důvodu snížení emisí NO_x volíme $\alpha=1,05$. Dále uvažujeme těsné ohniště, avšak provádíme úpravu ohříváku vzduchu zmenšením jeho náplně. Tím dojde k profuku vzduchu z Ljungströmu do spalín. Z toho důvodu zvýšíme přebytek vzduchu jdoucího do LJU o $\Delta\alpha_{OVZ}=0,15$ pro krytí ztrát.

Přebytek vzduchu na vstupu do LJU

$$\beta = \alpha + \Delta\alpha_{OVZ} = 1,05 + 0,15 = 1,2 \quad (2.10)$$

Skutečné množství vzduchu na vstupu do LJU s přebytkem β

$$O_{VZ \text{ vst}} = \beta \cdot O_{VZ \min} = 1,2 \cdot 9,398 = 11,277 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.11)$$

Skutečné množství vzduchu do hořáků s přebytkem α

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZ \min} = 1,05 \cdot 9,398 = 9,868 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.12)$$

Skutečné množství spalín na výstupu z kotle

$$O_{SP \text{ od}} = O_{SP \min} + (\beta - 1) \cdot O_{VZ \min} = 10,399 + (1,2 - 1) \cdot 9,398 \quad (2.13)$$

$$O_{SP \text{ od}} = 12,278 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Skutečné množství spalín z hořáků

$$O_{SP} = O_{SP \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min} = 10,399 + (1,05 - 1) \cdot 9,398 \quad (2.14)$$

$$O_{SP} = 10,869 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Po trase spalín v kotli budeme dále uvažovat $\alpha=1,05$.

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0 + 0,998}{10,869} = 0,092 \quad (2.15)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{2,193}{10,869} = 0,202 \quad (2.16)$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2O \min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min}^S \quad (2.17)$$

$$O_{H_2O} = 2,18 + (1,03 - 1) \cdot (1,05 - 1) \cdot 9,124 = 2,193 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Součet objemových částí tříatomových plynů

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,092 + 0,202 = 0,294 \quad (2.18)$$

2.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Vzorové výpočty pro 1000 °C a bez zahrnutí recirkulace.

Entalpie spalín vzniklých spálením 1 kg plynného paliva v hořácích při $\alpha=1,05$

$$I_{SP} = I_{SP \min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ \min} \quad (2.19)$$

$$I_{SP} = 15968,11 + (1,05 - 1) \cdot 13734,15 = 16654,82 \text{ kJ}/\text{m}^3$$

Entalpie odchozích spalín z kotle vzniklých spálením 1 kg plynného paliva při $\beta=1,2$

$$I_{SP \text{ od}} = I_{SP \min} + (\beta - 1) \cdot I_{VZ \min} \quad (2.20)$$

$$I_{SP \text{ od}} = 15968,11 + (1,2 - 1) \cdot 13734,15 = 18714,94 \text{ kJ}/\text{m}^3$$

Entalpie spalín při $\alpha=1$

Entalpie jednotlivých složek spalín z Tab. 2.

$$I_{SP\ min} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O\ min} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (2.21)$$

$$I_{SP\ min} = 0,998 \cdot 2204 + 0 \cdot 2305 + 7,137 \cdot 1392 + 2,18 \cdot 1723 + 0,084 \cdot 928$$

$$I_{SP\ min} = 15968,11\ kJ/m^3$$

Entalpie minimálního množství vlhkého vzduchu při $\alpha=1$

$$I_{VZ\ min} = O_{VZ\ min} \cdot (c \cdot t)_{VZ} \quad (2.22)$$

$$I_{VZ\ min} = 9,398 \cdot (1,461 \cdot 1000) = 13734,15\ kJ/m^3$$

Obsah vody d na 1kg suchého vzduchu

$$d = (f - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = (1,03 - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = 18,6543\ g/kg \quad (2.23)$$

Měrné teplo vlhkého vzduchu

Měrné teplo suchého vzduchu C_s a vodní páry C_{H_2O} určíme z Tab. 3.

$$c = c_s + 0,0016 \cdot d \cdot C_{H_2O} \quad (2.24)$$

$$c = 1,41 + 0,0016 \cdot 18,6543 \cdot 1,723 = 1,461\ kJ/m^3K$$

Tab. 2 Entalpie složek spalín [1]

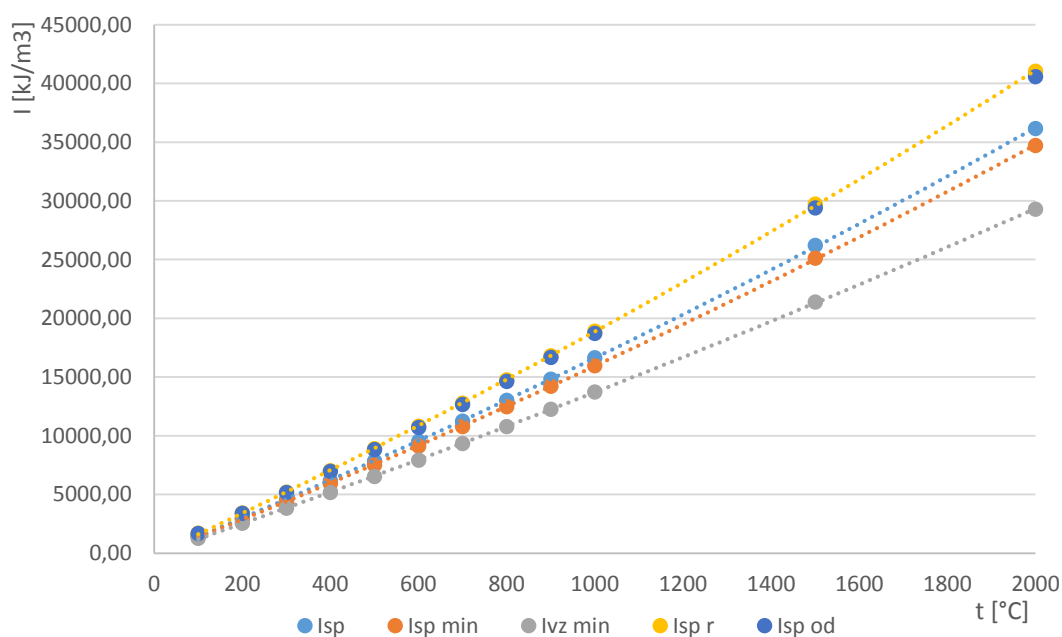
t °C	O ₂ kJ/m ³	CO ₂ kJ/m ³	N ₂ kJ/m ³	H ₂ O kJ/m ³	SO ₂ kJ/m ³	Ar kJ/m ³
100	132	170	130	150	189	93
200	267	357	260	304	392	186
300	407	559	392	463	610	278
400	551	772	527	626	836	372
500	599	994	666	795	1070	465
600	850	1225	804	969	1310	557
700	1004	1462	948	1149	1550	650
800	1160	1705	1094	1334	1800	743
900	1318	1952	1242	1526	2050	834
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390
2000	3138	4844	2965	3926	4890	1855

Tab. 3 Měrné teplo suchého vzduchu a vody [1]

t °C	C_s kJ/m³K	C_{H2O} kJ/m³K
0	1,297	1,494
100	1,300	1,505
200	1,307	1,522
300	1,317	1,542
400	1,329	1,565
500	1,343	1,590
600	1,356	1,615
700	1,371	1,641
800	1,384	1,688
900	1,398	1,696
1000	1,410	1,723
1500	1,462	1,853
2000	1,500	1,963

Tab. 4 Entalpie spalín a vzduchu

t	I_{SP r}	I_{SP od}	I_{SP}	I_{SP min}	I_{VZ min}	c
°C	kJ/m³	β=1,2 kJ/m³	α=1,05 kJ/m³	α=1 kJ/m³	kJ/m³	kJ/m³K
100	1697,66	1685,04	1495,45	1432,26	1263,92	1,3449
200	3425,13	3398,59	3017,30	2890,20	2541,96	1,3524
300	5199,16	5156,77	4580,34	4388,20	3842,82	1,3630
400	7021,47	6961,77	6186,06	5927,48	5171,44	1,3757
500	8902,85	8824,01	7843,97	7517,29	6533,59	1,3905
600	10800,04	10703,32	9515,64	9119,75	7917,82	1,4042
700	12769,54	12652,44	11251,25	10784,19	9341,24	1,4200
800	14775,38	14636,59	13018,99	12479,79	10783,99	1,4344
900	16820,47	16659,23	14821,36	14208,74	12252,42	1,4486
1000	18900,61	18714,94	16654,82	15968,11	13734,15	1,4614
1500	29728,66	29408,04	26199,70	25130,25	21388,94	1,5173
2000	41042,26	40568,25	36174,07	34709,35	29294,53	1,5586



Obr. 1 I-t diagram spalín

2.4 Entalpie spalin při recirkulaci

Recirkulaci zavádíme pro snížení teploty v ohništi, díky čemuž omezíme tvorbu NO_x .

Koeficient recirkulace

Koeficient recirkulace kvůli požadavku na snížení emisí NO_x nastavíme na $r=0,12$. Nyní stačí určit objem spalin O_r , který budeme recirkulovat. Spaliny jsou odebírány za LJU, tedy při $\beta=1,2$.

$$r = \frac{O_r}{O_{SP\ od}} \Rightarrow O_r = r \cdot O_{SP\ od} = 0,12 \cdot 12,278 = 1,473 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.25)$$

Objem spalin v kterémkoliv bodě traktu od místa zavedení recirkulovaných spalin po místo jejich odběru

Spaliny vstupují do počátku spalinového traktu, kde je $\alpha=1,05$.

$$O_{SP\ r} = O_{SP} + r \cdot O_{SP\ od} = 10,869 + 0,12 \cdot 12,278 = 12,342 \text{ m}^3/\text{m}^3 \quad (2.26)$$

Entalpie spalin v místě jejich zavedení recirkulovaných spalin do traktu po smíšení

Spaliny vzniklé spalováním mají $\alpha=1,05$. Recirkulované spaliny mají $\beta=1,2$. Vzorové dosazení pro teplotu 1000°C . Výsledné hodnoty jsou zaneseny do Tab. 4 a do I-t diagramu spalin Obr. 1.

$$I_{SP\ r} = I_{SP} + r \cdot I_{SP\ od} \quad (2.27)$$

$$I_{SP\ r} = 16654,82 + 0,12 \cdot 18714,94 = 18900,61 \text{ kJ}/\text{m}^3$$

3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

3.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle na 1 m³ plynného paliva. Palivo neobsahuje vodu, proto $i_p=0$. Nemáme vnější zdroj pro ohřev vzduchu, proto $i_{VZV}=0$.

$$Q_P^P = Q_i^r + i_p + Q_{VZV} = 34300 + 0 + 0 = 34300 \text{ kJ/m}^3 \quad (3.1)$$

3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

U kotlů na plynná paliva neuvažujeme ztrátu hořlavinou v tuhých zbytcích a ztrátu fyzickým teplem tuhých zbytků.

3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalínách

Zvolena z tabulky 6-1 v [1]

$$Z_{CO} = 0,5 \%$$

3.2.2 Ztráta sdílením tepla do okolí

Přepočteme jmenovitý tepelný výkon kotle na parní výkon a odečteme z obrázku 6-1 v [1]

$$M_{pp} = \frac{Q_V}{l_V} = \frac{116300}{2257} = 51,529 \text{ kg/s} \quad (3.2)$$

$$Z_{SO} = 0,525 \%$$

3.2.3 Ztráta citelným teplem spalín

$$Z_K = (100 - Z_C) \cdot \frac{O_{SP od} \cdot C_{SP} \cdot (\vartheta_K - t_{VZ})}{Q_P^P} \quad (3.3)$$

$$Z_K = (100 - 0) \cdot \frac{12,278 \cdot 1,373 \cdot (105 - 30)}{34300} = 3,687 \%$$

Teplota nasávaného vzduchu

$$t_{VZ} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

Množství spalín za kotlem

Pro výpočet použijeme odchozí spaliny z kotle až za odběrem recirkulovaných spalín. Tyto spaliny byly vypočteny ze vztahu (2.13) kde $O_{SP od}=12,278 \text{ m}^3/\text{m}^3$.

Měrné teplo spalín

Teplotu spalín za kotlem ϑ_K volím $105\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pro tuto teplotu odečtu interpolací z Tab. 4 entalpii spalín.

$$c_{SP} = \frac{I_{SP\ od}}{O_{SP\ od} \cdot \vartheta_K} = \frac{1770,72}{12,278 \cdot 105} = 1,373\text{ kJ/m}^3\text{K} \quad (3.4)$$

3.2.4 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_K = 100 - Z_{CO} - Z_{SO} - Z_K = 100 - 0,5 - 0,525 - 3,687 = 95,288\ \% \quad (3.5)$$

3.3 Množství paliva**Jmenovitý tepelný výkon kotle**

$$Q_V = 116300\text{ kJ/s}$$

Množství paliva přivedené do kotle

$$M_P = \frac{Q_V}{Q_P^P \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{116300}{34300 \cdot \frac{95,288}{100}} = 3,558\text{ m}^3/\text{s} \quad (3.6)$$

Skutečně spálené množství paliva

$$M_{PV} = M_P = 3,558\text{ m}^3/\text{s}$$

4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

4.1 Parametry spalovací komory

Objem ohniště

Rozměry spalovací komory jsou dány upraveným výkresem, kde její výška $h=19,2243\text{ m}$, šířka $a=6,408\text{ m}$ a hloubka $b=6,408\text{ m}$. Navíc je potřeba přičíst část objemu díky zešíkmení dna, jehož výška $h_1=0,7397$.

$$V_O = h \cdot a \cdot b + \frac{1}{2} \cdot a \cdot b \cdot h_1 = 804,5841\text{ m}^3 \quad (4.1)$$

$$V_O = 19,2243 \cdot 6,408 \cdot 6,408 + \frac{1}{2} \cdot 6,408 \cdot 6,408 \cdot 0,7397 = 804,584\text{ m}^3$$

Objemové zatížení ohniště

$$q_V = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{V_O} = \frac{3,558 \cdot 34300}{804,584} = 151,695\text{ kW/m}^3 \quad (4.2)$$

Průřezové zatížení ohniště

$$q_f = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{f} = \frac{3,558 \cdot 34,3}{6,408 \cdot 6,408} = 2,972\text{ MW/m}^2 \quad (4.3)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

Pro membránové stěny a výstupní otvory je $x_i=1$, proto je možné rovnici zapsat následovně. Průměr jednoho ze čtyř hořáků $D_h=1000\text{ mm}$.

$$F_{\dot{u}s} = \sum F_i \cdot x_i = (F_{stěn} + F_{dna} + F_{výst} - F_{hoř}) \cdot x_i \quad (4.4)$$

$$F_{\dot{u}s} = (497,497 + 42,143 + 41,062 - 3,142) \cdot 1 = 577,561\text{ m}^2$$

Plocha stěn

$$F_{stěn} = 4 \cdot h \cdot a + h_1 \cdot a = 4 \cdot 19,224 \cdot 6,408 + 0,7397 \cdot 6,408 \quad (4.5)$$

$$F_{stěn} = 497,497\text{ m}^2$$

Plocha dna

$$F_{dna} = \sqrt{0,7397^2 + (0,5 \cdot 6,408)^2} \cdot 2 \cdot 6,408 = 42,143\text{ m}^2 \quad (4.6)$$

Plocha výstupního otvoru

$$F_{výst} = a \cdot b = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062\text{ m}^2 \quad (4.7)$$

Plocha hořáků

$$F_{hoř} = 4 \cdot \pi \cdot \frac{D_h^2}{4} = 4 \cdot \pi \cdot \frac{1^2}{4} = 3,142 \text{ m}^2 \quad (4.8)$$

4.2 Tepelný výpočet ohniště**4.2.1 Teplota spalin na výstupu z ohniště**

Teplotu na konci ohniště nejdříve volíme, a poté za pomoci Excelu její hodnotu zpřesňujeme. Zvolená teplota byla 1089°C . Pro výpočet výhřevných ploch bude použita výsledná teplota ϑ_0 .

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} \Rightarrow \vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (4.9)$$

$$\vartheta_0 = \frac{1768,422 + 273,15}{1 + 0,417 \cdot \left(\frac{0,583}{0,433}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1089,114^\circ\text{C}$$

4.2.2 Součinitel M

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_0 = 0,54 - 0,2 \cdot 0,616 = 0,417 \quad (4.10)$$

Poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene

$$x_0 = x_h + \Delta x = 0,416 + 0,2 = 0,616 \quad (4.11)$$

Oprava Δx pro zvolený přebytek vzduchu v hořáku $\alpha_h = 0,9$. Tato hodnota je zvolena po dohodě s konzultantem.

$$\Delta x = 2 \cdot (1 - \alpha_h) = 2 \cdot (1 - 0,9) = 0,2 \quad (4.12)$$

Poměrná výška hořáků

Kde h_c je celková výška ohniště.

$$x_h = \frac{h_h}{h_c} = \frac{8,3}{19,224 + 0,7397} = 0,416 \quad (4.13)$$

$$h_h = \frac{n_1 \cdot h_h^I + n_2 \cdot h_h^{II} + n_3 \cdot h_h^{III} + n_4 \cdot h_h^{IV}}{n_1 + n_2 + n_3 + n_4} \quad (4.14)$$

$$h_h = \frac{1 \cdot 3,4 + 1 \cdot 4,7 + 1 \cdot 12,25 + 1 \cdot 12,85}{1 + 1 + 1 + 1} = 8,3$$

4.2.3 Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot C}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (4.15)$$

$$B_o = \frac{0,995 \cdot 3,558 \cdot 22,04}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,644 \cdot 577,561 \cdot (1768,422 + 273,15)^3} = 0,433$$

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} = \frac{0,525}{95,288 + 0,525} = 0,995 \quad (4.16)$$

Střední celkové měrné teplo spalin

Pro zvolenou teplotu spalin ϑ_0 si určíme z Tab. 4 entalpii I_0 . Stejně tak pro vypočtenou entalpii I_u si určíme teplotu ϑ_a .

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{I_u - I_0}{\vartheta_a - \vartheta_0} = \frac{35802,301 - 20828,004}{1768,422 - 1089} = 22,04 \text{ kJ/Kg} \cdot K \quad (4.17)$$

4.2.4 Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Teplo neohříváme vnějším zdrojem, ale máme recirkulaci spalin. Recirkulujeme 12 % spalin o teplotě 105 °C. Jejich entalpii odečteme z Tab. 4 pro odchozí spaliny z kotle.

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_C - Z_{fs}}{100 - Z_C} + Q_{VZ} - Q_{VZV} + r \cdot I_{SP od} \quad (4.18)$$

$$I_u = 34300 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 1461,314 - 0 + 0,12 \cdot 1770,720$$

$$I_u = 35802,301 \text{ kJ/m}^3$$

Teplo přivedené do ohniště se vzduchem

Teplota ohřátého vzduchu je zvolena na 110 °C. Entalpie pak odečtena z tabulky Tab. 4.

$$Q_{VZ} = \alpha_0 \cdot I_{VZ min}'' = 1,05 \cdot 1391,728 = 1461,314 \text{ kJ/m}^3 \quad (4.19)$$

4.2.5 Součinitel tepelné efektivnosti stěn

Součinitel zanesení stěn ohniště je pro plyn $\xi=0,65$. Úhlový součinitel určíme z grafu 7-2 v [1]. Kde průměr trubky $d=60 \text{ mm}$ a rozteč trubek $s=72 \text{ mm}$. Pak $x=0,99$.

$$\psi = x \cdot \xi = 0,99 \cdot 0,65 = 0,644 \quad (4.20)$$

4.2.6 Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,474}{0,474 + (1 - 0,474) \cdot 0,644} = 0,583 \quad (4.21)$$

Efektivní stupeň černosti plamene

Pro jednodrostorové ohniště při objemovém zatížení do 400 kW/m³ a pro palivo plyn je součinitel charakterizující podíl objemu ohniště zaplněného svítivou částí plamene $m=0,1$.

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,721 + (1 - 0,1) \cdot 0,446 = 0,474 \quad (4.22)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene

Tlak v ohništi $p=0,1\text{MPa}$ pro kotle bez přetlaku v ohništi.

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_{ns} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,179 \cdot 0,1 \cdot 5,015} = 0,446 \quad (4.23)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

Objemová část tříatomových plynů r_{SP} byla vypočítána v rovnici (2.18). Stejně tak r_{H_2O} v rovnici (2.16).

$$k_{ns} = k_{sp} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (4.24)$$

$$k_{ns} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 5,015}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1089 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,294$$

$$k_{ns} = 1,179 \text{ m} \cdot \text{MPa}$$

Celkový parciální tlak

$$p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,294 = 0,029 \text{ Mpa} \quad (4.25)$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy

Hodnoty vychází z rovnic (4.1) a (4.4), kde $F_{st}=F_{ús}$.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{804,584}{577,561} = 5,015 \text{ m} \quad (4.26)$$

Stupeň černosti svítivé části plamene

$$a_{sv} = 1 - e^{-k_{sv} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,547 \cdot 0,1 \cdot 5,015} = 0,721 \quad (4.27)$$

Součinitel zeslabení sálání svítivé části plamene

$$k_{sv} = k_{sp} \cdot r_{SP} + k_c = 1,179 + 1,368 = 2,547 \text{ m} \cdot \text{MPa} \quad (4.28)$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - \alpha_0) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_0}{1000} - 0,5\right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (4.29)$$

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1089 + 273,15}{1000} - 0,5\right) \cdot 2,859$$

$$k_c = 1,368 \text{ m} \cdot \text{MPa}$$

Podíl obsahu uhlíku a vodíku v původním vzorku paliva

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m H_n = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 94,39 + \frac{2}{6} \cdot 0,35 + \frac{3}{8} \cdot 0,19 + \frac{4}{10} \cdot 0,1\right) \quad (4.30)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 2,859$$

Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_0) = 0,995 \cdot (35802,301 - 20828,004) = 14892,245 \text{ kJ/m}^3 \quad (4.31)$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$\bar{q} = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_u - I_0)}{F_{\text{úš}}} = \frac{0,995 \cdot 3,558 \cdot (35802,301 - 20828,004)}{577,561} \quad (4.32)$$

$$\bar{q} = 91,751 \text{ kW/m}^2$$

5 PARALERNÍ ZAPOJENÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

Pro výpočet bude kotel rozdělen na sedm hlavních oblastí, které jsou charakteristické teplotním spádem spalín. Oblast spalovací komory, oblast šotů, oblast před konvekční plochou, spodní díl konvekční plochy, střední díl konvekční plochy, horní díl konvekční plochy a oblast za konvekční plochou. Oblast šotů a oblasti konvekčních ploch dále obsahují hlavní a vedlejší plochy, jež jsou charakterizované různým teplotním spádem vody. Pro názornější dělení konvekční plochy je Obr. 2.



Obr. 2 Rozdělení konvekční plochy

Množství vody cirkulující v kotli

V tomto zapojení budeme ohřívat vodu z teploty 110 °C a tlaku 2,8 MPa na teplotu 145 °C a tlak 2,5 MPa. Entalpie odečteny z tabulek.

$$M_{NV} = \frac{Q_v}{i_{VV} - i_{NV}} = \frac{116300}{611,888 - 463,298} = 782,687 \text{ kg/s} \quad (5.1)$$

Odhadnutý tlak napájecí vody

Pro první výpočty jsou tlakové ztráty odhadované. Výstupní tlak je zadáný. Ztráty zahrnují membránové stěny spalovací komory, šoty a konvekční plochu.

$$p_{NV} = p_{out} + \Delta p_{mem} + \Delta p_{šot} + \Delta p_{konv} = 2,3 + 0,2 + 0,1 + 0,2 = 2,8 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

5.1 Tlakové ztráty

Výsledné celkové tlakové ztráty zahrnují délkové ztráty a ztráty místních odporů v jednotlivých výhřevných plochách, převáděcích potrubí a ztrátu hydrostatickým tlakem.

$$\Delta p_{celk} = \Delta p_{mem} + \Delta p_{šot} + \Delta p_{konv} + \Delta p_{vst} + \Delta p_{mš} + \Delta p_{šk} + \Delta p_{vys} + \Delta p_h$$

$$\Delta p_{celk} = 61,6 + 5,27 + 100,92 + 31,87 + 7,62 + 16,46 + 16 + 148,48 = 488,225 \text{ kPa}$$

5.1.1 Ztráta hydrostatickým tlakem

Hustota vody je stanovena pro střední teplotu a střední odhadovaný tlak.

$$\Delta p_h = \rho \cdot g \cdot h = 938,12 \cdot 9,81 \cdot 27 = 248,479 \text{ kPa} \quad (5.3)$$

Výška vodního sloupce $h = 27 \text{ m}$

Hustota vody $\rho = 938,12 \text{ kg/m}^3$

5.1.2 Ztráty v membránách

V paralelním řazení teče voda membránami jednou směrem nahoru a poté dolů. Součinitel místního odporu $\zeta=1,6$. Je tvořen ztrátou na vstupu 0,4 a na výstupu 1,2 z trubek membránové stěny.

$$\Delta p_{mem} = 2 \cdot \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{W_V^2}{2} \cdot \frac{1}{v} \quad (5.4)$$

$$\Delta p_{mem} = 2 \cdot \left(1,6 + 0,0234 \cdot \frac{28,89}{0,053} \right) \cdot \frac{2,131^2}{2} \cdot \frac{1}{1,057 \cdot 10^{-3}} = 61598,182 \text{ Pa}$$

Délka potrubí $l = 28,89 \text{ m}$

Střední rychlost vody $W_V = 2,131 \text{ m/s}$

Vnitřní průměr potrubí $d = 0,053 \text{ m}$

Měrný objem vody $v = 1,057 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 191,769 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

Střední drsnost potrubí $k = 0,0001 \text{ m}$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{W_V \cdot d}{\nu} = \frac{2,131 \cdot 0,053}{191,769 \cdot 10^{-9}} = 588941,597 \quad (5.5)$$

Součinitel tření podle Barra (1981)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re}{7} \right)}{Re \cdot \left(1 + \frac{Re^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.6)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,053} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{588941,6}{7} \right)}{588941,6 \cdot \left(1 + \frac{588941,6^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,053} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 6,541$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{6,541} \right)^2 = 0,0234 \quad (5.7)$$

5.1.3 Ztráty v šotech

Délka trubek v šotech je větší jak šířka kanálu. Součinitel místního odporu $\zeta=1,6$. Je tvořen ztrátou na vstupu 0,4 a na výstupu 1,2 z trubek šotů.

$$\Delta p_{\text{šot}} = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{W_V^2}{2} \cdot \frac{1}{v} = \left(1,6 + 0,0235 \cdot \frac{8}{0,053} \right) \cdot \frac{1,478^2}{2} \cdot \frac{1}{1,067 \cdot 10^{-3}} \quad (5.8)$$

$$\Delta p_{\text{šot}} = 5274,511 \text{ Pa}$$

Střední délka potrubí $l = 8 \text{ m}$

Střední rychlost vody $W_V = 1,478 \text{ m/s}$

Vnitřní průměr potrubí $d = 0,053 \text{ m}$

Měrný objem vody $v = 1,067 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 193,468 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

Střední drsnost potrubí $k = 0,0001 \text{ m}$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{W_V \cdot d}{\nu} = \frac{1,478 \cdot 0,053}{193,468 \cdot 10^{-9}} = 404897,348 \quad (5.9)$$

Součinitel tření podle Barra (1981)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re}{7} \right)}{Re \cdot \left(1 + \frac{Re^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.10)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,053} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{404897,35}{7} \right)}{404897,4 \cdot \left(1 + \frac{404897,35^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,053} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 6,521$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{6,521} \right)^2 = 0,0235 \quad (5.11)$$

5.1.4 Ztráty v konvekční ploše

Parametry pro střední část konvekční oblasti a střední délku trubky ve svazku. Součinitel místního odporu $\zeta=3,64$. Je tvořen ztrátou na vstupu 0,4 a na výstupu 1,2 z trubek konvekční plochy. Součinitel dále zahrnuje šest 90° ohybů, z nichž každý má součinitel 0,34.

$$\Delta p_{konv} = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{W_V^2}{2} \cdot \frac{1}{v} \quad (5.12)$$

$$\Delta p_{konv} = \left(3,64 + 0,0288 \cdot \frac{28,664}{0,025} \right) \cdot \frac{2,434^2}{2} \cdot \frac{1}{1,075 \cdot 10^{-3}} = 100919,757 \text{ Pa}$$

Střední délka potrubí $l = 28,664 \text{ m}$

Střední rychlost vody $W_V = 2,434 \text{ m/s}$

Vnitřní průměr potrubí $d = 0,025 \text{ m}$

Měrný objem vody $v = 1,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 194,984 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

Střední drsnost potrubí $k = 0,0001 \text{ m}$

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{W_V \cdot d}{\nu} = \frac{2,434 \cdot 0,025}{194,984 \cdot 10^{-9}} = 312139,047 \quad (5.13)$$

Součinitel tření podle Barra (1981)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re}{7} \right)}{Re \cdot \left(1 + \frac{Re^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.14)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,025} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{312139,05}{7} \right)}{312139 \cdot \left(1 + \frac{312139,05^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,025} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 5,897$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{5,897} \right)^2 = 0,0288 \quad (5.15)$$

5.1.5 Vstupní úsek

Vstupním potrubím do kotle protéká voda o teplotě 110 °C. Samotná vodní trasa je tvořena dvěma potrubími 377×9, z nichž každé má délku 10 m a součinitel místní ztráty $\zeta_2=0,23$, jež je tvořen jedním 90° ohybem. Tato potrubí jsou pak s rozváděcí komorou propojena deseti trubkami 159×7 délkách 1,4 m. Menší potrubí mají součinitel místní ztráty $\zeta_1=2,1$. Ten je tvořen vstupní ztrátou 0,5, výstupní 1,1 a dvěma 90 ° po 0,25.

$$\Delta p_{vst} = \left(\zeta_1 + \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \right) \cdot \frac{W_{V1}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} + \left(\zeta_2 + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \right) \cdot \frac{W_{V2}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} \quad (5.16)$$

$$\Delta p_{vst} = \left(2,1 + 0,018 \cdot \frac{1,4}{0,145} \right) \cdot \frac{4,978^2}{2} \cdot \frac{1}{1,05 \cdot 10^{-3}} + \left(0,23 + 0,015 \cdot \frac{10}{0,359} \right) \cdot \frac{4,060^2}{2} \cdot \frac{1}{1,05 \cdot 10^{-3}}$$

$$\Delta p_{vst} = 31873,001 \text{ Pa}$$

$$\text{Měrný objem vody} \quad v = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 190,5 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Střední drsnost potrubí} \quad k = 0,0001 \text{ m}$$

$$\text{Střední délka potrubí} \quad l_1 = 1,4 \text{ m}$$

$$\text{Střední rychlost vody} \quad W_{V1} = 4,978 \text{ m/s}$$

$$\text{Vnitřní průměr potrubí} \quad d_1 = 0,145 \text{ m}$$

$$\text{Střední délka potrubí} \quad l_2 = 10 \text{ m}$$

$$\text{Střední rychlost vody} \quad W_{V2} = 4,06 \text{ m/s}$$

$$\text{Vnitřní průměr potrubí} \quad d_2 = 0,359 \text{ m}$$

Reynoldsova čísla

$$Re_1 = \frac{W_{V1} \cdot d_1}{\nu} = \frac{4,978 \cdot 0,145}{190,5 \cdot 10^{-9}} = 3788722,221 \quad (5.17)$$

$$Re_2 = \frac{W_{V2} \cdot d_2}{\nu} = \frac{4,06 \cdot 0,359}{190,5 \cdot 10^{-9}} = 7651319,248 \quad (5.18)$$

Součinitele tření podle Barra (1981)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_1} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re_1}{7} \right)}{Re_1 \cdot \left(1 + \frac{Re_1^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d_1} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.19)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,145} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{3788722}{7} \right)}{3788722 \cdot \left(1 + \frac{3788722^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,145} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = 7,439$$

$$\lambda_1 = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{7,439} \right)^2 = 0,0181 \quad (5.20)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_2} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re_2}{7} \right)}{Re_2 \cdot \left(1 + \frac{Re_2^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d_2} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.21)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,359} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{7651319}{7} \right)}{7651319 \cdot \left(1 + \frac{7651319^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,359} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = 8,218$$

$$\lambda_2 = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{8,218} \right)^2 = 0,0148 \quad (5.22)$$

5.1.6 Přechod z membránových stěn do šotů

Je tvořen čtyřmi potrubími 377×9 (po dvou na každé straně kotle) o délce 31,6 m. Potrubím protéká voda o teplotě 126 °C a jeho součinitel místního odporu je $\zeta_I = 2,52$. Odpor je tvořen ztrátou na vstupu 0,4. Na výstupu 0,8. Čtyřmi 90° ohyby po 0,23 a dvěma 45 ° ohyby po 0,2.

$$\Delta p_{mš} = \left(\zeta_1 + \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \right) \cdot \frac{W_{V1}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} \quad (5.23)$$

$$\Delta p_{mš} = \left(2,52 + 0,015 \cdot \frac{31,6}{0,359} \right) \cdot \frac{2,058^2}{2} \cdot \frac{1}{1,065 \cdot 10^{-3}}$$

$$\Delta p_{mš} = 7623,375 \text{ Pa}$$

$$\text{Měrný objem vody} \quad v = 1,065 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 193,107 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Střední drsnost potrubí} \quad k = 0,0001 \text{ m}$$

$$\text{Střední délka potrubí} \quad l_1 = 31,6 \text{ m}$$

$$\text{Střední rychlost vody} \quad W_{V1} = 2,058 \text{ m/s}$$

$$\text{Vnitřní průměr potrubí} \quad d_1 = 0,359 \text{ m}$$

Reynoldsovo číslo

$$Re_1 = \frac{W_{V1} \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,058 \cdot 0,359}{193,107 \cdot 10^{-9}} = 3825659,624 \quad (5.24)$$

Součinitel tření podle Barra (1981)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_1} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re_1}{7} \right)}{Re_1 \cdot \left(1 + \frac{Re_1^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d_1} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.25)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,359} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{3825660}{7} \right)}{3825660 \cdot \left(1 + \frac{3825660^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,359} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = 8,188$$

$$\lambda_1 = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{8,188} \right)^2 = 0,015 \quad (5.26)$$

5.1.7 Přejchod šoty a konvekční plochou

Přejchod je tvořen přímým napojením 8 výstupních komor šotů na dvě sběrné komory 377×20 po stranách kotle. Z druhé strany sběrných komor je připojeno 88 vstupních komor konvekční plochy. Přes sběrnou komoru protéká voda o teplotě 130,162 °C. V samotné sběrné komoře 377×20 se neuvažuje s délkovými ztrátami, jelikož v nich voda neurazí téměř žádnou vzdálenost, počítá se tedy pouze se ztrátami místními odpory ze vstupu 0,5 a výstupu 1,1. Celkový součinitel místního odporu pro tuto sběrnou komoru je $\zeta_1=1,6$.

$$\Delta p_{sk} = \zeta_1 \cdot \frac{W_{V1}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} = 1,6 \cdot \frac{4,688^2}{2} \cdot \frac{1}{1,069 \cdot 10^{-3}} \quad (5.27)$$

$$\Delta p_{sk} = 16459,670 \text{ Pa}$$

$$\text{Měrný objem vody} \quad v = 1,069 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 193,835 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Střední drsnost potrubí} \quad k = 0,0001 \text{ m}$$

$$\text{Střední rychlost vody} \quad W_{V1} = 4,688 \text{ m/s}$$

$$\text{Vnitřní průměr potrubí} \quad d_1 = 0,337 \text{ m}$$

5.1.8 Výstupní potrubí z konvekční plochy

V této soustavě potrubí teče voda již o teplotě 145 °C. Po cestě voda projde přes tři typy potrubí. Z konvekční části přejde přes 88 výstupních komor 108×10 do dvou sběrných komor 324×20 po stranách kotle.

V těchto komorách opět neuvažujeme délkové ztráty, pouze ztráty vstupem a výstupem, jejichž součinitel místního odporu je $\zeta_1=1,1$. Dále se voda dostane přes 2× deset trubek 159×7, jenž jsou třikrát zahnuty s průměrnou délkou 7,6 m do dvou výstupních potrubí 377×9 délky 8,4 m s jedním zahnutím R1500.

Součinitel místního odporu je pro trubku 159×7 pro její ohyby, vstupní a výstupní odpor roven $\zeta_2=2,35$. Součinitel místního odporu pro trubku 377×9 je dán již jedním ohybem a jeho hodnota je $\zeta_3=0,23$.

$$\Delta p_{vys} = \zeta_1 \cdot \frac{W_{V1}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} + \left(\zeta_2 + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \right) \cdot \frac{W_{V2}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} + \left(\zeta_3 + \lambda_3 \cdot \frac{l_3}{d_3} \right) \cdot \frac{W_{V3}^2}{2} \cdot \frac{1}{v} \quad (5.28)$$

$$\Delta p_{vys} = 1,1 \cdot \frac{1,585^2}{2} \cdot \frac{1}{1,084 \cdot 10^{-3}} + \left(2,35 + 0,018 \cdot \frac{7,6}{0,145} \right) \cdot \frac{2,569^2}{2} \cdot \frac{1}{1,084 \cdot 10^{-3}} + \left(0,23 + 0,015 \cdot \frac{8,4}{0,359} \right) \cdot \frac{4,190^2}{2} \cdot \frac{1}{1,084 \cdot 10^{-3}}$$

$$\Delta p_{vys} = 15996,789 \text{ Pa}$$

$$\text{Měrný objem vody} \quad v = 1,084 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 196,604 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Střední drsnost potrubí} \quad k = 0,0001 \text{ m}$$

$$\text{Střední rychlost vody} \quad W_{V1} = 1,585 \text{ m/s}$$

$$\text{Vnitřní průměr potrubí} \quad d_1 = 0,088 \text{ m}$$

$$\text{Střední délka potrubí} \quad l_2 = 7,6 \text{ m}$$

$$\text{Střední rychlost vody} \quad W_{V2} = 2,569 \text{ m/s}$$

Vnitřní průměr potrubí $d_2 = 0,145 \text{ m}$

Střední délka potrubí $l_3 = 8,4 \text{ m}$

Střední rychlost vody $W_{V3} = 4,190 \text{ m/s}$

Vnitřní průměr potrubí $d_3 = 0,359 \text{ m}$

Reynoldsova čísla

$$Re_2 = \frac{W_{V2} \cdot d_2}{\nu} = \frac{2,569 \cdot 0,145}{196,604 \cdot 10^{-9}} = 1894361,110 \quad (5.29)$$

$$Re_3 = \frac{W_{V3} \cdot d_3}{\nu} = \frac{4,19 \cdot 0,359}{196,604 \cdot 10^{-9}} = 7651319,248 \quad (5.30)$$

Součinitele tření podle Barra (1981)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_2} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re_2}{7} \right)}{Re_2 \cdot \left(1 + \frac{Re_2^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d_2} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.31)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,145} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{1894361}{7} \right)}{1894361 \cdot \left(1 + \frac{1894361^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,145} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} = 7,417$$

$$\lambda_2 = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda_2}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{7,439} \right)^2 = 0,018 \quad (5.32)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_3}} = -2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7 \cdot d_3} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{Re_3}{7} \right)}{Re_3 \cdot \left(1 + \frac{Re_3^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{k}{d_3} \right)^{0,7} \right)} \right) \quad (5.33)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_3}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0,0001}{3,7 \cdot 0,359} + \frac{4,518 \cdot \log \left(\frac{7651319}{7} \right)}{7651319 \cdot \left(1 + \frac{7651319^{0,52}}{29} \cdot \left(\frac{0,0001}{0,359} \right)^{0,7} \right)} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_3}} = 8,218$$

$$\lambda_3 = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda_3}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{8,218} \right)^2 = 0,015 \quad (5.34)$$

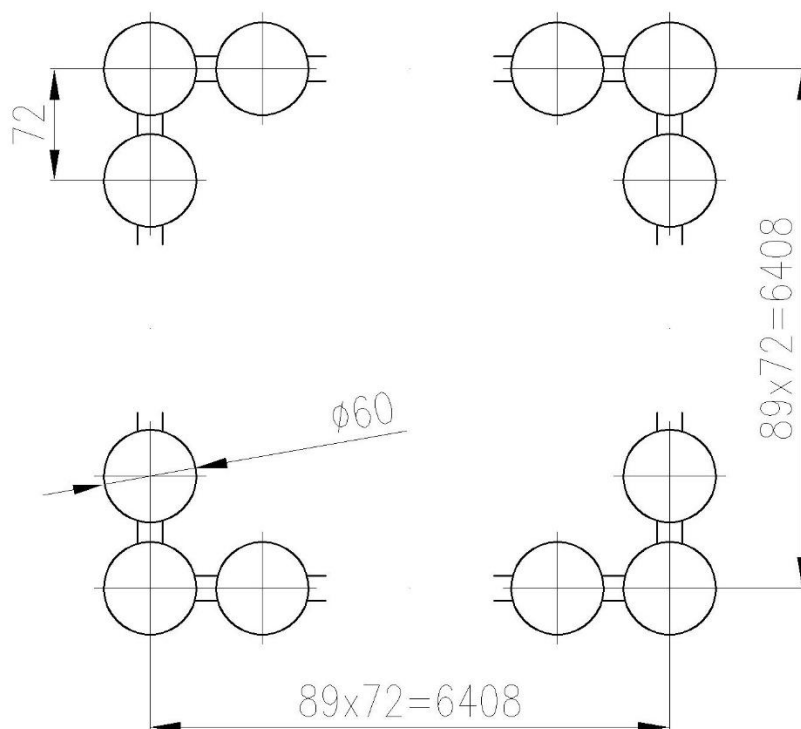
6 PARALERNÍ ZAPOJENÍ - OBLAST SPALOVACÍ KOMORY

Membránové stěny ve spalovací komoře jsou rozděleny na dvě části. Přední a zadní stěnu, do které vtéká napájecí voda o teplotě 110 °C a poté boční stěny ze kterých voda přechází do šotů.

Rozměry spalovací komory

Rozměry jsou již uvedeny v kapitole 4.1.

Parametry membránové stěny



Obr. 3 Parametry membránové stěny

Vnější průměr trubky	$D = 0,06 \text{ m}$
Vnitřní průměr trubky	$d = 0,053 \text{ m}$
Tloušťka stěny trubky	$t_{tr} = 0,0035 \text{ m}$
Příčná rozteč	$S_1 = 0 \text{ m}$
Podélná rozteč	$S_2 = 0,072 \text{ m}$
Počet trubek v jedné stěně	$n_{tr\ 1} = 88$

Teplo odevzdané ve spalovací komoře

Součinitel uchování tepla byl počítán již dříve ve vztahu (4.16). Rozdíl entalpií je pro teoretickou teplotu v ohništi a teplotu na konci ohniště.

$$Q_O = \varphi \cdot (I_u - I_0) = 0,995 \cdot (35802,301 - 20828,004) = 14892,245 \text{ kJ/m}^3 \quad (6.1)$$

Teplo odevzdané do přední a zadní stěny

Toto teplo je stejné jako teplo v bočních stěnách.

$$Q_B = Q_{PZ} = \frac{Q_O}{2} = \frac{14892,245}{2} = 7446,123 \text{ kJ/m}^3 \quad (6.2)$$

Parametry výstupní vody z přední a zadní stěny

Entalpie výstupní vody

$$i_{PZ \text{ out}} = \frac{Q_{PZ} \cdot M_{PV}}{M_{NV}} + i_{NV} = \frac{7446,123 \cdot 3,558}{782,687} + 463,298 = 497,150 \text{ kJ/m}^3 \quad (6.3)$$

Tlak výstupní vody $p_{PZ \text{ out}} = 2,8 - \frac{0,2}{2} = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota výstupní vody $t_{PZ \text{ out}} = 118,026 \text{ }^\circ\text{C}$

Parametry vstupní vody do bočních stěn

Tlak, teplota i entalpie byly zvoleny stejné jako ve výstupu z předchozí plochy.

Tlak vstupní vody $p_{B \text{ in}} = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota vstupné vody $t_{B \text{ in}} = 118,026 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie vstupné vody $i_{B \text{ in}} = 497,150 \text{ kJ/kg}$

Parametry výstupní vody z bočních stěn

Entalpie výstupní vody

$$i_{B \text{ out}} = \frac{Q_B \cdot M_{PV}}{M_{NV}} + i_{B \text{ in}} = \frac{7446,123 \cdot 3,558}{782,687} + 497,150 = 531,003 \text{ kJ/m}^3 \quad (6.4)$$

Tlak výstupní vody $p_{B \text{ out}} = 2,6 \text{ MPa}$

Teplota výstupní vody $t_{B \text{ out}} = 126,024 \text{ }^\circ\text{C}$

7 PARALERNÍ ZAPOJENÍ - OBLAST ŠOTŮ

V tomto prostoru máme šoty, ale musíme také uvažovat s doplňkovou plochou stěn, jenž je tvořena membránami pokračujícími ze spalovací komory. Každá z těchto ploch má jiné parametry vody. Tepelný spád spalin je však společný.

Rozměry oblasti šotů

Hloubka $A = 6,408 \text{ m}$

Šířka $B = 6,408 \text{ m}$

Výška $C = 2,79 \text{ m}$



Obr. 4 Rozměry šotové oblasti

7.1.1 Parametry spalin

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

Vstupní teplota $t_{SP \text{ in}} = 1089,114 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Vstupní entalpie $I_{SP \text{ in}} = 20828,004 \text{ kJ/m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP \text{ out}} = 880,84 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Výstupní entalpie $I_{SP \text{ out}} = 16428,63 \text{ kJ/m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{1089,113 + 880,84}{2} = 984,987 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.1)$$

Průtočný průřez spalín

$$F_{SP} = A \cdot B - n_d \cdot D \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 - 8 \cdot 0,06 \cdot 6,408 = 37,987 \text{ m}^2 \quad (7.2)$$

Rychlost spalín

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP} r}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,558 \cdot 12,342}{37,987} \cdot \left(1 - \frac{984,987}{273}\right) \quad (7.3)$$

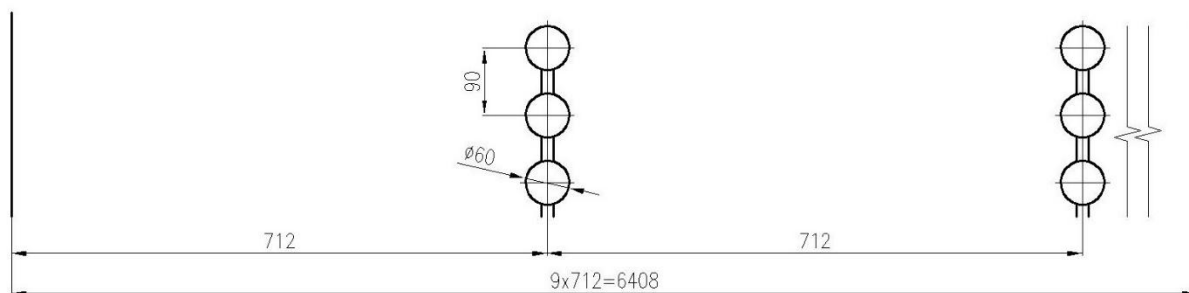
$$W_{SP} = 5,327 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalín pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 175,545 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,114 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,612$

7.2 Šoty**Parametry desek**

Obr. 5 Parametry desek šotů

Obr. 5 je v měřítku pro znázornění velkých rozestupů mezi deskami. Obrázek vychází z řezu A-A, znázorněném v Obr. 4. Z pevnostních důvodů jsou trubky svařeny do desek. Mezi trubky je vložen plocháč 6×30.

Vnější průměr trubky $D = 0,06 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky $d = 0,053 \text{ m}$

Tloušťka stěny trubky $t_{tr} = 0,0035 \text{ m}$

Příčná rozteč $S_1 = 0,712 \text{ m}$

Podélná rozteč $S_2 = 0,09 \text{ m}$

Počet desek $n_d = 8$

Délka trubek $l = 6,408 \text{ m}$

Počet trubek v jedné desce $n_{tr\ 1} = 32$

7.2.1 Parametry média

Zde byl nejdříve zvolen přírůstek výstupní teploty vody a nakonec byl upřesněn na hodnotu 4,138 °C.

Vstupní teplota $t_{V\ in} = 126,024\ ^\circ\text{C}$

Vstupní entalpie $i_{V\ in} = 531,003\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Vstupní tlak $p_{V\ in} = 2,6\ \text{MPa}$

Výstupní teplota $t_{V\ out} = 130,162\ ^\circ\text{C}$

Výstupní entalpie $i_{V\ out} = 548,587\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Vstupní tlak $p_{V\ out} = 2,5\ \text{MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{126,024 + 130,162}{2} = 128,093\ ^\circ\text{C} \quad (7.4)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,6 + 2,5}{2} = 2,55\ \text{MPa} \quad (7.5)$$

Průtočný průřez média

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_d \cdot n_{tr\ 1} = \frac{\pi \cdot 0,053^2}{4} \cdot 8 \cdot 32 = 0,565\ \text{m}^2 \quad (7.6)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{782,687}{0,565} \cdot 1,067 \cdot 10^{-3} = 1,478\ \text{m}/\text{s} \quad (7.7)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 193,468 \cdot 10^{-9}\ \text{m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,688\ \text{W}/\text{mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,14$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 181,4 \cdot 10^{-6}\ \text{Ns}/\text{m}^2$

Měrný objem $v = 1,067 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}$

7.2.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u šotů

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k_{př} = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,př}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{73,731} + \frac{1}{9631,153}} = 62,195 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

$$\alpha_{1,př} = \omega \cdot (\alpha_{k,př} + \alpha_{s,d}) = 0,95 \cdot (38,957 + 38,655) = 73,731 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.9)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 0,95$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné proudění

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.10)$$

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,912 \cdot \frac{0,115}{0,06} \cdot \left(\frac{5,327 \cdot 0,06}{175,545 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,611^{0,33}$$

$$\alpha_{k,př} = 38,957 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Korekce

Pro počet podélných řad $n_{tr1}=32$ je $c_z=1$. Z podmínky poměrných roztečí se za σ_1 místo 11,867 dosadí $\sigma_1=3$.

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,5}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.11)$$

$$c_s = 0,912$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{D} = \frac{0,712}{0,06} = 11,867 \quad (7.12)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{0,09}{0,06} = 1,5 \quad (7.13)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_{s,d} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (7.14)$$

$$\alpha_{s,d} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,255 \cdot (985 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{426,243}{985 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{426,243}{985 + 273,15}}$$

$$\alpha_{s,d} = 38,655 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,295} = 0,255 \quad (7.15)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 10,706 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,938 = 0,295 \quad (7.16)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (7.17)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,938}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{984,977 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 10,706 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{l} + \frac{1}{s_1} + \frac{1}{c}} = \frac{1,8}{\frac{1}{6,408} + \frac{1}{0,712} + \frac{1}{2,79}} = 0,938 \text{ m} \quad (7.18)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 128,093 + 273,15 + 25 = 426,243 \text{ K} \quad (7.19)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.20)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,053} \cdot \left(\frac{1,478 \cdot 0,053}{193,468 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

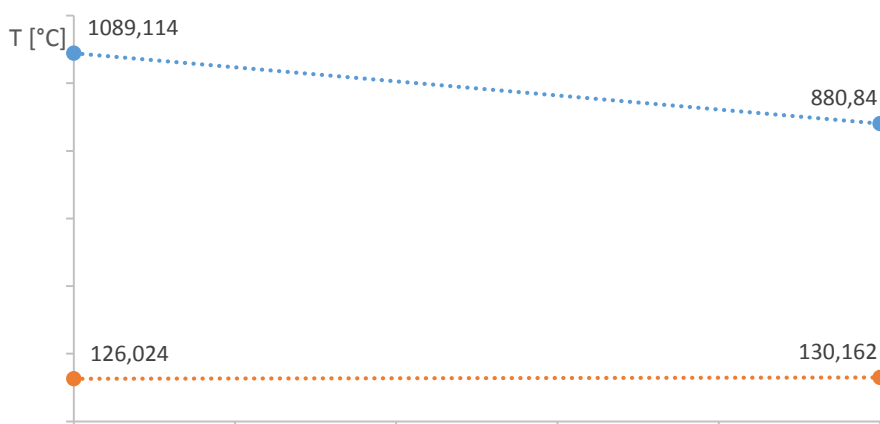
$$\alpha_2 = 9631,153 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{963,09 - 750,678}{\ln \frac{903,09}{750,678}} = 852,478 \text{ °C} \quad (7.21)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 1089,114 - 126,024 = 963,09 \text{ °C} \quad (7.22)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 880,84 - 130,162 = 750,678 \text{ °C} \quad (7.23)$$



Obr. 6 Teplotní spád šotů

7.2.4 Výhřevná plocha šotů

Úhlový součinitel desek $x=0,75$ pro poměr $S_2/D=1,5$.

$$S = n_d \cdot S_{1d} \cdot x = 8 \cdot 36,53 \cdot 0,75 = 219,154 \text{ m}^2 \quad (7.24)$$

Plocha jedné desky

$$S_{1d} = 2 \cdot l \cdot (C + D) = 2 \cdot 6,408 \cdot (2,79 + 0,06) = 36,53 \text{ m}^2 \quad (7.25)$$

7.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{\dot{s}} = \frac{k_{pr} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{62,195 \cdot 852,478 \cdot 219,154}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (7.26)$$

$$Q_{\dot{s}} = 3265,432 \text{ kJ/m}^3$$

7.3 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry membránové stěny

Parametry odpovídají spalovací komoře v kapitole 6, ale nacházíme se v oblasti šotů s jejími výškovými rozměry.

Parametry média

Vstupní i výstupní parametry jsou shodné, proto tyto hodnoty můžeme považovat i za střední.

$$\text{Střední teplota} \quad \bar{t}_V = 118,026 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Střední tlak} \quad \bar{p}_V = 2,7 \text{ MPa}$$

Průtočný průřez média

Voda protéká v paralelním zapojení polovinou trubek směrem vzhůru a polovinou trubek směrem dolů.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot n_{tr1} = \frac{\pi \cdot 0,053^2}{4} \cdot 2 \cdot 88 = 0,388 \text{ m}^2 \quad (7.27)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{782,687}{0,388} \cdot 1,057 \cdot 10^{-3} = 2,131 \text{ m/s} \quad (7.28)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = \mu \cdot v = 191,769 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,688 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 1,14$$

$$\text{Součinitel dynamické viskozity} \quad \mu = 181,4 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Měrný objem} \quad v = 1,057 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

7.3.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy v prostoru šotů

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi_{d,i}=0,85$.

$$k_{d,i} = \psi_{d,i} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,d,i}} + \frac{1}{\alpha_{2,i}}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{53,538} + \frac{1}{12997,509}} = 45,320 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.29)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_{1,d,i} = \alpha_{k,d,i} + \alpha_{s,i} = 15,279 + 38,258 = 53,538 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.30)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Musíme zavést opravu poměrné délky $c_l=1,9$ pro poměr $l/d_e=2,336$.

$$\alpha_{k,d,i} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.31)$$

$$\alpha_{k,d,i} = 0,023 \cdot \frac{0,115}{1,195} \cdot \left(\frac{5,327 \cdot 1,195}{175,545 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,611^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,d,i} = 15,279 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 37,987}{127,2} = 1,195 \text{ m} \quad (7.32)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot A \cdot (n_d + 1) + 2 \cdot (B - n_d \cdot D) \quad (7.33)$$

$$O = 2 \cdot 6,408 \cdot (8 + 1) + 2 \cdot (6,408 - 8 \cdot 0,06) = 127,2 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

Spočítán ve vztahu (7.2), kde $F_{SP}=37,987 \text{ m}^2$.

Poměr l/d_e

$$\frac{l}{d_e} = \frac{C}{d_e} = \frac{2,79}{1,195} = 2,336 \quad (7.34)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Hodnoty jsou stejné jako v případě šotů. Liší se jen teplota vnějšího povrchu nánosů.

$$\alpha_{s,i} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (7.35)$$

$$\alpha_{s,i} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,255 \cdot (985 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{416,176}{985 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{416,176}{985 + 273,15}}$$

$$\alpha_{s,i} = 38,258 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 118,026 + 273,15 + 25 = 416,176 \text{ K} \quad (7.36)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_{2,i} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.37)$$

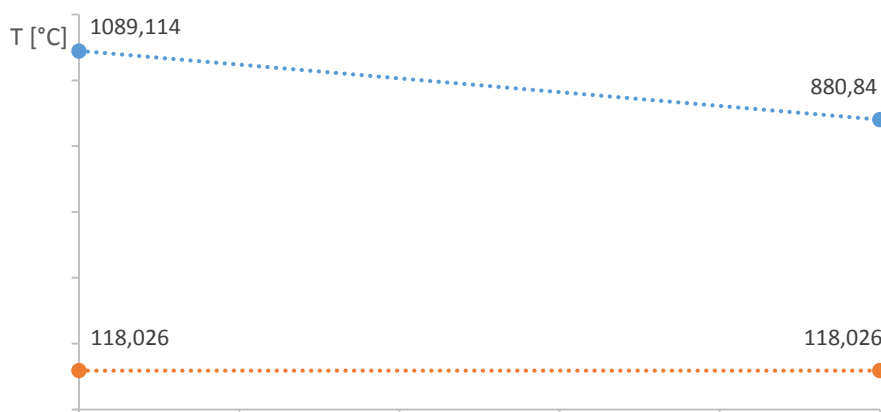
$$\alpha_{2,i} = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,053} \cdot \left(\frac{2,131 \cdot 0,053}{191,77 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 12997,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

7.3.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{971,087 - 762,814}{\ln \frac{971,087}{762,814}} = 862,765 \text{ °C} \quad (7.38)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 1089,114 - 118,026 = 971,087 \text{ °C} \quad (7.39)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 880,84 - 118,026 = 762,814 \text{ °C} \quad (7.40)$$



Obr. 7 Teplotní spád membránové stěny v šotové oblasti

7.3.3 Výhřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 2,79 = 71,513 \text{ m}^2 \quad (7.41)$$

7.3.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{\dot{s}_{dop}} = \frac{k_{d,i} \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{45,320 \cdot 862,765 \cdot 71,513}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (7.42)$$

$$Q_{\dot{s}_{dop}} = 785,818 \text{ kJ/m}^3$$

7.4 Teplo odevzdané sáláním z ohniště

7.4.1 Teplo zachycené v prostoru šotové oblasti

$$Q_{s,dp} = \frac{q_o \cdot F_o - q_{sv} \cdot F_{sv}}{M_{PV}} = \frac{32,801 \cdot 41,062 - 4,722 \cdot 41,062}{3,558} \quad (7.43)$$

$$Q_{s,dp} = 324,031 \text{ kJ/m}^3$$

Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště

Součinitel podílu tepelného toku výstupním průřezem a tepelného toku do stěn v místě výstupního průřezu $\delta=0,65$, součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště $y_h=0,55$ a střední zatížení ohniště je $91,751 \text{ kW/m}^2$ z (4.32).

$$q_o = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} = 0,65 \cdot 0,55 \cdot 91,751 = 32,801 \text{ kW/m}^2 \quad (7.44)$$

Výstupní průřez spalovací komory

$$F_O = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (7.45)$$

Výstupní průřez deskového přehříváku

$$F_{SV} = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (7.46)$$

Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem deskového přehříváku

Součinitel tepelné efektivnosti svazku pro spalování plynu $\psi_{SV}=0,7$. Stupeň černosti $a=0,255$ určen ve vztahu (7.15).

$$q_{SV}=q_m \cdot \frac{F_O}{F_{SV}} \cdot (1-a) \cdot \varphi_{O-SV} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{SV} \cdot a \cdot \left(\frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{100} \right)^4 \quad (7.47)$$

$$q_{SV}=50,463 \cdot \frac{41,1}{41,1} \cdot (1-0,26) \cdot 0,13 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 0,26 \cdot \left(\frac{985 + 273}{100} \right)^4$$

$$q_{SV}=4,722 \text{ kW/m}^2$$

Hustota tepelného toku do stěn v místě výstupního průřezu z ohniště

$$q_m = y_h \cdot \bar{q} = 0,55 \cdot 91,751 = 50,463 \text{ kW/m}^2 \quad (7.48)$$

Úhlový součinitel ohniště

$$\varphi_{O-SV} = \sqrt{\left(\frac{C}{S_1} \right)^2 + 1} - \frac{C}{S_1} = \sqrt{\left(\frac{2,79}{0,712} \right)^2 + 1} - \frac{2,79}{0,712} = 0,126 \quad (7.49)$$

7.4.2 Teplo zachycené jednotlivými plochami

Plochy již známe z předchozích výpočtů ve vztazích (7.24) a (7.41).

Teplo zachycené šoty

$$Q_{s,d} = \frac{S}{S + S_d} \cdot Q_{s,dp} = \frac{219,154}{219,154 + 71,513} \cdot 324,031 = 244,309 \text{ kJ/m}^3 \quad (7.50)$$

Teplo zachycené membránou

$$Q_{s,i} = \frac{S_i}{S + S_d} \cdot Q_{s,dp} = \frac{71,513}{219,154 + 71,513} \cdot 324,031 = 79,722 \text{ kJ/m}^3 \quad (7.51)$$

Kontrola

$$Q_{s,dp} = Q_{s,d} + \sum Q_{s,i} = 244,309 + 79,722 = 324,031 \text{ kJ/m}^3 \quad (7.52)$$

7.4.3 Sálavé teplo z ohniště

$$Q_{SO} = \frac{q_o \cdot F_o}{M_{PV}} = \frac{32,801 \cdot 41,062}{3,558} = 378,515 \text{ kJ/m}^3 \quad (7.53)$$

7.5 Tepelná bilance oblasti šotů

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,00028 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_{\xi} + Q_{\xi \text{ dop}} + Q_{s,dp} = 3265,432 + 785,818 + 324,031 \\ Q_k &= 4375,268 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned} \quad (7.54)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$\begin{aligned} Q_{SP} &= \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (20828,004 - 16428,630) \\ Q_{SP} &= 4375,268 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned} \quad (7.55)$$

Rovnice tepelné bilance na straně vody

Tímto vztahem si ověříme platnost zvoleného přírůstku teploty vody v šotech. Entalpii Δi odpovídá přírůstek teploty 4,138 °C. O tuto teplotu se ohřeje voda v šotech.

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot Q_k = \frac{3,558}{782,687} \cdot 4378,281 = 19,891 \text{ kJ/m}^3 \quad (7.56)$$

8 PARALERNÍ ZAPOJENÍ – OBLAST PŘED KONVEKČNÍ PLOCHOU

V tomto prostoru máme pouze krátký úsek membránové stěny. Proto byly spaliny vychlazený o zhruba 13 °C. Navíc zde ještě uvažujeme s teplem vysálaným za šoty.

Parametry membránové stěny

Parametry membránové stěny odpovídají spalovací komoře v kapitole 6.

Rozměry oblasti

Hloubka $A = 6,408 \text{ m}$

Šířka $B = 6,408 \text{ m}$

Výška $C = 1 \text{ m}$

8.1 Parametry spalin a média

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

Vstupní teplota $t_{SP \text{ in}} = 880,840 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $I_{SP \text{ in}} = 16428,630 \text{ kJ/m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP \text{ out}} = 867,443 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $I_{SP \text{ out}} = 16154,649 \text{ kJ/m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{880,840 + 867,443}{2} = 874,142 \text{ °C} \quad (8.1)$$

Průtočný průřez spalin

$$F_{SP} = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (8.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,558 \cdot 12,342}{41,062} \cdot \left(1 - \frac{874,142}{273}\right) \quad (8.3)$$

$$W_{SP} = 4,49 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 150,057 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,104 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,623$

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 7.3.

8.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{47,262} + \frac{1}{12997,509}} = 40,027 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (8.4)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 9,832 + 37,43 = 47,262 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (8.5)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Musíme zavést opravu poměrné délky $c_l=1,9$ pro poměr $l/d_e=0,156$.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (8.6)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,103}{6,408} \cdot \left(\frac{4,494 \cdot 6,408}{150,057 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,623^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 9,832 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 41,062}{25,632} = 6,408 \text{ m} \quad (8.7)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 4 \cdot A = 4 \cdot 6,408 = 25,632 \text{ m} \quad (8.8)$$

Světlý průřez kanálu

Spočítán ve vztahu (8.2), kde $F_{SP}=41,062 \text{ m}^2$.

Poměr l/d_e

$$\frac{l}{d_e} = \frac{C}{d_e} = \frac{1}{6,408} = 0,156 \quad (8.9)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (8.10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,316 \cdot (874 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{416,176}{874 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{416,176}{874 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 37,430 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,38} = 0,316 \quad (8.11)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 9,432 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 1,372 = 0,380 \quad (8.12)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (8.13)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{874,142 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 9,432 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{6,408 \cdot 6,408 \cdot 1}{107,757} = 1,372 \text{ m} \quad (8.14)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot A \cdot B + 4 \cdot B \cdot C = 2 \cdot 6,408 \cdot 6,408 + 4 \cdot 6,408 \cdot 1 = 107,757 \text{ m}^2 \quad (8.15)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 118,026 + 273,15 + 25 = 416,176 \text{ K} \quad (8.16)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

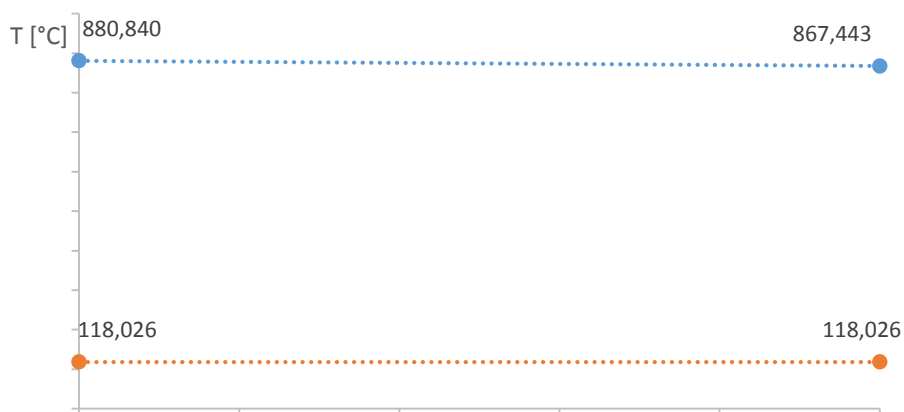
Stejný jako ve vztahu (7.37), kde $\alpha_2 = 12997,509 \text{ W/m}^2\text{K}$.

8.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{762,814 - 749,417}{\ln \frac{762,814}{749,417}} = 756,096 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.17)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 880,840 - 118,026 = 762,814 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.18)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 867,443 - 118,026 = 749,417 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.19)$$



Obr. 8 Teplotní spád v oblasti před konvekční plochou

8.4 Výhřevná plocha membrány

$$S = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 1 = 25,632 \text{ m}^2 \quad (8.20)$$

8.5 Tepelná bilance

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,00142 %, což je v dovolené toleranci 2 %. Voda by se v této oblasti ohřála o $1,2 \text{ kJ/m}^3$, což je zanedbatelná hodnota.

Rovnice sdílení tepla

Zde musíme přidat zbytek tepla vysátého za šoty.

$$Q_k = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} + (Q_{SO} - Q_{s,dp}) \quad (8.21)$$

$$Q_k = \frac{40,025 \cdot 756,096 \cdot 25,632}{3,558} \cdot 10^{-3} + (378,515 - 324,031)$$

$$Q_k = 272,476 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (16428,630 - 16154,649) \quad (8.22)$$

$$Q_{SP} = 272,480 \text{ kJ/m}^3$$

9 PARALELNÍ ZAPOJENÍ – SPODNÍ ČÁST KONVEKČNÍ PLOCHY

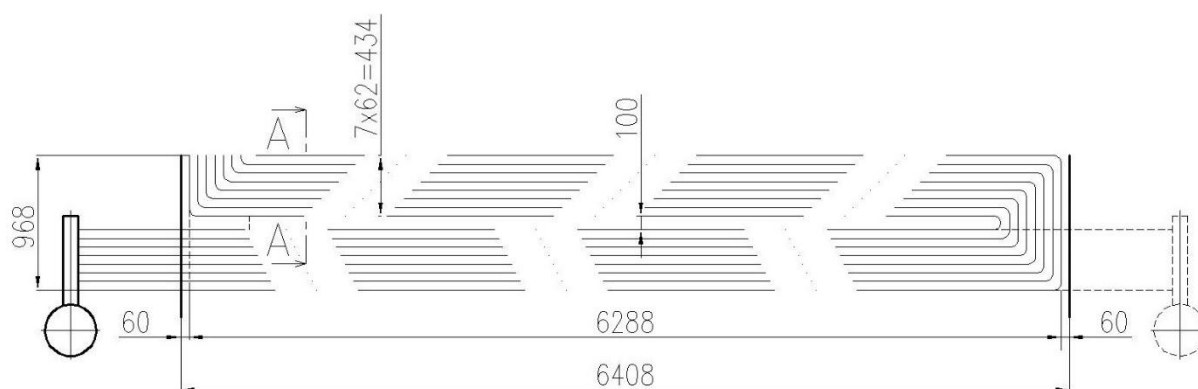
Tato část konvekční plochy obsahuje desky z holých trubek, které jsou příčně obtékány.

Rozměry oblasti

Hloubka $A = 6,408 \text{ m}$

Šířka $B = 6,408 \text{ m}$

Výška $C = 0,968 \text{ m}$



Obr. 9 Rozměry spodní konvekční plochy

9.1.1 Parametry spalin

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

Vstupní teplota $t_{SP \text{ in}} = 867,443 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $I_{SP \text{ in}} = 16154,649 \text{ kJ/m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP \text{ out}} = 544,869 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $I_{SP \text{ out}} = 9754,1 \text{ kJ/m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{867,443 + 544,869}{2} = 706,156 \text{ °C} \quad (9.1)$$

Průtočný průřez spalin

Trubky neprochází celou šíří kanálu.

$$F_{SP} = A \cdot B - n_d \cdot D \cdot l = 6,408 \cdot 6,408 - 88 \cdot 0,032 \cdot 6,348 = 23,186 \text{ m}^2 \quad (9.2)$$

Rychlost spalín

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP} r}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,558 \cdot 12,342}{23,186} \cdot \left(1 - \frac{706,156}{273}\right) \quad (9.3)$$

$$W_{SP} = 6,794 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalín pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 115,293 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,088 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,639$

9.2 Spodní konvekční část**Parametry desek**

Vnější průměr trubky $D = 0,032 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky $d = 0,025 \text{ m}$

Tloušťka stěny trubky $t_{tr} = 0,0035 \text{ m}$

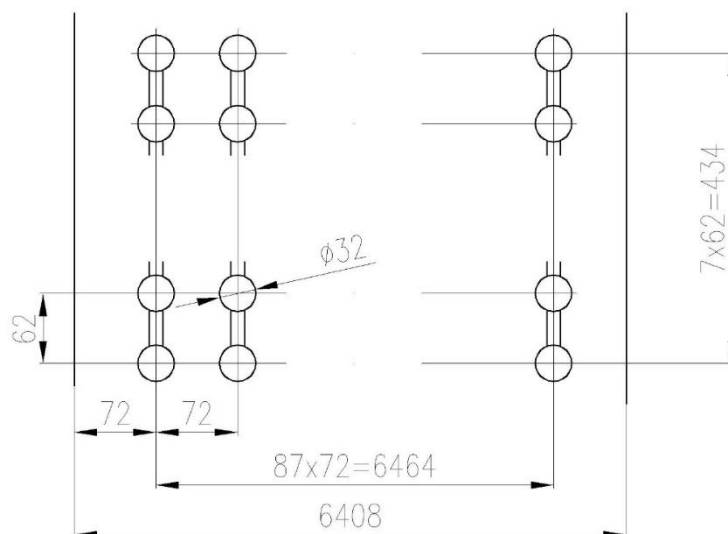
Příčná rozteč $S_1 = 0,072 \text{ m}$

Podélná rozteč $S_2 = 0,062 \text{ m}$

Počet desek $n_d = 88$

Délka trubek $l = 6,348 \text{ m}$

Počet trubek v jedné desce $n_{tr\ 1} = 8$



Obr. 10 Rozměry a rozložení trubek ve spodní konvekční části

Obr. 10 vychází z řezu znázorněného na Obr. 9. Trubky jsou svařeny v desky.

9.2.1 Parametry média

Zde byl nejdříve zvolen přírůstek výstupní teploty vody a nakonec byl upřesněn na hodnotu 6,325 °C.

Vstupní teplota $t_{V in} = 130,162 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $i_{V in} = 548,587 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V in} = 2,5 \text{ MPa}$

Výstupní teplota $t_{V out} = 136,487 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $i_{V out} = 575,5 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V out} = 2,4 \text{ MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V in} + t_{V out}}{2} = \frac{130,162 + 136,487}{2} = 133,324 \text{ °C} \quad (9.4)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V in} + p_{V out}}{2} = \frac{2,5 + 2,4}{2} = 2,45 \text{ MPa} \quad (9.5)$$

Průtočný průřez média

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_d \cdot n_{tr 1} = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 88 \cdot 8 = 0,346 \text{ m}^2 \quad (9.6)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{782,687}{0,346} \cdot 1,072 \cdot 10^{-3} = 2,427 \text{ m/s} \quad (9.7)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 194,402 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,688 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,14$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 181,4 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

Měrný objem $v = 1,072 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

9.2.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{74,354} + \frac{1}{16581,228}} = 62,919 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (9.8)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (64,003 + 10,351) = 74,354 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (9.9)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné proudění

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.10)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,088}{0,032} \cdot \left(\frac{6,794 \cdot 0,032}{115,293 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,639^{0,33}$$

$$\alpha_k = 64,003 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Korekce

Pro počet podélných řad $z_2=2 \cdot 8=16$ je $c_z=1$.

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (9.11)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 2,25 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,938}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{D} = \frac{0,072}{0,032} = 2,25 \quad (9.12)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{0,062}{0,032} = 1,938 \quad (9.13)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (9.14)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,127 \cdot (706 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{431,474}{706 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{431,474}{706 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 10,351 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,136} = 0,127 \quad (9.15)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 35,243 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,131 = 0,136 \quad (9.16)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (9.17)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,131}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{706,156 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 35,238 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,072 \cdot 0,062}{0,032^2} - 1 \right) \quad (9.18)$$

$$s = 0,131 \text{ m}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 133,324 + 273,15 + 25 = 431,474 \text{ K} \quad (9.19)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.20)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,025} \cdot \left(\frac{2,427 \cdot 0,025}{194,402 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

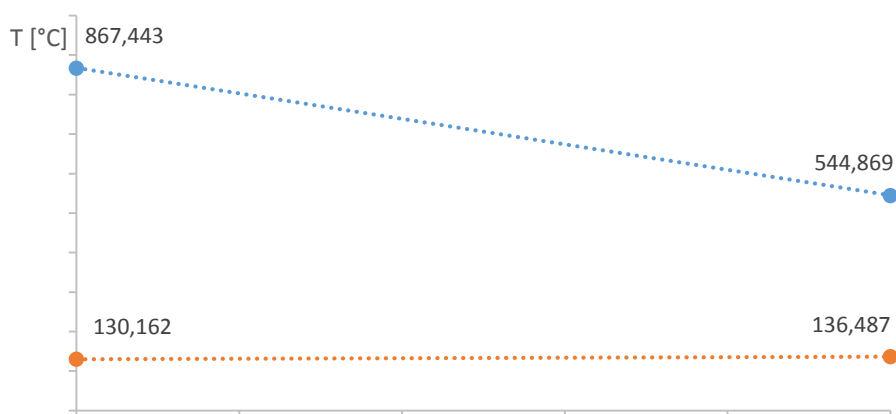
$$\alpha_2 = 16581,228 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

9.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{737,281 - 408,382}{\ln \frac{737,281}{408,382}} = 556,733^\circ \text{C} \quad (9.21)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 867,443 - 130,162 = 737,281^\circ \text{C} \quad (9.22)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 544,869 - 136,487 = 408,382^\circ \text{C} \quad (9.23)$$



Obr. 11 Teplotní spád spodní části konvekční plochy

9.2.4 Výhřevná plocha desek spodní konvekční části

Úhlový součinitel desek $x=0,61$ pro poměr $S_2/D=1,938$.

$$S = n_d \cdot S_{1d} \cdot x = 88 \cdot 11,83 \cdot 0,61 = 635,178 \text{ m}^2 \quad (9.24)$$

Plocha jedné desky

Samotná deska je složena ze dvou svazků, které jsou jednou zakrouceny. Její šířka $\check{s}=434\text{ mm}$.

$$S_{1d} = 2 \cdot l \cdot (\check{s} + D) \cdot 2 = 2 \cdot 6,348 \cdot (0,434 + 0,032) \cdot 2 = 11,83\text{ m}^2 \quad (9.25)$$

9.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_T = \frac{k_{př} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{62,919 \cdot 556,733 \cdot 635,178}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (9.26)$$

$$Q_T = 6252,781\text{ kJ/m}^3$$

9.3 Doplnková plocha – membránová stěna**Parametry doplňkové plochy**

Doplňková plocha je tvořena stejnou membránovou stěnou, jaká je ve spalovací komoře v kapitole 6, ale nacházíme se ve spodní oblasti konvekční plochy s jejími výškovými rozměry.

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 7.3.

9.3.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{33,269} + \frac{1}{12997,509}} = 28,206\text{ W/m}^2\text{K} \quad (9.27)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 23,131 + 10,137 = 33,269\text{ W/m}^2\text{K} \quad (9.28)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Musíme zavést opravu poměrné délky $c_l=1,26$ pro poměr $l/d_e=11,928$.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.29)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,088}{0,081} \cdot \left(\frac{6,794 \cdot 0,081}{115,293 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,639^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,26 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 23,131\text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 23,186}{1142,88} = 0,081 \text{ m} \quad (9.30)$$

Obvod průřezu kanálu

Díky tomu, že desky neprochází oběma konci membránovou stěnou, vzniká na jejich konci nová plocha a na výpočet obvodu nemá vliv jejich průnik stěnou.

$$O = 2 \cdot l \cdot n_d + 4 \cdot B \quad (9.31)$$

$$O = 2 \cdot 6,348 \cdot 88 + 4 \cdot 6,408 = 1142,88 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

Spočítán ve vztahu (9.2), kde $F_{SP}=23,186 \text{ m}^2$.

Poměr l/de

$$\frac{l}{d_e} = \frac{C}{d_e} = \frac{2,79}{0,081} = 11,928 \quad (9.32)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Hodnoty jsou stejné jako v případě trubek spodní části konvekční plochy. Liší se jen teplota vnějšího povrchu nánosů.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (9.33)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,127 \cdot (706 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{416,176}{706 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{416,176}{706 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 10,137 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 118,026 + 273,15 + 25 = 416,176 \text{ K} \quad (9.34)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

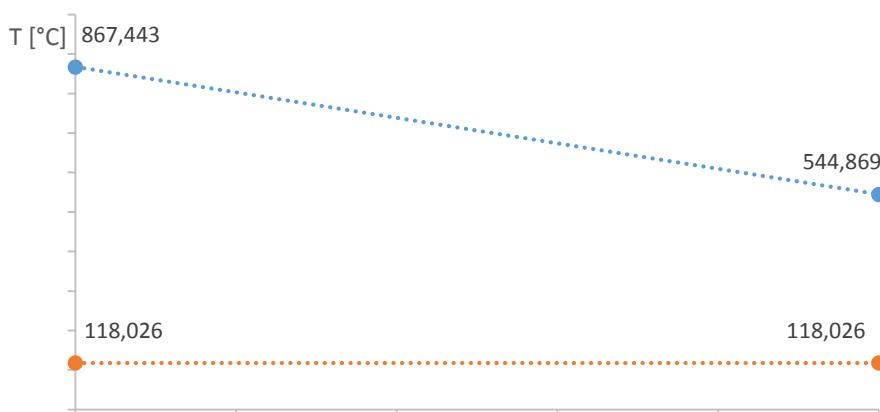
Stejný jako ve vztahu (7.37), kde $\alpha_2=12997,509 \text{ W/m}^2\text{K}$.

9.3.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{749,417 - 426,843}{\ln \frac{749,417}{426,843}} = 573,078 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.35)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 867,443 - 118,026 = 749,417 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.36)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 544,869 - 118,026 = 426,843 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.37)$$



Obr. 12 Teplotní spád membránové stěny ve spodní části konvekční plochy

9.3.3 Výhřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 0,968 = 24,812 \text{ m}^2 \quad (9.38)$$

9.3.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{dop} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{28,206 \cdot 573,078 \cdot 24,812}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (9.39)$$

$$Q_{dop} = 112,711 \text{ kJ/m}^3$$

9.4 Tepelná bilance spodní části konvekční plochy

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je $0,0002 \%$, což je v dovolené toleranci 2% .

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_T + Q_{dop} = 6252,781 + 112,711 = 6365,491 \text{ kJ/m}^3 \quad (9.40)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP\ in} - I_{SP\ out}) = 0,995 \cdot (16154,649 - 9754,1) \quad (9.41)$$

$$Q_{SP} = 6365,478\ kJ/m^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně vody

Tímto vztahem si ověříme platnost zvoleného přírůstku teploty vody ve spodní části konvekční plochy. Entalpii Δi odpovídá přírůstek teploty 6,325 °C. O tuto teplotu se ohřeje voda ve spodní části konvekční plochy.

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot Q_k = \frac{3,558}{782,687} \cdot 6365,491 = 28,94\ kJ/m^3 \quad (9.42)$$

10 PARALELNÍ ZAPOJENÍ – STŘEDNÍ ČÁST KONVEKČNÍ PLOCHY

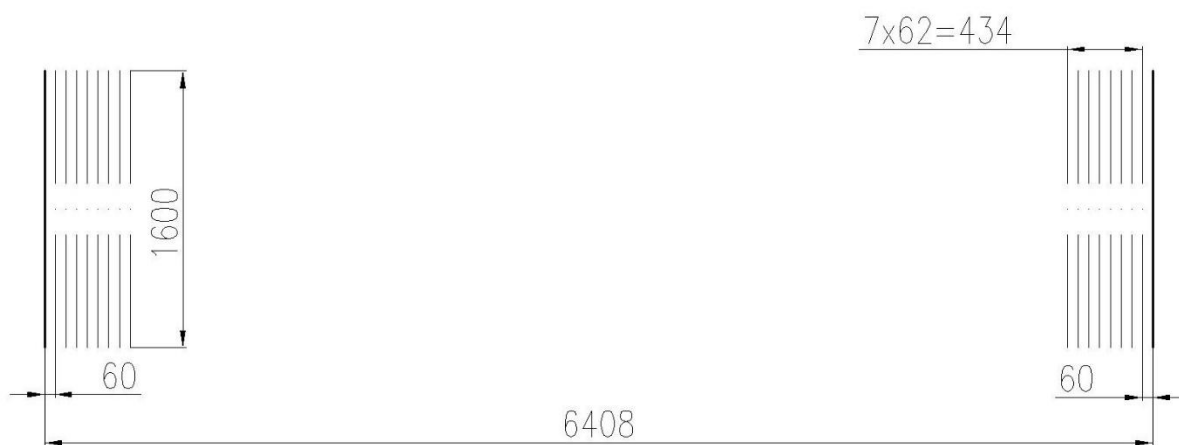
V této části konvekční plochy zabírají trubkové svazky jen malou část spalínového prostoru a jsou obtékány podélně.

Rozměry oblasti

Hloubka $A = 6,408 \text{ m}$

Šířka $B = 6,408 \text{ m}$

Výška $C = 1,6 \text{ m}$



Obr. 13 Rozměry střední oblasti konvekční plochy

10.1.1 Parametry spalin

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

Vstupní teplota $t_{SP \text{ in}} = 544,869 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $I_{SP \text{ in}} = 9754,1 \text{ kJ/m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP \text{ out}} = 533,821 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $I_{SP \text{ out}} = 9544,498 \text{ kJ/m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{544,869 + 533,821}{2} = 539,345 \text{ °C} \quad (10.1)$$

Průtočný průřez spalin

$$F_{SP} = A \cdot B - z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 6,408 \cdot 6,408 - 704 \cdot \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} = 40,496 \text{ m}^2 \quad (10.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP} r}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,558 \cdot 12,342}{40,496} \cdot \left(1 - \frac{539,345}{273}\right) \quad (10.3)$$

$$W_{SP} = 3,227 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 84,221 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,073 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,656$

10.2 Střední konvekční část**Parametry desek**

Vnější průměr trubky $D = 0,032 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky $d = 0,025 \text{ m}$

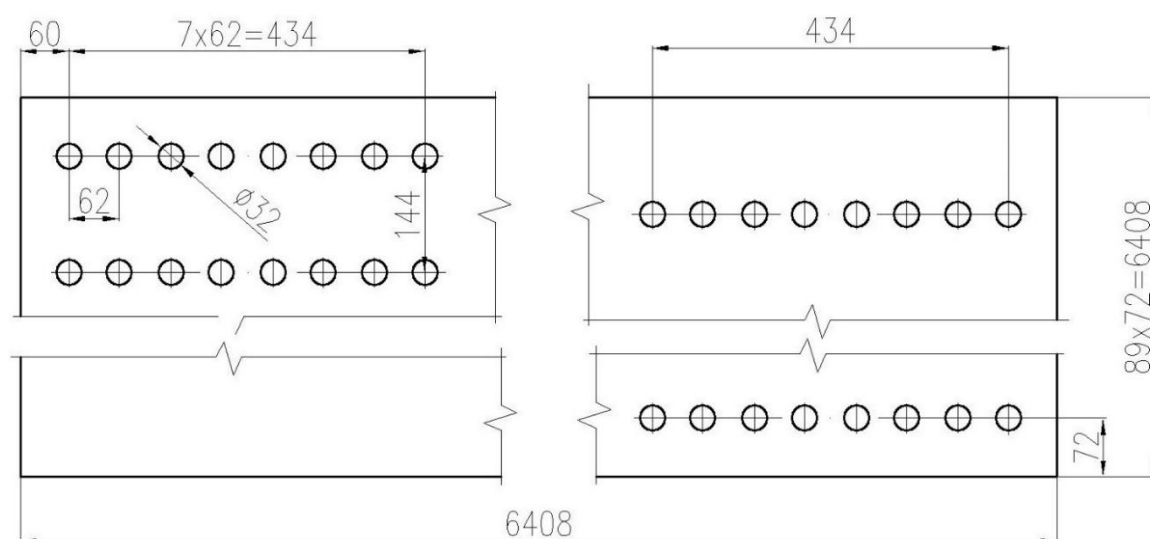
Tloušťka stěny trubky $t_{tr} = 0,0035 \text{ m}$

Rozteč $S = 0,062 \text{ m}$

Délka trubek $l = 1,6 \text{ m}$

Počet trubek $z = 704$

Při pohledu na Obr. 13 ze spodu vidíme rozložení trubek v Obr. 14. Obvod je tvořen membránovou stěnou doplňkové plochy.



Obr. 14 Rozložení trubek ve střední části KP

10.2.1 Parametry média

V této části konvekční plochy se voda ohřála o zanedbatelnou hodnotu.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{V \text{ in}} = 136,487 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad i_{V \text{ in}} = 575,5 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Vstupní tlak} \quad p_{V \text{ in}} = 2,4 \text{ MPa}$$

$$\text{Výstupní teplota} \quad t_{V \text{ out}} = 136,487 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Výstupní entalpie} \quad i_{V \text{ out}} = 575,5 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Vstupní tlak} \quad p_{V \text{ out}} = 2,4 \text{ MPa}$$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V \text{ in}} + t_{V \text{ out}}}{2} = \frac{136,487 + 136,487}{2} = 136,487 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (10.4)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V \text{ in}} + p_{V \text{ out}}}{2} = \frac{2,4 + 2,4}{2} = 2,4 \text{ MPa} \quad (10.5)$$

Průtočný průřez média

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 704 = 0,346 \text{ m}^2 \quad (10.6)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{782,687}{0,346} \cdot 1,075 \cdot 10^{-3} = 2,434 \text{ m/s} \quad (10.7)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskosity} \quad \nu = \mu \cdot v = 194,982 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,688 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 1,14$$

$$\text{Součinitel dynamické viskozity} \quad \mu = 181,4 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Měrný objem} \quad v = 1,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

10.2.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{28,532} + \frac{1}{16581,228}} = 24,211 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (10.8)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (11,215 + 17,317) = 28,532 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (10.9)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Musíme zavést opravu poměrné délky $c_l=1,9$ pro poměr $l/d_e=0,952$.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (10.10)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,073}{1,68} \cdot \left(\frac{3,227 \cdot 1,68}{84,221 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,656^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 11,215 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 40,496}{96,406} = 1,68 \text{ m} \quad (10.11)$$

Obvod průřezu kanálu

Obvod je složen z obvodu stěn tahu a obvodu trubek, které jsou podélně obtékané spaliny.

$$O = 2 \cdot A + z \cdot \pi \cdot D \quad (10.12)$$

$$O = 4 \cdot 6,408 + 704 \cdot \pi \cdot 0,032 = 96,406 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

Spočítán ve vztahu (10.2), kde $F_{SP}=40,496 \text{ m}^2$.

Poměr l/de

$$\frac{l}{d_e} = \frac{C}{d_e} = \frac{1,6}{1,68} = 0,952 \quad (10.13)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (10.14)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,327 \cdot (539 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{434,637}{539 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{434,637}{539 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 17,317 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,396} = 0,327 \quad (10.15)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 13,606 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,992 = 0,396 \quad (10.16)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (10.17)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,992}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{539,345 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 13,606 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{64,794}{235,242} = 0,992 \text{ m} \quad (10.18)$$

Objem sálající vrstvy

Od objemu prostoru je nutno odečíst objem trubek, které se v tomto prostoru nacházejí.

$$V = A \cdot B \cdot C - z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot C = 6,408 \cdot 6,408 \cdot 1,6 - 704 \cdot \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} \cdot 1,6 \quad (10.19)$$

$$V = 64,794 \text{ m}^3$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

Celkový povrch je složený ze stěn tanu, průtočných průřezů a povrchu trubek.

$$F_{st} = 2 \cdot F_{SP} + 4 \cdot B \cdot C + z \cdot \pi \cdot D \cdot C \quad (10.20)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 40,496 + 4 \cdot 6,408 \cdot 1,6 + 704 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 1,6 = 235,242 \text{ m}^2$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 136,487 + 273,15 + 25 = 434,637 \text{ K} \quad (10.21)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (10.22)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,025} \cdot \left(\frac{2,434 \cdot 0,025}{194,982 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 16581,228 \text{ W/m}^2\text{K}$$

10.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{408,382 - 397,334}{\ln \frac{408,382}{397,334}} = 402,833 \text{ °C} \quad (10.23)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 544,869 - 136,487 = 408,382 \text{ °C} \quad (10.24)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 533,821 - 136,487 = 397,334 \text{ °C} \quad (10.25)$$



Obr. 15 Teplotní spád střední části konvekční plochy

10.2.4 Výhřevná plocha trubek střední konvekční části

Součinitel využití $\kappa=0,3$ pro korekci této plochy vzhledem ke svému umístění v tahu spalin.

$$S = z \cdot \pi \cdot D \cdot l \cdot \kappa = 704 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 1,6 \cdot 0,3 = 33,971 \text{ m}^2 \quad (10.26)$$

10.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_T = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{24,211 \cdot 402,833 \cdot 33,971}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (10.27)$$

$$Q_T = 93,111 \text{ kJ/m}^3$$

10.3 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry doplňkové plochy

Parametry membránové stěny odpovídají spalovací komoře v kapitole 6, ale nacházíme se ve střední části konvekční plochy s jejími výškovými rozměry.

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 7.3.

10.3.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{28,006} + \frac{1}{12997,509}} = 23,754 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (10.28)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 11,215 + 16,791 = 28,006 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (10.29)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Je stejný jako v případě předchozí plochy. Spočítán v (10.10). Jeho hodnota je $\alpha_k=11,215 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Hodnoty jsou stejné jako v případě trubek střední části konvekční plochy. Liší se jen teplota vnějšího povrchu nánosů.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (10.30)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,327 \cdot (539 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{416,176}{539 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{416,176}{539 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 16,791 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 118,026 + 273,15 + 25 = 416,176 \text{ K} \quad (10.31)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

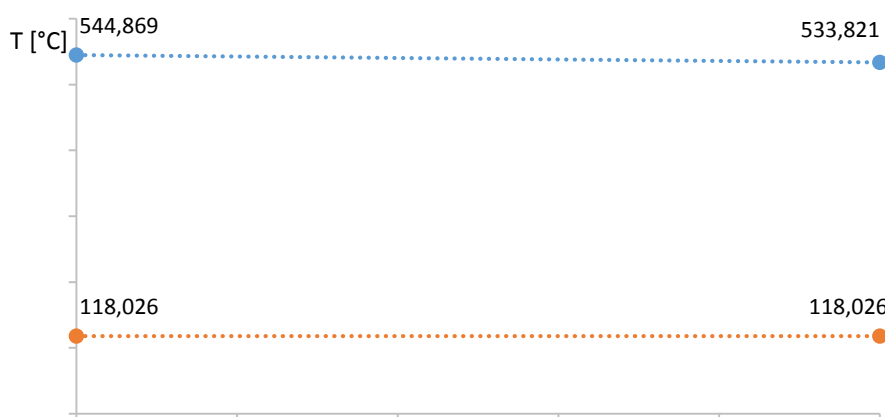
Stejný jako ve vztahu (7.37), kde $\alpha_2 = 12997,509 \text{ W/m}^2\text{K}$.

10.3.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{426,843 - 415,795}{\ln \frac{426,843}{415,795}} = 421,295 \text{ °C} \quad (10.32)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 544,869 - 118,026 = 426,843 \text{ °C} \quad (10.33)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 533,821 - 118,026 = 415,795 \text{ °C} \quad (10.34)$$



Obr. 16 Teplotní spád membránové stěny ve střední části konvekční plochy

10.3.3 Výhřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 1,6 = 41,011 \text{ m}^2 \quad (10.35)$$

10.3.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{dop} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{pV}} \cdot 10^{-3} = \frac{23,754 \cdot 421,295 \cdot 41,011}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (10.36)$$

$$Q_{dop} = 115,340 \text{ kJ/m}^3$$

10.4 Tepelná bilance střední oblasti konvekční plochy

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,001 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_T + Q_{dop} = 93,111 + 115,340 = 208,451 \text{ kJ/m}^3 \quad (10.37)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (9754,1 - 9544,498) \quad (10.38)$$

$$Q_{SP} = 208,453 \text{ kJ/m}^3$$

11 PARALELNÍ ZAPOJENÍ – HORNÍ ČÁST KONVEKČNÍ PLOCHY

V této části konvekční plochy odebereme zbytkové teplo spalin, jelikož následující plocha je příliš malá a dále již pak následuje LJU. Odebrání zbytkového tepla je provedeno zvětšením výhřevné plochy díky žebrování. Známé byly vstupní i výstupní hodnoty jak spalin, tak vody.

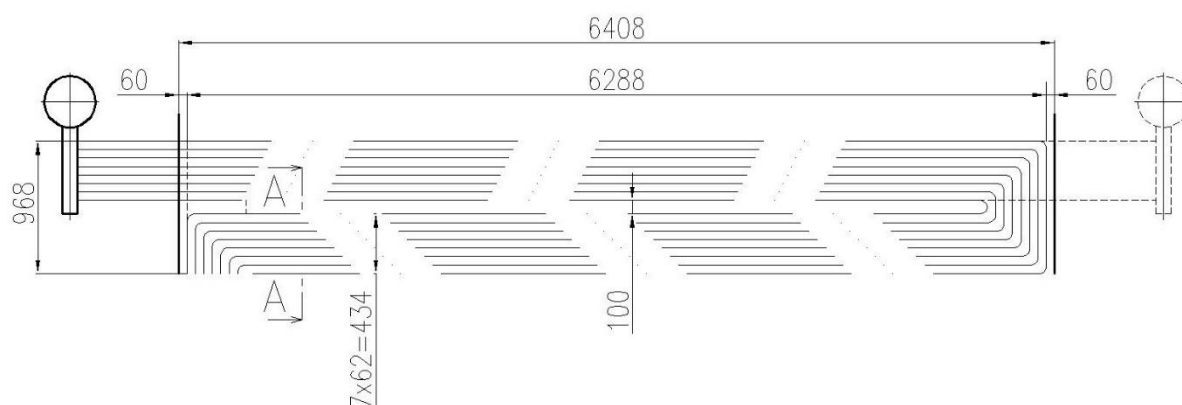
Rozměry oblasti

Rozměry této oblasti jsou totožné se spodní částí konvekční plochy.

Hloubka $A = 6,408 \text{ m}$

Šířka $B = 6,408 \text{ m}$

Výška $C = 0,968 \text{ m}$



Obr. 17 Rozměry horní oblasti konvekční plochy

11.1.1 Parametry spalin

Vstupní teplota $t_{SP \text{ in}} = 533,821 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $I_{SP \text{ in}} = 9544,498 \text{ kJ/m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP \text{ out}} = 164,16 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $I_{SP \text{ out}} = 2806,005 \text{ kJ/m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{533,821 + 164,16}{2} = 348,991 \text{ °C} \quad (11.1)$$

Průtočný průřez spalin

Trubky jsou o žebrovány, tím se průřez zmenší.

$$F_{SP} = A \cdot B - l \cdot D \cdot n_d - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot l \cdot n_z \cdot n_d$$

$$F_{SP} = 6,408 \cdot 6,408 - 6,348 \cdot 0,032 \cdot 88 - 2 \cdot 0,013 \cdot 0,0013 \cdot 6,348 \cdot 250 \cdot 88 \quad (11.2)$$

$$F_{SP} = 18,466 \text{ m}^2$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP} r}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,558 \cdot 12,342}{18,466} \cdot \left(1 - \frac{348,991}{273}\right) \quad (11.3)$$

$$W_{SP} = 5,419 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 53,100 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,055 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,680$

11.2 Horní konvekční část**Parametry trubek**

Vnější průměr trubky $D = 0,032 \text{ m}$

Vnitřní průměr trubky $d = 0,025 \text{ m}$

Tloušťka stěny trubky $t_{tr} = 0,0035 \text{ m}$

Příčná rozteč $S_1 = 0,072 \text{ m}$

Podélná rozteč $S_2 = 0,062 \text{ m}$

Počet řad trubek $n_d = 88$

Délka trubek $l = 6,348 \text{ m}$

Počet trubek v jednom svazku $n_{tr1} = 8$

Šířka svazku trubek $\check{s} = 0,434 \text{ m}$

Počet trubek $z = 704$

Průměr trubky s žebry $D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,032 + 2 \cdot 0,013 = 0,058 \text{ m}$

Tloušťka žebra $t_z = 0,0013 \text{ m}$

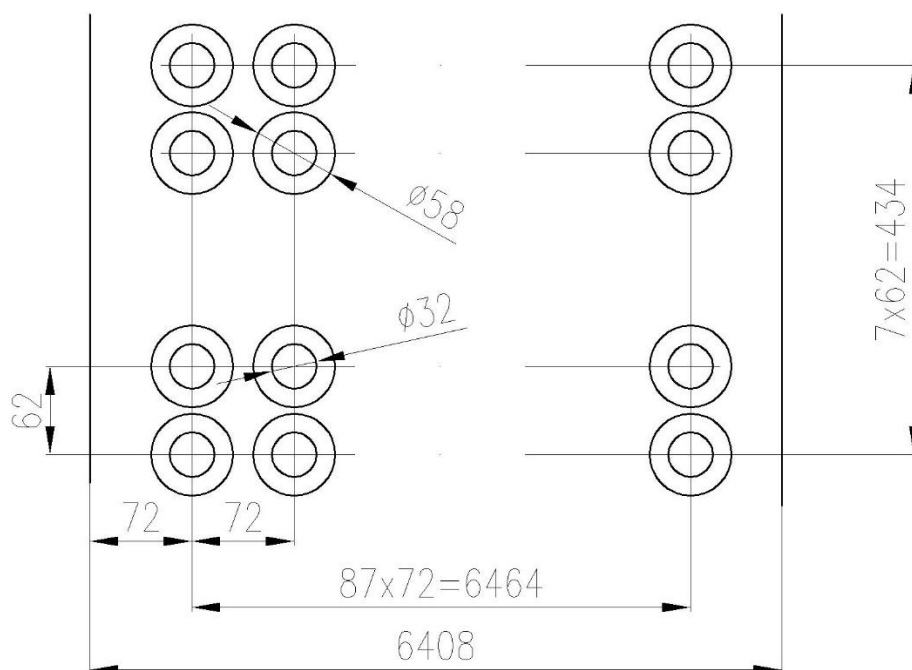
Počet žeber na metr $n_z = 250$

Rozteč mezi žebry

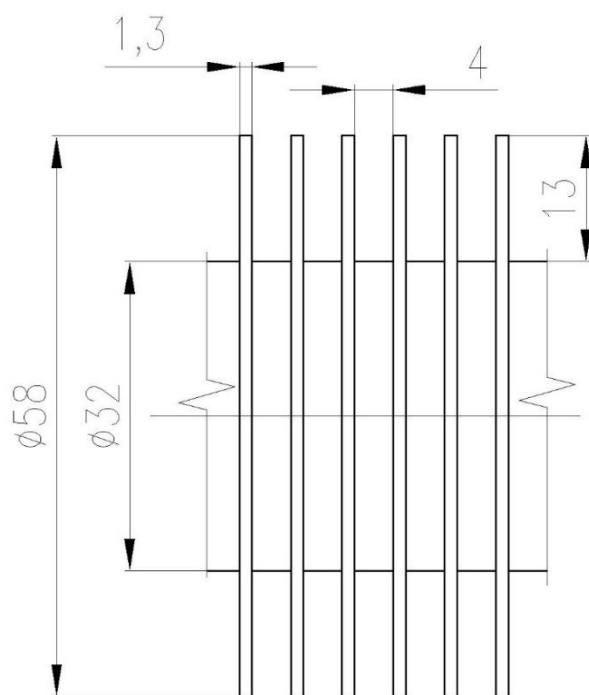
$$s_z = \frac{1}{n_z} = \frac{1}{250} = 0,004 \text{ m}$$

Výška žebra

$$h_z = 0,013 \text{ m}$$



Obr. 18 Pohled na žebrované trubky z řezu v Obr. 17



Obr. 19 Rozměry žeber

11.2.1 Parametry média

Vstupní teplota	$t_{V\ in} = 136,487\ ^\circ\text{C}$
Vstupní entalpie	$i_{V\ in} = 575,500\ \text{kJ}/\text{m}^3$
Vstupní tlak	$p_{V\ in} = 2,4\ \text{MPa}$
Výstupní teplota	$t_{V\ out} = 145\ ^\circ\text{C}$
Výstupní entalpie	$i_{V\ out} = 611,888\ \text{kJ}/\text{m}^3$
Vstupní tlak	$p_{V\ out} = 2,3\ \text{MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{136,487 + 145}{2} = 140,743\ ^\circ\text{C} \quad (11.4)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,4 + 2,3}{2} = 2,35\ \text{MPa} \quad (11.5)$$

Průtočný průřez média

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 704 = 0,346\ \text{m}^2 \quad (11.6)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{782,687}{0,346} \cdot 1,079 \cdot 10^{-3} = 2,444\ \text{m}/\text{s} \quad (11.7)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskosity	$\nu = \mu \cdot v = 195,781 \cdot 10^{-9}\ \text{m}^2/\text{s}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 0,688\ \text{W}/\text{mK}$
Prandtlovo číslo	$Pr = 1,14$
Součinitel dynamické viskozity	$\mu = 181,4 \cdot 10^{-6}\ \text{Ns}/\text{m}^2$
Měrný objem	$v = 1,079 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}$

11.2.2 Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{20,709} + \frac{1}{16581,228} \cdot \frac{1,046}{0,079}} = 20,370 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (11.8)$$

Plocha žebrované trubky na metru délky

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \quad (11.9)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,032 \cdot (1 - 250 \cdot 0,0013) + 250 \cdot 0,004 = 1,046 \text{ m}^2$$

Plocha jednoho žebra

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \quad (11.10)$$

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,058^2 - 0,032^2)}{4} + \pi \cdot 0,058 \cdot 0,0013 = 0,004 \text{ m}^2$$

Vnitřní obvod trubky

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,025 = 0,079 \text{ m} \quad (11.11)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} \quad (11.12)$$

$$\alpha_{1r} = [0,931 \cdot 0,9 \cdot 1 + 0,069] \cdot \frac{0,85 \cdot 29,790}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 29,790}$$

$$\alpha_{1r} = 20,709 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitele

Koeficient nerovnoměrnosti α_K $\psi_z = 0,85$

Tepelné vodivosti žeber $\lambda_z = 40 \text{ W/mK}$

Znečištění $\varepsilon = 0,0043$

Rozšíření žebra $\mu = 1$

Efektivnosti žebra $E = 0,9$

Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry

Opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku větším jak 4 je $c_z=1$. Opravný koeficient na uspořádání trubek ve svazku pro $\sigma_2=1,938$ je $c_s=0,99$.

$$\alpha_k = 0,105 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot S_z}{\nu}\right)^{0,72} \quad (11.13)$$

$$\alpha_k = 0,105 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot \frac{0,055}{0,004} \cdot \left(\frac{0,032}{0,004}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,004}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,42 \cdot 0,004}{0,0000531}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 29,790 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Podíl výhřevných ploch žebër a celkové plochy ze strany spalín pro kruhové trubky

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{(1,813)^2 - 1}{(1,813) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,004}{0,032} - \frac{0,0013}{0,032}\right)} \quad (11.14)$$

$$\frac{S_z}{S} = 0,931$$

Poměr D_z/D

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,058}{0,032} = 1,813 \quad (11.15)$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,931 = 0,069 \quad (11.16)$$

Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} \quad (11.17)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 29,790}{0,0013 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 29,790)}} = 29,636$$

Součin $\beta \cdot h_z$

$$\beta \cdot h_z = 29,636 \cdot 0,013 = 0,385 \quad (11.18)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{0,062}{0,032} = 1,938 \quad (11.19)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (11.20)$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,025} \cdot \left(\frac{2,444 \cdot 0,025}{195,781 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

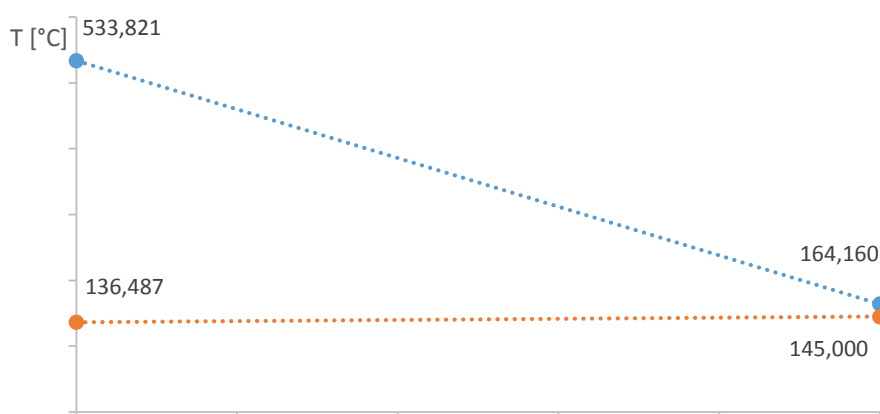
$$\alpha_{2r} = 16581,228 \text{ W/m}^2\text{K}$$

11.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{397,334 - 19,16}{\ln \frac{397,334}{19,16}} = 124,730 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.21)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 533,821 - 164,16 = 397,334 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.22)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 136,487 - 145 = 19,16 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.23)$$



Obr. 20 Teplotní spád horní části konvekční plochy

11.2.4 Výhřevná plocha žebrovaných trubek horní části konvekční plochy

$$S = l_{tr} \cdot S_{1m} = 8937,98 \cdot 1,046 = 9349,071 \text{ m}^2 \quad (11.24)$$

Celková délka potrubí

$$l_{tr} = 2 \cdot z \cdot l = 2 \cdot 704 \cdot 6,348 = 8937,98 \text{ m} \quad (11.25)$$

11.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_T = \frac{k_{př} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{20,370 \cdot 124,730 \cdot 9349,071}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (11.26)$$

$$Q_T = 6675,354 \text{ kJ/m}^3$$

11.3 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry doplňkové plochy

Parametry membránové stěny odpovídají spalovací komoře v kapitole 6, ale nacházíme se v horní části konvekční plochy s jejími výškovými rozměry.

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 7.3.

11.3.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teplotu spalin pod 400 °C je $\psi=0,9$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,9 \cdot \frac{1}{\frac{1}{28,305} + \frac{1}{12997,509}} = 25,419 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (11.27)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné proudění

Jsme v prostoru žebrovaných trubek a nižších teplot spalin, sálavou složku přestupu tepla zanedbáme. Musíme zavést opravu poměrné délky $c_l=1$ pro poměr $l/d_e=104,056$.

$$\alpha_k = \alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (11.28)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,055}{0,009} \cdot \left(\frac{5,419 \cdot 0,009}{53,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,68^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = 28,305 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 18,466}{8404,992} = 0,009 \text{ m} \quad (11.29)$$

Obvod průřezu kanálu

Obvod je složen z obvodu kanálu, obvodu žeber a trubek.

$$O = 2 \cdot l \cdot n_d + 4 \cdot A + 4 \cdot h_z \cdot n_z \cdot l \cdot n_d \quad (11.30)$$

$$O = 2 \cdot 6,348 \cdot 88 + 4 \cdot 6,408 + 4 \cdot 0,013 \cdot 250 \cdot 6,348 \cdot 88 = 8404,992 \text{ m}$$

Světlý průřez kanálu

Spočítán ve vztahu (11.2), kde $F_{SP}=18,466 \text{ m}^2$.

Poměr l/de

$$\frac{l}{d_e} = \frac{C}{d_e} = \frac{0,968}{0,009} = 110,148 \quad (11.31)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

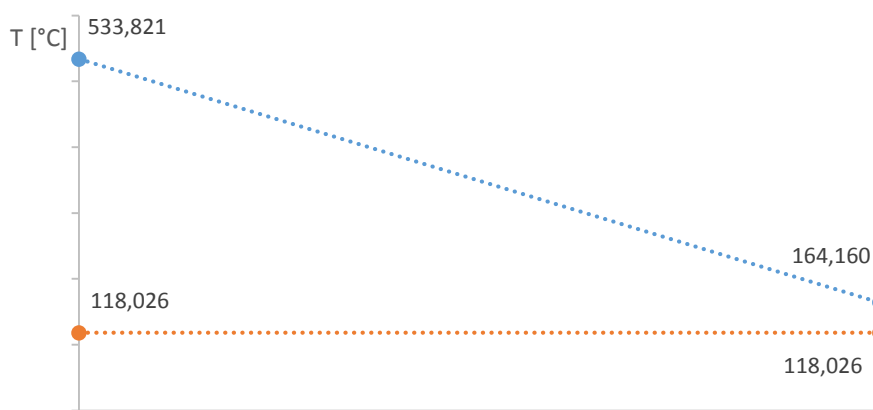
Stejný jako ve vztahu (7.37), kde $\alpha_2=12997,509 \text{ W/m}^2\text{K}$.

11.3.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{415,768 - 46,134}{\ln \frac{415,768}{46,134}} = 168,131 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.32)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 533,821 - 118,026 = 415,768 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.33)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 164,16 - 118,026 = 46,134 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.34)$$



Obr. 21 Teplotní spád membránové stěny v horní části konvekční plochy

11.3.3 Výhřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 0,968 = 24,812 \text{ m}^2 \quad (11.35)$$

11.3.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{dop} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{25,419 \cdot 168,131 \cdot 24,812}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (11.36)$$

$$Q_{dop} = 29,800 \text{ kJ/m}^3$$

11.4 Tepelná bilance horní oblasti konvekční plochy

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,05 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_T + Q_{dop} = 6675,354 + 29,8 = 6705,154 \text{ kJ/m}^3 \quad (11.37)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (9544,498 - 2806,005) \quad (11.38)$$

$$Q_{SP} = 6701,570 \text{ kJ/m}^3$$

12 PARALERNÍ ZAPOJENÍ – OBLAST ZA KONVEKČNÍ PLOCHOU

V tomto prostoru máme pouze membránovou stěnu. Kvůli malé rychlosti spalin a jejich nízké teplotě se zde spaliny vychladí pouze o 0,2 °C.

Parametry doplňkové plochy

Rozměry trubek odpovídají spalovací komoře v kapitole 6.

Rozměry oblasti

Hloubka $A = 6,408 \text{ m}$

Šířka $B = 6,408 \text{ m}$

Výška $C = 1,1 \text{ m}$

12.1 Parametry spalin a média

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty vstupních spalin volena.

Vstupní teplota $t_{SP \text{ in}} = 164,160 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $I_{SP \text{ in}} = 2806,005 \text{ kJ/m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP \text{ out}} = 163,913 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $I_{SP \text{ out}} = 2801,73 \text{ kJ/m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{164,160 + 163,913}{2} = 164,036 \text{ °C} \quad (12.1)$$

Průtočný průřez spalin

$$F_{SP} = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (12.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,558 \cdot 12,342}{41,062} \cdot \left(1 - \frac{164,036}{273}\right) \quad (12.3)$$

$$W_{SP} = 1,712 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 28,608 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,038 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,717$

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 7.3.

12.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teplotu spalin pod 400 °C je $\psi=0,9$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,9 \cdot \frac{1}{\frac{1}{12,952} + \frac{1}{12997,509}} = 11,645 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (12.4)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 6,636 + 6,316 = 12,952 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (12.5)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Musíme zavést opravu poměrné délky $c_l=1,9$ pro poměr $l/d_e=0,172$.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (12.6)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,038}{6,408} \cdot \left(\frac{1,712 \cdot 6,408}{28,608 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,717^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 6,636 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 41,062}{25,632} = 6,408 \text{ m} \quad (12.7)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 4 \cdot A = 4 \cdot 6,408 = 25,632 \text{ m} \quad (12.8)$$

Světlý průřez kanálu

Spočítán ve vztahu (12.2), kde $F_{SP}=41,062 \text{ m}^2$.

Poměr l/d_e

$$\frac{l}{d_e} = \frac{C}{d_e} = \frac{1,1}{6,408} = 0,172 \quad (12.9)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (12.10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,436 \cdot (164 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{416,176}{164 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{416,176}{164 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 6,316 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,572} = 0,436 \quad (12.11)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 13,224 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 1,474 = 0,572 \quad (12.12)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (12.13)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,474}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{164,036 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 6,372 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{6,408 \cdot 6,408 \cdot 1,1}{110,32} = 1,474 \text{ m} \quad (12.14)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot A \cdot B + 4 \cdot B \cdot C = 2 \cdot 6,408 \cdot 6,408 + 4 \cdot 6,408 \cdot 1,1 = 110,32 \text{ m}^2 \quad (12.15)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 118,026 + 273,15 + 25 = 416,176 \text{ K} \quad (12.16)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

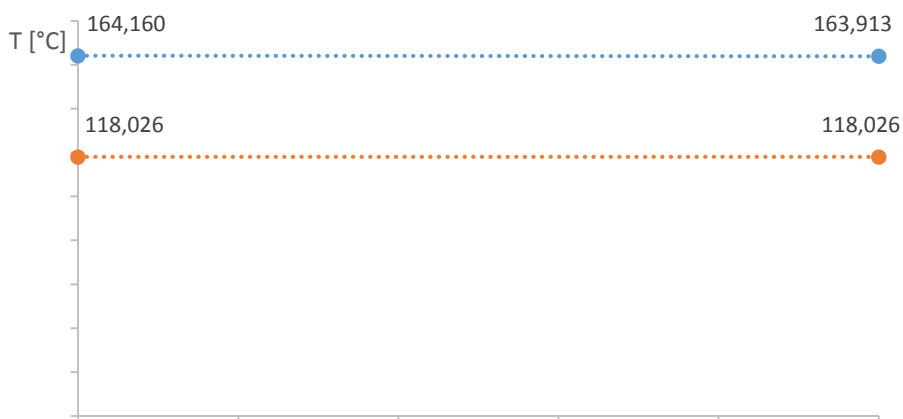
Stejný jako ve vztahu (7.37), kde $\alpha_2 = 12997,509 \text{ W/m}^2\text{K}$.

12.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{46,134 - 45,886}{\ln \frac{46,134}{45,886}} = 46,010 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.17)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 164,160 - 118,026 = 46,134 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.18)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 163,913 - 118,026 = 45,886 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.19)$$



Obr. 22 Teplotní spád oblasti za konvekční plochou

12.4 Výhřevná plocha membrány

$$S = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 1,1 = 28,195 \text{ m}^2 \quad (12.20)$$

12.5 Tepelná bilance

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,138 %, což je v dovolené toleranci 2 %. Voda by se v této oblasti ohřála o $0,02 \text{ kJ/m}^3$, což je zanedbatelná hodnota.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{11,645 \cdot 46,01 \cdot 28,195}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (12.21)$$

$$Q_k = 4,245 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP\ in} - I_{SP\ out}) = 0,995 \cdot (2806,005 - 2801,73) \quad (12.22)$$

$$Q_{SP} = 4,251\ kJ/m^3$$

13 VÝPOČET REGENERATIVNÍHO OHŘÍVÁKU VZDUCHU TYPU LJUNGSTRÖM

Teplota vstupního vzduchu je 30 °C. Teplota výstupního vzduchu byla zvolena 110 °C. Teplota odchozích spalín byla zvolena 105 °C. Množství vzduchu i spalín již známe.

13.1 Tepelná bilance ohříváku vzduchu

Musí být zachována následující bilance $Q_{SP}=Q_{VZ}$. Z této rovnice pak určíme vstupní teplotu spalín z entalpie I_1 za pomoci Tab. 4. Vstupující spaliny jsou včetně recirkulace.

Vstupní teplota spalín $t_{SP\ in} = 163,913\ ^\circ C$

Úprava velikosti předchozí horní části konvekční plochy (ožebrováním) byla provedena tak, aby byla dodržena tato teplota spalín.

13.1.1 Rovnice tepelné bilance na straně vzduchu

Uvažujeme zde profuk ze strany vzduchu do spalín, proto $\Delta\alpha_{OVZ}=0,15$ a dále musíme započítat přírůstek přebytku vzduchu vlivem recirkulace $\beta_{rec}=0,018$, který odpovídá 12% z $\alpha=0,15$. Entalpie pro vstupující a odchozí vzduch určeny z Tab. 4.

$$Q_{VZ} = \left(\beta''_{OVZ} + \frac{\Delta\alpha_{OVZ}}{2} + \beta_{rec} \right) \cdot (I''_{VZ\ min} - I'_{VZ\ min}) \quad (13.1)$$

$$Q_{VZ} = \left(1,05 + \frac{0,15}{2} + 0,018 \right) \cdot (1391,728 - 379,117) = 1157,345\ kJ/m^3$$

13.1.2 Rovnice tepelné bilance na straně spalín

Součinitel uchování tepla φ byl vypočítán v rovnici (4.16).

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_1 - I_2 + \Delta I) \Rightarrow I_1 = \frac{Q_{SP}}{\varphi} + I_2 - \Delta I \quad (13.2)$$

$$I_1 = \frac{Q_{SP}}{\varphi} + I_2 - \Delta I = \frac{1157,345}{0,995} + 1770,72 - 132,712 = 2801,73\ kJ/m^3$$

Množství tepla s přísávaným falešným vzduchem

Entalpie minimálního množství vzduchu pro střední teplotu byla určena z Tab. 4.

$$\Delta I = \Delta\alpha \cdot I_{VZ\ min} = 0,15 \cdot 884,747 = 132,712\ kJ/m^3 \quad (13.3)$$

Střední teplota přísávaného vzduchu

$$\bar{t}_{VZ} = \frac{t_{VZ\ in} + t_{VZ\ out}}{2} = \frac{30 + 110}{2} = 70\ ^\circ C \quad (13.4)$$

13.2 Rozměry ohříváku

Tab. 5 Výsledné rozměry a parametry LJU

	Horký díl	Studený díl
Průměr rotoru	D=3,5 m	D=3,5 m
Výška dílu ohříváku	h=0,45 m	h=0,48 m
Typ výplně ohříváku	Vlnité a distanční plechy	Hladké a distanční plechy
Součinitel rotoru	$K_r=0,86$	$K_r=0,86$
Součinitel výplně rotou	$K_v=0,86$	$K_v=0,81$
Velikost oboustranné výhřevné plochy	$S_1=440 \text{ m}^2/\text{m}^3$	$S_1=325 \text{ m}^2/\text{m}^3$
Ekvivalentní průměr	$d_e=0,0078 \text{ m}$	$d_e=0,0098 \text{ m}$

Podle vzoru ohříváku RVP-3600 z [1] byl průřez rotoru rozdělen na 18 segmentů, a to 8 segmentů pro spaliny, 8 segmentů pro vzduch a 2 segmenty těsnící. Rychlost spalin byla zvolena $W_{SP}=10,5 \text{ m/s}$.

$$X_{SP} = 8 \cdot \frac{1}{18} = 0,444 \quad (13.5)$$

$$X_{VZ} = 8 \cdot \frac{1}{18} = 0,444 \quad (13.6)$$

$$X_0 = 2 \cdot \frac{1}{18} = 0,111 \quad (13.7)$$

$$X_{SP} + X_{VZ} + X_0 = 0,444 + 0,444 + 0,111 = 1 \quad (13.8)$$

Množství vzduchu vstupního

Z pravidla bývají 2 ohříváky na kotel, proto jsou spaliny i vzduch rozdělené.

$$M_{VZ} = O_{VZ \text{ vst}} \cdot M_{PV} = \frac{11,277 \cdot 3,558}{2} = 20,064 \text{ m}^3/\text{s} \quad (13.9)$$

Množství spalin vstupních recirkulovaných

$$M_{SP} = O_{SP \text{ r}} \cdot M_{PV} = \frac{12,342 \cdot 3,558}{2} = 21,959 \text{ m}^3/\text{s} \quad (13.10)$$

Rychlost vzduchu

Dle [1] by se rychlost vzduchu měla pohybovat v rozmezí 90 % až 100 % rychlosti spalin.

$$w_{VZ} = \frac{M_{VZ}}{M_{SP}} \cdot \frac{X_{SP}}{X_{VZ}} \cdot w_{SP} = \frac{20,064}{21,959} \cdot \frac{0,444}{0,444} \cdot 10,5 = 9,594 \text{ m/s} \quad (13.11)$$

13.2.1 Rozměry horkého konce

Vnitřní průměr rotoru

Pro vlnité a distanční plechy je součinitel výplně rotoru $K_v=0,86$. Součinitel rotoru $K_r=0,86$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PV} \cdot O_{SP} \cdot r}{\pi \cdot X_{SP} \cdot W_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot z}} \cdot \left(1 + \frac{\vartheta}{273}\right) \quad (13.12)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,558 \cdot 12,342}{\pi \cdot 0,444 \cdot 10,5 \cdot 0,86 \cdot 0,86 \cdot 2}} \cdot \left(1 + \frac{134,456}{273}\right) = 3,477 \text{ m}$$

Z výrobních důvodů, byl průměr upraven na $D=3,5 \text{ m}$. Tím se ovšem změní rychlost spalín i vzduchu v této části ohříváku.

Skutečná rychlost spalín v horkém konci

$$W_{SP}^H = \frac{\left(1 + \frac{\vartheta}{273}\right) \cdot 4 \cdot M_{PV} \cdot O_{SP} \cdot r}{D^2 \cdot \pi \cdot X_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot z} = \frac{\left(1 + \frac{134,456}{273}\right) \cdot 4 \cdot 3,558 \cdot 12,342}{3,5^2 \cdot \pi \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,86 \cdot 2} \quad (13.13)$$

$$W_{SP}^H = 10,363 \text{ m/s}$$

Skutečná rychlost vzduchu v horkém konci

$$W_{VZ}^H = \frac{M_{VZ}}{M_{SP}} \cdot \frac{X_{SP}}{X_{VZ}} \cdot W_{SP}^H = \frac{20,064}{21,959} \cdot \frac{0,444}{0,444} \cdot 10,363 = 9,469 \text{ m/s} \quad (13.14)$$

Průřez proudu spalín

$$F_{SP} = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot X_{SP} \cdot K_r \cdot K_v = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,5^2 \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,86 \quad (13.15)$$

$$F_{SP} = 3,163 \text{ m}^2$$

Průřez proudu vzduchu

$$F_{VZ} = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot X_{VZ} \cdot K_r \cdot K_v = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,5^2 \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,86 \quad (13.16)$$

$$F_{VZ} = 3,163 \text{ m}^2$$

Velikost oboustranné výhřevné plochy

Výška výhřevné plochy byla zvolena $h=0,45 \text{ m}$. Velikost oboustranné výhřevné plochy 1 m^3 rotoru je pro vlnité a distanční plechy $S_I=440 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

$$S^H = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot K_r \cdot S_I \cdot h = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,5^2 \cdot 0,86 \cdot 440 \cdot 0,45 \quad (13.17)$$

$$S^H = 1556,371 \text{ m}^2$$

13.2.2 Rozměry studeného konce

Vnitřní průměr rotoru

Pro hladké a distanční plechy je součinitel výplně rotoru $K_v=0,81$. Součinitel rotoru $K_r=0,86$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{PV} \cdot O_{SP} r}{\pi \cdot X_{SP} \cdot W_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot z}} \cdot \left(1 + \frac{\vartheta}{273}\right) \quad (13.18)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,558 \cdot 12,342}{\pi \cdot 0,444 \cdot 10,5 \cdot 0,86 \cdot 0,81 \cdot 2}} \cdot \left(1 + \frac{134,456}{273}\right) = 3,583 \text{ m}$$

Z výrobních důvodů, byl průměr upraven na $D=3,5 \text{ m}$. Tím se ovšem změní rychlost spalín i vzduchu v této části ohříváku.

Skutečná rychlost spalín ve studeném konci

$$W_{SP}^S = \frac{\left(1 + \frac{\vartheta}{273}\right) \cdot 4 \cdot M_{PV} \cdot O_{SP} r}{D^2 \cdot \pi \cdot X_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot z} = \frac{\left(1 + \frac{134,456}{273}\right) \cdot 4 \cdot 3,558 \cdot 12,342}{3,5^2 \cdot \pi \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,81 \cdot 2} \quad (13.19)$$

$$W_{SP}^S = 11,003 \text{ m/s}$$

Skutečná rychlost vzduchu ve studeném konci

$$W_{VZ}^S = \frac{M_{VZ}}{M_{SP}} \cdot \frac{X_{SP}}{X_{VZ}} \cdot W_{SP}^S = \frac{20,064}{21,959} \cdot \frac{0,444}{0,444} \cdot 11,003 = 10,053 \text{ m/s} \quad (13.20)$$

Průřez proudu spalín

$$F_{SP} = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot X_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot 1,02 \quad (13.21)$$

$$F_{SP} = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,5^2 \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,81 \cdot 1,02 = 3,038 \text{ m}^2$$

Průřez proudu vzduchu

$$F_{VZ} = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot X_{VZ} \cdot K_r \cdot K_v \cdot 1,02 \quad (13.22)$$

$$F_{VZ} = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,5^2 \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,81 \cdot 1,02 = 3,038 \text{ m}^2$$

Velikost oboustranné výhřevné plochy

Výška výhřevné plochy byla zvolena $h=0,48\text{ m}$. Velikost oboustranné výhřevné plochy 1 m^3 rotoru je pro rovné a distanční plechy $S_I=325\text{ m}^2/\text{m}^3$.

$$S^S = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot K_r \cdot S_1 \cdot h = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,5^2 \cdot 0,86 \cdot 325 \cdot 0,48 \quad (13.23)$$

$$S^S = 1226,232\text{ m}^2$$

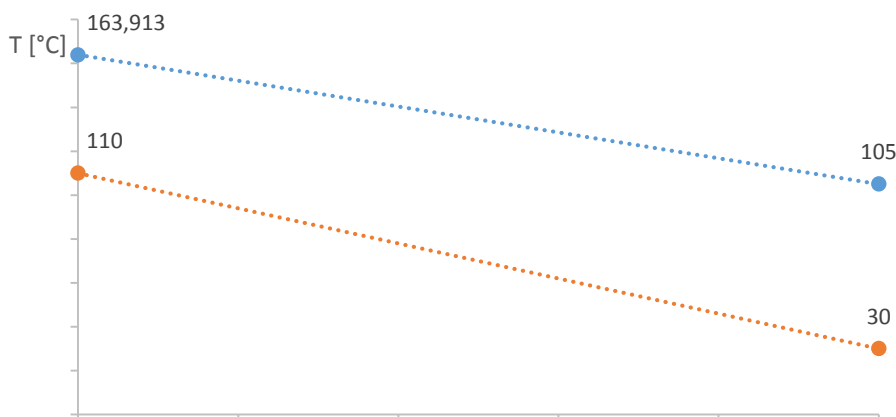
13.3 Tepelný výkon ohříváku vzduchu

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{75 - 53,913}{\ln \frac{75}{53,913}} = 63,877\text{ °C} \quad (13.24)$$

$$\Delta t_v = t_{SP\ out} - t_{VZ\ in} = 105 - 30 = 75\text{ °C} \quad (13.25)$$

$$\Delta t_m = t_{SP\ in} - t_{VZ\ out} = 163,913 - 110 = 53,913\text{ °C} \quad (13.26)$$



Obr. 23 Teplotní spád ohříváku vzduchu LJU

Tepelný výkon horkého konce

$$Q^H = \frac{S^H \cdot k^H \cdot \Delta t}{M_{PV} \cdot 1000} = \frac{1556,371 \cdot 12,837 \cdot 63,877}{3,558 \cdot 1000} = 358,662\text{ kJ/m}^3 \quad (13.27)$$

Tepelný výkon studeného konce

$$Q^S = \frac{S^S \cdot k^S \cdot \Delta t}{M_{PV} \cdot 1000} = \frac{1226,232 \cdot 10,007 \cdot 63,877}{3,558 \cdot 1000} = 220,285\text{ kJ/m}^3 \quad (13.28)$$

Celkový tepelný výkon ohříváku

Tento výkon by měl být stejný jako výkony v tepelné bilanci. Počítáno bylo se dvěma regenerátory.

$$Q_{celk} = (Q^H + Q^S) \cdot 2 = (358,662 + 220,285) \cdot 2 = 1157,893 \text{ kJ/m}^3 \quad (13.29)$$

Rozdíl výkonu z ploch a z bilančního výkonu

$$Q_{VZ} - Q_{celk} = 1157,345 - 1157,893 = -0,548 \text{ kJ/m}^3 \quad (13.30)$$

V procentech a absolutní hodnotě je to 0,047 %, což považuji za dostatečně přesné.

13.3.1 Součinitel prostupu tepla regeneračního ohříváku

Součinitel využití u Ljungströmu při $\Delta\alpha_{OVZ}=0,15$ je $\xi=0,9$.

Pro horký konec

$$k^H = \frac{\xi}{\frac{1}{x_{SP} \cdot \alpha_1^H} + \frac{1}{x_{VZ} \cdot \alpha_2^H}} = \frac{0,9}{\frac{1}{0,444 \cdot 67,916} + \frac{1}{0,444 \cdot 60,846}} \quad (13.31)$$

$$k^H = 12,837 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro studený konec

$$k^S = \frac{\xi}{\frac{1}{x_{SP} \cdot \alpha_1^S} + \frac{1}{x_{VZ} \cdot \alpha_2^S}} = \frac{0,9}{\frac{1}{0,444 \cdot 52,493} + \frac{1}{0,444 \cdot 47,432}} \quad (13.32)$$

$$k^S = 10,007 \text{ W/m}^2\text{K}$$

13.3.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_1 **Pro horký konec ohříváku**

$$\alpha_1^H = A \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP}^H \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (13.33)$$

$$\alpha_1^H = 0,027 \cdot \frac{0,035}{0,0078} \cdot \left(\frac{10,363 \cdot 0,0078}{25,325 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,723^{0,4} \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1^H = 67,916 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro studený konec ohříváku

$$\alpha_1^S = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP}^S \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (13.34)$$

$$\alpha_1^S = 0,021 \cdot \frac{0,035}{0,0098} \cdot \left(\frac{11,003 \cdot 0,0098}{25,325 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,723^{0,4} \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1^S = 52,943 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplota spalin a vlastnosti spalin

Uvažujeme výplň vlnitých a distančních plechů, proto $A=0,027$. Dále ekvivalentní průměr $d_e=7,8 \text{ mm}$ pro horké konce a $d_e=9,8 \text{ mm}$ pro konce studené. Hodnoty fyzikálních veličin jsou určeny pro obsah vody 20% ve spalinách.

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{163,913 + 105}{2} = 134,456 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13.35)$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,035 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 0,723$$

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 25,325 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Rychlost spalin horkého konce} \quad W_{SP}^H = 10,363 \text{ m/s}$$

$$\text{Rychlost spalin studeného konce} \quad W_{SP}^S = 11,003 \text{ m/s}$$

$$\text{Opravný koeficient} \quad c_t = 1$$

$$\text{Oprava poměrnou délkou} \quad c_l = 1$$

13.3.3 Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu α_2 **Pro horký konec**

$$\alpha_2^H = A \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{VZ}^H \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (13.36)$$

$$\alpha_2^H = 0,027 \cdot \frac{0,03}{0,0078} \cdot \left(\frac{9,469 \cdot 0,0078}{20,086 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 0,956 \cdot 1$$

$$\alpha_2^H = 60,846 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro studený konec

$$\alpha_2^S = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{VZ}^S \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (13.37)$$

$$\alpha_2^S = 0,021 \cdot \frac{0,03}{0,0098} \cdot \left(\frac{10,053 \cdot 0,0098}{20,086 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 0,956 \cdot 1$$

$$\alpha_2^S = 47,432 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplota vzduchu a vlastnosti vzduchu

Střední teplota vzduchu $\bar{t}_{VZ} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,03 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,7$

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 20,086 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Rychlost vzduchu horkého konce $W_{VZ}^H = 9,469 \text{ m/s}$

Rychlost vzduchu studeného konce $W_{VZ}^S = 10,053 \text{ m/s}$

Opravný koeficient

$$c_t = \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^{0,5} = \left(\frac{70 + 273,15}{102,228 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,956 \quad (13.38)$$

Oprava poměrnou délkou $c_l = 1$

Teplota stěny listů

$$t_{st} = \frac{X_{SP} \cdot \vartheta + X_{VZ} \cdot t}{X_{SP} + X_{VZ}} = \frac{0,444 \cdot 134,456 + 0,444 \cdot 70}{0,444 + 0,444} = 102,228 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13.39)$$

14 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE PRO PARALELNÍ ZAPOJENÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

$$\Delta Q = Q_P^P \cdot \frac{\eta_K}{100} - (Q_{SK} + Q_{\dot{s}ot} + Q_{přKP} + Q_{KP1} + Q_{KP2} + Q_{KP3} + Q_{zaKP}) \quad (14.1)$$

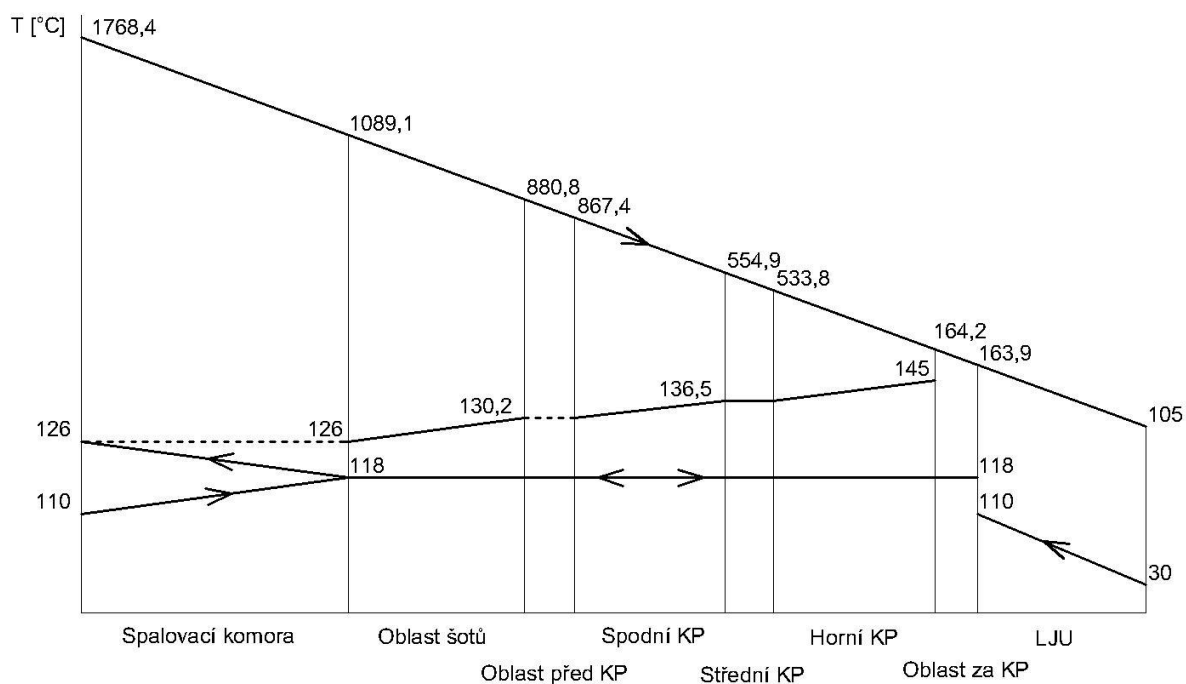
$$\Delta Q = 34300 \cdot \frac{95,288}{100} - (14892 + 4375 + 273 + 6366 + 209 + 6702 + 4,3)$$

$$\Delta Q = -135,962 \text{ kJ/m}^3$$

$$\Delta Q_{\%} = \frac{\Delta Q}{Q_P^P} \cdot 100 = \frac{-135,962}{34300} \cdot 100 = -0,396 \quad (14.2)$$

Vyjádřeno v procentech splňuje podmínku, kdy $\Delta Q_{\%}$ musí být menší jak 0,5 %.

14.1 Pilový diagram paralelního zapojení



Obr. 24 Pilový diagram paralelního zapojení výhřevných ploch

15 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

Zde se jedná o kontrolní výpočet pro ověření funkce kotle při sériovém zapojení výhřevných ploch. Kotel je stejně jako v paralelním zapojení dělen podle teplotního spádu spalin na sedm oblastí. Na rozdíl od paralelního zapojení jsou některé výhřevné plochy rozděleny z důvodu opakovaného průchodu vody danou oblastí. Tyto plochy mají rozdílné teplotní spády vody a jsou počítány jako doplňkové. Konstrukční uspořádání je totožné s paralelním zapojením. Z toho důvodu již není potřeba uvádět rozměry jednotlivých oblastí.

Množství vody cirkulující v kotli

V tomto zapojení budeme ohřívat vodu z teploty 110 °C a tlaku 2,8 MPa na teplotu 180 °C a tlak 2,3 MPa. Entalpie odečteny z tabulek.

$$M_{NV} = \frac{Q_V}{i_{VV} - i_{NV}} = \frac{116300}{763,843 - 463,298} = 386,963 \text{ kg/s} \quad (15.1)$$

Odhadnutý tlak napájecí vody

Vzhledem k přibližně polovičnímu průtočnému množství vody, uvažujeme tlakové ztráty stejné jako v případě paralelního zapojení.

$$p_{NV} = p_{out} + \Delta p_{mem} + \Delta p_{šot} + \Delta p_{konv} = 2,3 + 0,2 + 0,1 + 0,2 = 2,8 \text{ MPa} \quad (15.2)$$

16 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ - OBLAST SPALOVACÍ KOMORY

V sériovém zapojení protéká každou membránovou stěnou voda o různé teplotě. To by znamenalo počítat s dvaceti osmi doplňkovými plochami. Pro zjednodušení bylo teplo ve spalovací komoře rozděleno místo čtyř částí pouze na dvě poloviny. Ve zbytku membránové stěny mimo spalovací komoru se voda ohřeje jen mírně. Teplo z těchto ploch bylo zahrnuto při určení střední teploty vody, jenž bude proudit membránovými stěnami dále mimo spalovací komoru.

Parametry vody vstupující do membránových stěn mimo spalovací komoru

Teplo odevzdané ve spalovací komoře se však zvedne vzhledem ke zvýšení přívodu paliva. Upravená velikost odevzdaného tepla je vypočítána ve vztahu (24.24), polovina tohoto tepla je pak $Q_{pz}=7506,228 \text{ kJ/m}^3$.

Entalpie výstupní vody

$$i_{PZ \text{ out}} = \frac{Q_{PZ} \cdot M_{PV}}{M_{NV}} + i_{NV} = \frac{7506,228 \cdot 3,582}{386,963} + 463,298 = 532,776 \text{ kJ/m}^3 \quad (16.1)$$

Tlak výstupní vody $p_{PZ \text{ out}} = 2,8 - \frac{0,2}{2} = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota výstupní vody $t_{PZ \text{ out}} = 126,425 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Parametry vody vracející se do membránových stěn spalovací komory

Voda se v dalších částech membránové stěny ohřívá tak málo, že je jednotlivé ohřátí zanedbatelné. Dohromady je zde však nezanedbatelný nárůst entalpie. Q_{zbytek} zahrnuje teplo ze všech doplňkových membránových stěn ve zbytku kotle.

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot Q_{zbytek} = \frac{3,582}{386,963} \cdot 1418,512 = 13,130 \text{ kJ/m}^3 \quad (16.2)$$

Tlak vstupní vody $p_{B \text{ in}} = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota vstupné vody $t_{B \text{ in}} = 128,621 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Entalpie vstupné vody $i_{B \text{ in}} = 532,776 + 13,130 = 543,344 \text{ kJ/kg}$

Parametry vody vstupující do šotů

Entalpie výstupní vody

$$i_{B \text{ out}} = \frac{Q_B \cdot M_{PV}}{M_{NV}} + i_{B \text{ in}} = \frac{7506,228 \cdot 3,582}{386,963} + 543,344 = 612,822 \text{ kJ/m}^3 \quad (16.3)$$

Tlak výstupní vody $p_{B \text{ out}} = 2,6 \text{ MPa}$

Teplota výstupní vody $t_{B \text{ out}} = 145,192 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Střední hodnota teploty vody v membránách mimo spalovací komoru

$$\bar{t}_V = \frac{t_{PZ\ out} + t_{B\ in}}{2} = \frac{126,425 + 128,898}{2} = 127,662\ ^\circ\text{C} \quad (16.4)$$

17 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ - OBLAST ŠOTŮ

V sériovém zapojení prochází polovinou šotů voda ze spalovací komory, ale druhou polovinou prochází voda, která byla již ohřáta v horní části konvekční plochy. Proto zde uvažujeme s celkem třemi plochami, jenž mají vlastní teplotní spád vody. Třetí plocha je tvořena membránovou stěnou.

17.1.1 Parametry spalin

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{SP \text{ in}} = 1094,371 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ in}} = 20944,319 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Výstupní teplota} \quad t_{SP \text{ out}} = 887,782 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Výstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ out}} = 16570,600 \text{ kJ/m}^3$$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{1094,371 + 887,782}{2} = 991,076 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (17.1)$$

Průtočný průřez spalin

Shodný s paralelním zapojením ve vztahu (7.2). $F_{SP}=37,987 \text{ m}^2$.

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,582 \cdot 12,342}{37,987} \cdot \left(1 - \frac{991,076}{273}\right) \quad (17.2)$$

$$W_{SP} = 5,388 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 176,948 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,115 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 0,611$$

17.2 Šoty – první průtok

17.2.1 Parametry média

Zde byl nejdříve zvolen přírůstek výstupní teploty vody a nakonec byl upřesněn na hodnotu 3,194 °C.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{V \text{ in}} = 145,192 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vstupní entalpie $i_{V\ in} = 612,822\ kJ/m^3$

Vstupní tlak $p_{V\ in} = 2,6\ MPa$

Výstupní teplota $t_{V\ out} = 148,433\ ^\circ C$

Výstupní entalpie $i_{V\ out} = 626,794\ kJ/m^3$

Vstupní tlak $p_{V\ out} = 2,55\ MPa$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{145,192 + 148,433}{2} = 146,813\ ^\circ C \quad (17.3)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,6 + 2,55}{2} = 2,575\ MPa \quad (17.4)$$

Průtočný průřez média

V sériovém zapojení se průtočný průřez zmenší o polovinu.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_d \cdot n_{tr\ 1} \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,053^2}{4} \cdot 8 \cdot 32 \cdot 0,5 = 0,282\ m^2 \quad (17.5)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,282} \cdot 1,085 \cdot 10^{-3} = 1,488\ m/s \quad (17.6)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 196,927 \cdot 10^{-9}\ m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,688\ W/mK$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,14$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 181,4 \cdot 10^{-6}\ Ns/m^2$

Měrný objem $v = 1,086 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

17.2.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u šotů

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad $400\ ^\circ C$ je $\psi=0,85$.

$$k_{př} = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,př}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{75,040} + \frac{1}{9544,818}} = 63,286\ W/m^2K \quad (17.7)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

$$\alpha_{1,př} = \omega \cdot (\alpha_{k,př} + \alpha_{s,d}) = 0,95 \cdot (39,237 + 39,750) = 75,040 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (17.8)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 0,95$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné proudění

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (17.9)$$

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,912 \cdot \frac{0,115}{0,06} \cdot \left(\frac{5,388 \cdot 0,06}{176,948 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,611^{0,33}$$

$$\alpha_{k,př} = 39,239 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Korekce

Pro počet podélných řad $n_{tr1}=32$ je $c_z=1$. Z podmínky poměrných roztečí se za σ_1 místo 11,867 dosadí $\sigma_1=3$.

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,5}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (17.10)$$

$$c_s = 0,912$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{D} = \frac{0,712}{0,06} = 11,867 \quad (17.11)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{0,09}{0,06} = 1,5 \quad (17.12)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_{s,d} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (17.13)$$

$$\alpha_{s,d} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,254 \cdot (991 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{444,963}{991 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{444,963}{991 + 273,15}}$$

$$\alpha_{s,d} = 39,750 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,294} = 0,254 \quad (17.14)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 10,661 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,938 = 0,294 \quad (17.15)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (17.16)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,938}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{991,076 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 10,661 \, 1/m \cdot MPa$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{l} + \frac{1}{s_1} + \frac{1}{c}} = \frac{1,8}{\frac{1}{6,408} + \frac{1}{0,712} + \frac{1}{2,79}} = 0,938 \, m \quad (17.17)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_v + 273,15 + 25 = 146,813 + 273,15 + 25 = 444,963 \, K \quad (17.18)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_v \cdot d}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (17.19)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,053} \cdot \left(\frac{1,488 \cdot 0,053}{196,927 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

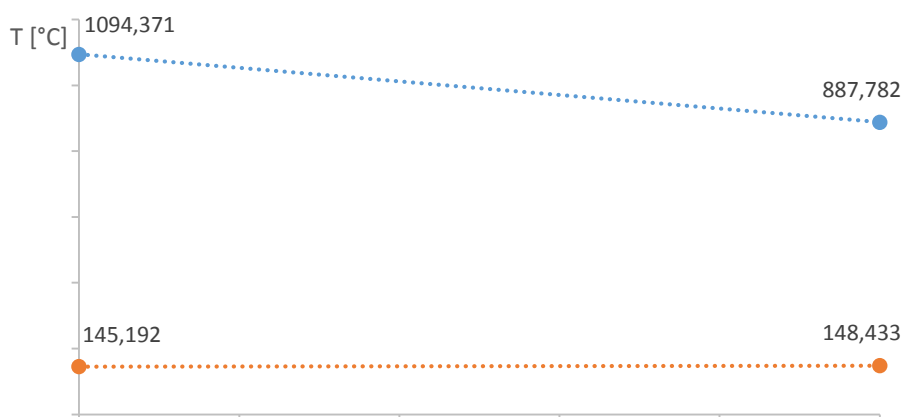
$$\alpha_2 = 9544,818 \, W/m^2 K$$

17.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{949,179 - 739,349}{\ln \frac{949,179}{739,349}} = 839,900 \, ^\circ C \quad (17.20)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \, in} - t_{V \, in} = 1094,371 - 145,192 = 949,179 \, ^\circ C \quad (17.21)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \, out} - t_{V \, out} = 887,782 - 148,433 = 739,349 \, ^\circ C \quad (17.22)$$



Obr. 25 Teplotní spád šotů první části

17.2.4 Výhřevná plocha šotů

Úhlový součinitel desek $x=0,75$ pro poměr $S_2/D=1,5$. U paralelního zapojení bude plocha šotů rozdělena na poloviny.

$$S = n_d \cdot S_{1d} \cdot x \cdot 0,5 = 8 \cdot 36,53 \cdot 0,75 \cdot 0,5 = 109,577 \text{ m}^2 \quad (17.23)$$

Plocha jedné desky

$$S_{1d} = 2 \cdot l \cdot (C + D) = 2 \cdot 6,408 \cdot (2,79 + 0,06) = 36,53 \text{ m}^2 \quad (17.24)$$

17.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{\dot{s}1} = \frac{k_{p\ddot{r}} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{pV}} \cdot 10^{-3} = \frac{63,286 \cdot 839,900 \cdot 109,577}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (17.25)$$

$$Q_{\dot{s}1} = 1626,140 \text{ kJ/m}^3$$

17.3 Šoty – druhý průtok

17.3.1 Parametry média

Zde byl zvolen přírůstek výstupní teploty vody a poté byl upřesněn na hodnotu 3,236 °C.

Vstupní teplota	$t_{V \text{ in}} = 162,353 \text{ }^{\circ}\text{C}$
-----------------	---

Vstupní entalpie	$i_{V \text{ in}} = 686,846 \text{ kJ/m}^3$
------------------	---

Vstupní tlak	$p_{V \text{ in}} = 2,45 \text{ MPa}$
--------------	---------------------------------------

Výstupní teplota	$t_{V \text{ out}} = 165,589 \text{ }^{\circ}\text{C}$
------------------	--

Výstupní entalpie	$i_{V \text{ out}} = 700,873 \text{ kJ/m}^3$
-------------------	--

Vstupní tlak $p_{V\ out} = 2,4\ MPa$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{162,353 + 165,589}{2} = 163,971\ ^\circ C \quad (17.26)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,45 + 2,4}{2} = 2,425\ MPa \quad (17.27)$$

Průtočný průřez média

Stejný jak při prvním průtoku $f=0,282\ m^2$ ze vztahu (17.5).

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,282} \cdot 1,105 \cdot 10^{-3} = 1,515\ m/s \quad (17.28)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskosity $\nu = \mu \cdot v = 185,859 \cdot 10^{-9}\ m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,682\ W/mK$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,073$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 168,127 \cdot 10^{-6}\ Ns/m^2$

Měrný objem $v = 1,105 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

17.3.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u šotů

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad $400\ ^\circ C$ je $\psi=0,85$.

$$k_{př} = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,př}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{75,713} + \frac{1}{9807,509}} = 63,863\ W/m^2K \quad (17.29)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

$$\alpha_{1,př} = \omega \cdot (\alpha_{k,př} + \alpha_{s,d}) = 0,95 \cdot (39,239 + 40,459) = 75,713\ W/m^2K \quad (17.30)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 0,95$

Součinitel přestupu tepla konvekci na straně spalin – příčné proudění

Shodný s první částí šotů. Určen ve vztahu (17.9), kde $\alpha_{k,př}=39,239\ W/m^2K$.

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Všechny parametry kromě teploty vody jsou shodné s první částí šotů. Vztahy (17.14) až (17.17).

$$\alpha_{s,d} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (17.31)$$

$$\alpha_{s,d} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,254 \cdot (991 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{462,121}{991 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{462,121}{991 + 273,15}}$$

$$\alpha_{s,d} = 40,459 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 163,971 + 273,15 + 25 = 462,121 \text{ K} \quad (17.32)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (17.33)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,682}{0,053} \cdot \left(\frac{1,515 \cdot 0,053}{185,859 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,073^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

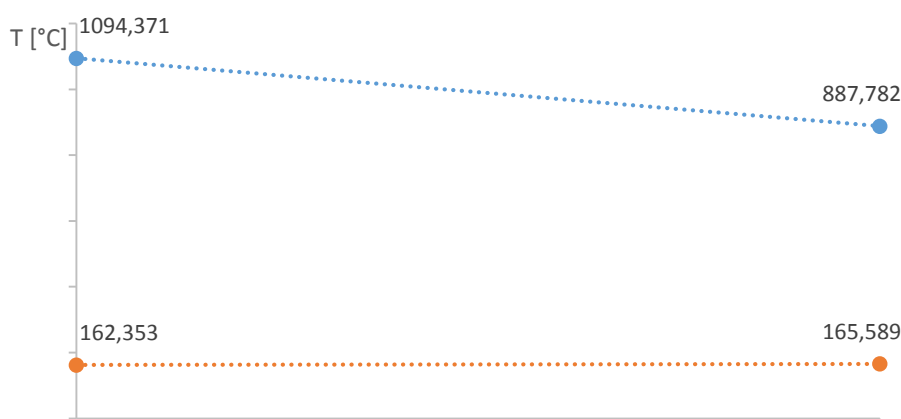
$$\alpha_2 = 9807,509 \text{ W/m}^2\text{K}$$

17.3.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{932,018 - 722,193}{\ln \frac{932,018}{722,193}} = 822,650 \text{ °C} \quad (17.34)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 1094,371 - 162,353 = 932,018 \text{ °C} \quad (17.35)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 887,782 - 165,589 = 722,193 \text{ °C} \quad (17.36)$$



Obr. 26 Teplotní spád šotů druhé části

17.3.4 Výhřevná plocha šotů

Výhřevná plocha je stejná jako v první části, tedy polovina celkové velikosti šotů. $S=109,577 \text{ m}^2$ dle vztahu (17.23).

17.3.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{\dot{s}2} = \frac{k_{p\ddot{r}} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{pV}} \cdot 10^{-3} = \frac{63,863 \cdot 822,650 \cdot 109,577}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (17.37)$$

$$Q_{\dot{s}2} = 1607,265 \text{ kJ/m}^3$$

17.4 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry média

Vstupní i výstupní parametry jsou shodné, proto tyto hodnoty můžeme považovat i za střední.

Střední teplota $\bar{t}_V = 127,662 \text{ }^\circ\text{C}$

Střední tlak $\bar{p}_V = 2,7 \text{ MPa}$

Průtočný průřez média

Voda protéká v sériovém zapojení vždy jen jednou stěnou o 88 trubkách.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,053^2}{4} \cdot 88 = 0,194 \text{ m}^2 \quad (17.38)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,194} \cdot 1,066 \cdot 10^{-3} = 2,125 \text{ m/s} \quad (17.39)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = \mu \cdot \nu = 13,378 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,688 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 1,14$$

$$\text{Součinitel dynamické viskozity} \quad \mu = 181,4 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Měrný objem} \quad \nu = 1,066 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

17.4.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy v prostoru šotů

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi_{d,i}=0,85$.

$$k_{d,i} = \psi_{d,i} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,d,i}} + \frac{1}{\alpha_{2,i}}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{54,375} + \frac{1}{12880,997}} = 46,024 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (17.40)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_{1,d,i} = \alpha_{k,d,i} + \alpha_{s,i} = 15,397 + 38,978 = 54,375 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (17.41)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

$$\alpha_{k,d,i} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (17.42)$$

$$\alpha_{k,d,i} = 0,023 \cdot \frac{0,115}{1,195} \cdot \left(\frac{5,388 \cdot 1,195}{179,948 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,611^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,d,i} = 15,397 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr

Průměr i ostatní rozměry jsou shodné s paralelním řazením dle vztahu (7.32), kde $d_e=1,195$.

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Hodnoty jsou stejné jako v případě šotů. Liší se jen teplota vnějšího povrchu nánosů.

$$\alpha_{s,i} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (17.43)$$

$$\alpha_{s,i} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,254 \cdot (991 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{425,812}{991 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{425,812}{991 + 273,15}}$$

$$\alpha_{s,i} = 38,978 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 127,662 + 273,15 + 25 = 425,812 \text{ K} \quad (17.44)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_{2,i} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (17.45)$$

$$\alpha_{2,i} = 0,023 \cdot \frac{0,688}{0,053} \cdot \left(\frac{2,125 \cdot 0,053}{193,378 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

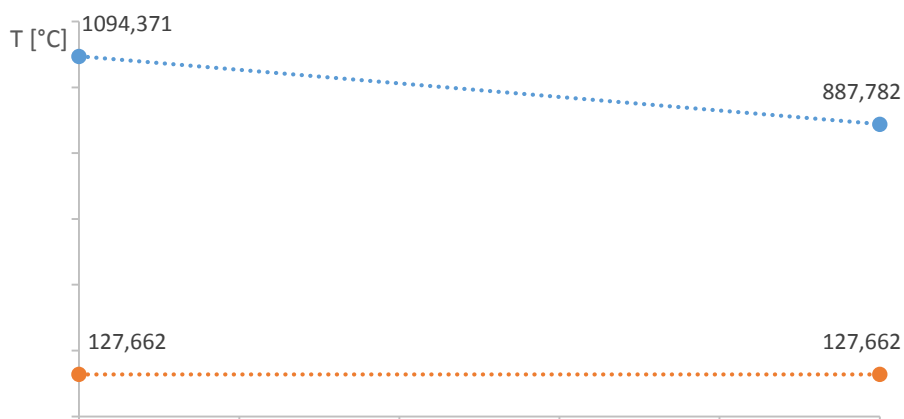
$$\alpha_{2,i} = 12880,977 \text{ W/m}^2\text{K}$$

17.4.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{966,709 - 760,120}{\ln \frac{966,709}{760,120}} = 859,279 \text{ °C} \quad (17.46)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 1094,371 - 127,662 = 966,709 \text{ °C} \quad (17.47)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 887,782 - 127,662 = 760,120 \text{ °C} \quad (17.48)$$



Obr. 27 Teplotní spád membránové stěny v šotové oblasti

17.4.3 Výchřevná plocha membrány

Shodná s plochou v paralelním zapojení $S_d=71,513 \text{ m}^2$ dle vztahu (7.41).

17.4.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{\dot{s}_{dop}} = \frac{k_{d,i} \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{46,024 \cdot 859,279 \cdot 71,513}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (17.49)$$

$$Q_{\dot{s}_{dop}} = 789,609 \text{ kJ/m}^3$$

17.5 Teplo odevzdané sáláním z ohniště

17.5.1 Teplo zachycené v prostoru šotové oblasti

$$Q_{s,dp} = \frac{q_o \cdot F_o - q_{sv} \cdot F_{sv}}{M_{PV}} = \frac{33,283 \cdot 41,062 - 4,797 \cdot 41,062}{3,582} \quad (17.50)$$

$$Q_{s,dp} = 326,578 \text{ kJ/m}^3$$

Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště

Součinitel podílu tepelného toku výstupním průřezem a tepelného toku do stěn v místě výstupního průřezu $\delta=0,65$, součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště $y_h=0,55$ a střední zatížení ohniště je $93,100 \text{ kW/m}^2$ z (24.25).

$$q_o = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} = 0,65 \cdot 0,55 \cdot 93,100 = 33,283 \text{ kW/m}^2 \quad (17.51)$$

Výstupní průřez spalovací komory

$$F_o = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (17.52)$$

Výstupní průřez deskového přehříváku

$$F_{SV} = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (17.53)$$

Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem deskového přehříváku

Součinitel tepelné efektivity svazku pro spalování plynu $\psi_{SV}=0,7$. Stupeň černosti $a=0,254$ určeno v (17.14).

$$q_{SV} = q_m \cdot \frac{F_O}{F_{SV}} \cdot (1 - a) \cdot \varphi_{O-SV} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{SV} \cdot a \cdot \left(\frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{100} \right)^4 \quad (17.54)$$

$$q_{SV} = 51,205 \cdot \frac{41,1}{41,1} \cdot (1 - 0,25) \cdot 0,126 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 \cdot 0,25 \cdot \left(\frac{991 + 273}{100} \right)^4$$

$$q_{SV} = 4,797 \text{ kW/m}^2$$

Hustota tepelného toku do stěn v místě výstupního průřezu z ohniště

$$q_m = y_h \cdot \bar{q} = 0,55 \cdot 93,100 = 51,205 \text{ kW/m}^2 \quad (17.55)$$

Úhlový součinitel ohniště

$$\varphi_{O-SV} = \sqrt{\left(\frac{C}{S_1} \right)^2 + 1} - \frac{C}{S_1} = \sqrt{\left(\frac{2,79}{0,712} \right)^2 + 1} - \frac{2,79}{0,712} = 0,126 \quad (17.56)$$

17.5.2 Teplo zachycené jednotlivými plochami

Plochy již známe z předchozích výpočtů (17.23) a (7.41).

Teplo zachycené šoty při prvním průtoku

$$Q_{s,d} = \frac{S}{S + S_d} \cdot Q_{s,dp} = \frac{109,577}{2 \cdot 109,577 + 71,513} \cdot 326,578 = 123,115 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.57)$$

Teplo zachycené šoty při druhém průtoku

$$Q_{s,1} = \frac{S}{S + S_d} \cdot Q_{s,dp} = \frac{109,577}{2 \cdot 109,577 + 71,513} \cdot 326,578 = 123,115 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.58)$$

Teplo zachycené membránou

$$Q_{s,2} = \frac{S_i}{S + S_d} \cdot Q_{s,dp} = \frac{71,513}{2 \cdot 109,577 + 71,513} \cdot 326,578 = 80,348 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.59)$$

Kontrola

$$Q_{s,dp} = Q_{s,d} + \sum Q_{s,i} = 2 \cdot 123,115 + 80,348 = 326,578 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.60)$$

17.5.3 Sálavé teplo z ohniště

$$Q_{SO} = \frac{q_o \cdot F_o}{M_{PV}} = \frac{33,283 \cdot 41,062}{3,582} = 381,571 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.61)$$

17.6 Tepelná bilance oblasti šotů

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,0001 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_{\dot{s}1} + Q_{\dot{s}2} + Q_{\dot{s} dop} + Q_{s,dp} = 1626,14 + 1607,265 + 789,61 + 326,578 \quad (17.62)$$

$$Q_k = 4349,592 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP in} - I_{SP out}) = 0,995 \cdot (20944,319 - 16570,600) \quad (17.63)$$

$$Q_{SP} = 4349,597 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně vody

Tímto vztahem si ověříme platnost zvolených přírůstků teploty vody v obou půlkách šotů. Entalpii Δi odpovídá přírůstek teploty 3,241 °C pro první průtočnou půlku a 3,236 °C pro druhou průtočnou půlku šotů.

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot (Q_{\dot{s}1} + Q_{s,d}) = \frac{3,582}{386,963} \cdot (1626,140 + 123,115) = 16,191 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.64)$$

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot (Q_{\dot{s}2} + Q_{s,1}) = \frac{3,582}{386,963} \cdot (1607,265 + 123,115) = 16,017 \text{ kJ/m}^3 \quad (17.65)$$

18 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ – OBLAST PŘED KONVEKČNÍ PLOCHOU

V tomto prostoru máme pouze krátký úsek membránové stěny. Proto byly spaliny vychlazený pouze o zhruba 13,52 °C. Navíc zde ještě uvažujeme se zbytkovým teplem vysálaným za šoty.

18.1 Parametry spalin a média

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{SP \text{ in}} = 887,782 \text{ °C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ in}} = 16570,600 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Výstupní teplota} \quad t_{SP \text{ out}} = 874,262 \text{ °C}$$

$$\text{Výstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ out}} = 16294,104 \text{ kJ/m}^3$$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{887,782 + 874,262}{2} = 881,022 \text{ °C} \quad (18.1)$$

Průtočný průřez spalin

$$F_{SP} = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (18.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,582 \cdot 12,342}{41,062} \cdot \left(1 - \frac{881,022}{273}\right) \quad (18.3)$$

$$W_{SP} = 4,551 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 152,015 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,104 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 0,622$$

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 17.4.

18.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{48,185} + \frac{1}{12880,997}} = 40,805 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (18.4)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 9,908 + 38,277 = 48,185 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (18.5)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Opravné součinitele a ekvivalentní průměr je stejný jako v paralelním zapojení v kapitole 8.2. Změny jsou jen v parametrech spalin.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (18.6)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,104}{6,408} \cdot \left(\frac{4,551 \cdot 6,408}{152,015 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,622^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 9,908 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (18.7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,315 \cdot (881 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{425,812}{881 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{425,812}{881 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 38,277 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,378} = 0,315 \quad (18.8)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 9,391 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 1,372 = 0,378 \quad (18.9)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (18.10)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,372}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{881,022 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 9,391 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{6,408 \cdot 6,408 \cdot 1}{107,757} = 1,372 \text{ m} \quad (18.11)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot A \cdot B + 4 \cdot B \cdot C = 2 \cdot 6,408 \cdot 6,408 + 4 \cdot 6,408 \cdot 1 = 107,757 \text{ m}^2 \quad (18.12)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 127,662 + 273,15 + 25 = 425,812 \text{ K} \quad (18.13)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

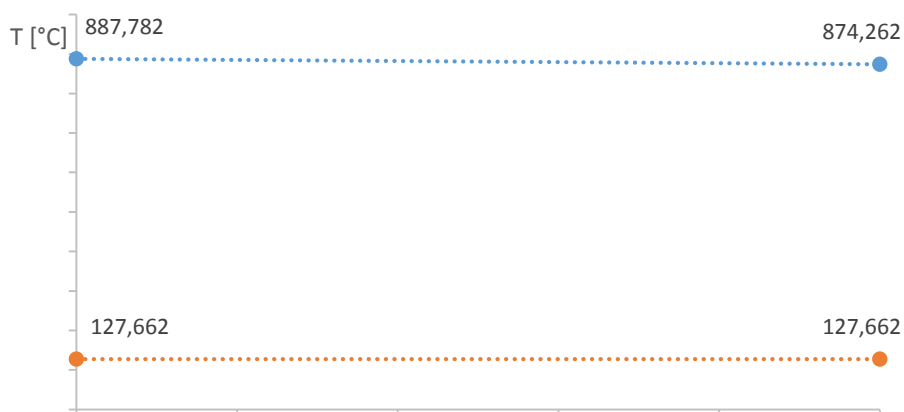
Stejný jako ve vztahu (17.45), kde $\alpha_2=12880,997 \text{ W/m}^2\text{K}$.

18.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{460,120 - 746,600}{\ln \frac{460,120}{746,600}} = 753,340 \text{ °C} \quad (18.14)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 887,782 - 127,662 = 460,120 \text{ °C} \quad (18.15)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 874,262 - 127,662 = 746,600 \text{ °C} \quad (18.16)$$



Obr. 28 Teplotní spád v oblasti před konvekční plochou

18.4 Výhřevná plocha membrány

$$S = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 1 = 25,632 \text{ m}^2 \quad (18.17)$$

18.5 Tepelná bilance

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,001 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

Zde musíme přidat zbytek tepla vysátého za šoty.

$$Q_k = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} + (Q_{SO} - Q_{s,dp}) \quad (18.18)$$

$$Q_k = \frac{40,805 \cdot 753,340 \cdot 25,632}{3,582} \cdot 10^{-3} + (381,571 - 326,578)$$

$$Q_k = 274,975 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalín

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (16570,600 - 16294,104) \quad (18.19)$$

$$Q_{SP} = 274,972 \text{ kJ/m}^3$$

19 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ – SPODNÍ ČÁST KONVEKČNÍ PLOCHY

Stejně jako v případě šotů je zde v sériovém zapojení konvekční plocha rozdělena na dvě půlky. Jednou teče voda ohřátá jen v šotech. Druhou polovinou teče voda, jenž již jednou prošla všemi oblastmi v tahu kotle.

19.1.1 Parametry spalin

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{SP \text{ in}} = 874,262 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ in}} = 16294,104 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Výstupní teplota} \quad t_{SP \text{ out}} = 558,693 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Výstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ out}} = 10016,368 \text{ kJ/m}^3$$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{874,262 + 558,693}{2} = 716,478 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (19.1)$$

Průtočný průřez spalin

Průtočný průřez spalin je stejný jako v případě paralelního zapojení.

$$F_{SP} = A \cdot B - n_d \cdot D \cdot l = 6,408 \cdot 6,408 - 88 \cdot 0,032 \cdot 6,348 = 23,186 \text{ m}^2 \quad (19.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,582 \cdot 12,342}{23,186} \cdot \left(1 - \frac{716,478}{273}\right) \quad (19.3)$$

$$W_{SP} = 6,910 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 117,460 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,089 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 0,638$$

19.2 Spodní konvekční část – první průtok

19.2.1 Parametry média

Zde byl nejdříve zvolen přírůstek výstupní teploty vody a nakonec byl upřesněn na hodnotu 6,263 °C.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{V \text{ in}} = 148,433 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Vstupní entalpie $i_{V\ in} = 626,794\ kJ/m^3$

Vstupní tlak $p_{V\ in} = 2,55\ MPa$

Výstupní teplota $t_{V\ out} = 154,696\ ^\circ C$

Výstupní entalpie $i_{V\ out} = 653,743\ kJ/m^3$

Vstupní tlak $p_{V\ out} = 2,5\ MPa$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{148,433 + 154,696}{2} = 151,565\ ^\circ C \quad (19.4)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,55 + 2,5}{2} = 2,525\ MPa \quad (19.5)$$

Průtočný průřez média

Poloviční oproti paralelnímu zapojení.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_d \cdot n_{tr\ 1} \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 88 \cdot 8 \cdot 0,5 = 0,173\ m^2 \quad (19.6)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,173} \cdot 1,091 \cdot 10^{-3} = 2,443\ m/s \quad (19.7)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 196,263 \cdot 10^{-9}\ m^2/s$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,687\ W/mK$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,132$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 179,914 \cdot 10^{-6}\ Ns/m^2$

Měrný objem $v = 1,091 \cdot 10^{-3}\ m^3/kg$

19.2.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad $400\ ^\circ C$ je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{75,442} + \frac{1}{16480,177}} = 63,833\ W/m^2K \quad (19.8)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalín u desek

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (64,621 + 10,820) = 75,422 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (19.9)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín – příčné proudění

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (19.10)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,089}{0,032} \cdot \left(\frac{6,910 \cdot 0,032}{117,460 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,638^{0,33}$$

$$\alpha_k = 64,621 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Korekce

Pro počet podélných řad $z_2=2 \cdot 8=16$ je $c_z=1$.

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (19.11)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 2,25 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,938}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{D} = \frac{0,072}{0,032} = 2,25 \quad (19.12)$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{0,062}{0,032} = 1,938 \quad (19.13)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (19.14)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,126 \cdot (716 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{449,715}{716 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{449,715}{716 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 10,820 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,135} = 0,126 \quad (19.15)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 35,027 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,131 = 0,135 \quad (19.16)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (19.17)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,131}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{716,478 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 35,027 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,072 \cdot 0,062}{0,032^2} - 1 \right) \quad (19.18)$$

$$s = 0,131 \text{ m}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 151,565 + 273,15 + 25 = 449,715 \text{ K} \quad (19.19)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (19.20)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,687}{0,025} \cdot \left(\frac{2,443 \cdot 0,025}{196,263 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,132^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

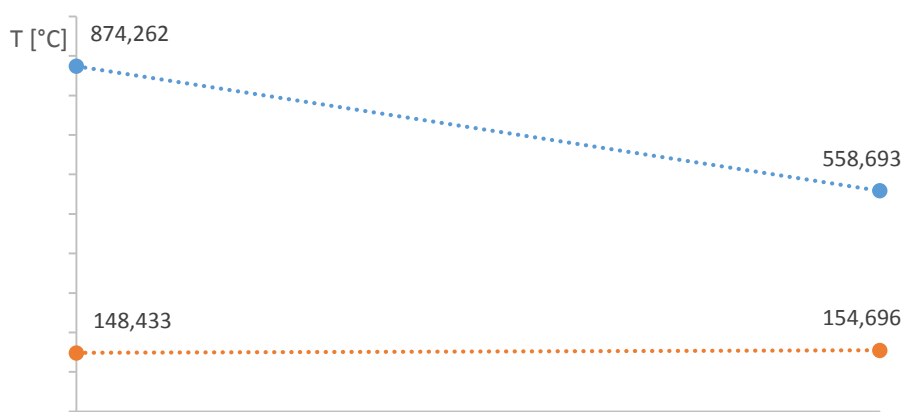
$$\alpha_2 = 16480,177 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

19.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{725,829 - 403,997}{\ln \frac{725,829}{403,997}} = 549,288 \text{ °C} \quad (19.21)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 874,262 - 148,433 = 725,829 \text{ °C} \quad (19.22)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 558,693 - 154,696 = 403,997 \text{ °C} \quad (19.23)$$



Obr. 29 Teplotní spád první spodní části konvekční plochy

19.2.4 Výchřevná plocha desek spodní konvekční části

Úhlový součinitel desek $\alpha = 0,61$ pro poměr $S_2/D = 1,938$. Poloviční plocha oproti paralelnímu zapojení.

$$S = n_d \cdot S_{1d} \cdot \alpha \cdot 0,5 = 88 \cdot 11,83 \cdot 0,61 \cdot 0,5 = 317,589 \text{ m}^2 \quad (19.24)$$

Plocha jedné desky

Samotná deska je složena ze dvou svazků, které jsou jednou zakrouceny. Její šířka je $\check{s} = 434 \text{ mm}$.

$$S_{1d} = 2 \cdot l \cdot (\check{s} + D) \cdot 2 = 2 \cdot 6,348 \cdot (0,434 + 0,032) \cdot 2 = 11,83 \text{ m}^2 \quad (19.25)$$

19.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{T1} = \frac{k_{př} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{63,833 \cdot 549,288 \cdot 317,589}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (19.26)$$

$$Q_{T1} = 3108,964 \text{ kJ/m}^3$$

19.3 Spodní konvekční část – druhý průtok

19.3.1 Parametry média

Zde byl nejdříve zvolen přírůstek výstupní teploty vody a nakonec byl upřesněn na hodnotu $6,101 \text{ °C}$.

Vstupní teplota $t_{V in} = 165,589 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $i_{V in} = 700,873 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V in} = 2,4 \text{ MPa}$

Výstupní teplota $t_{V\ out} = 171,690\ ^\circ\text{C}$

Výstupní entalpie $i_{V\ out} = 727,438\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Vstupní tlak $p_{V\ out} = 2,35\ \text{MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{165,589 + 171,690}{2} = 168,640\ ^\circ\text{C} \quad (19.27)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,4 + 2,35}{2} = 2,375\ \text{MPa} \quad (19.28)$$

Průtočný průřez média

Poloviční oproti paralelnímu zapojení.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_d \cdot n_{tr\ 1} \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 88 \cdot 8 \cdot 0,5 = 0,173\ \text{m}^2 \quad (19.29)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,173} \cdot 1,111 \cdot 10^{-3} = 2,489\ \text{m}/\text{s} \quad (19.30)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 181,912 \cdot 10^{-9}\ \text{m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,679\ \text{W}/\text{mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,051$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 163,692 \cdot 10^{-6}\ \text{Ns}/\text{m}^2$

Měrný objem $v = 1,111 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}$

19.3.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad $400\ ^\circ\text{C}$ je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{75,695} + \frac{1}{17050,932}} = 64,057\ \text{W}/\text{m}^2\text{K} \quad (19.31)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin je stejný jako v první části šotů $\alpha_k=64,621$ dle vztahu (19.10).

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (64,621 + 11,074) = 75,695\ \text{W}/\text{m}^2\text{K} \quad (19.32)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Parametry a konstanty jsou stejné jako v první části šotů dle kapitoly 19.2.2. Liší se pouze v teplotě proudící vody.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (19.33)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,126 \cdot (716 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{466,790}{716 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{466,790}{716 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 11,074 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_v + 273,15 + 25 = 168,640 + 273,15 + 25 = 466,790 \text{ K} \quad (19.34)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_v \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (19.35)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,679}{0,025} \cdot \left(\frac{2,489 \cdot 0,025}{181,912 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,051^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

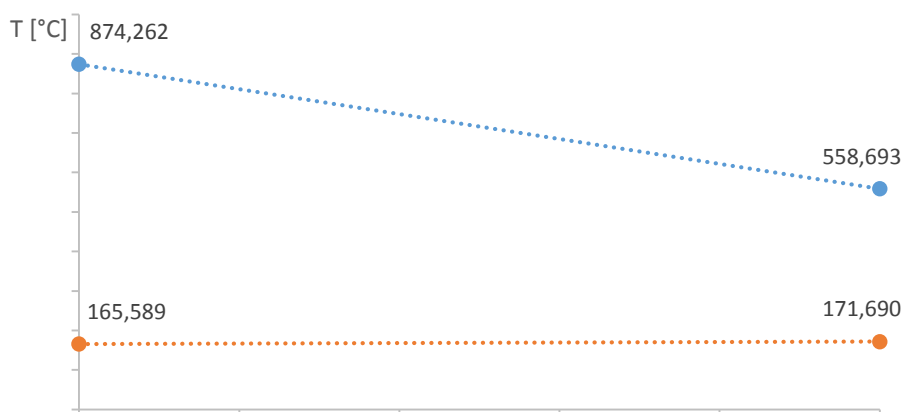
$$\alpha_2 = 17050,932 \text{ W/m}^2\text{K}$$

19.3.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{708,673 - 387,003}{\ln \frac{708,673}{387,003}} = 531,719 \text{ °C} \quad (19.36)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 874,262 - 165,589 = 708,673 \text{ °C} \quad (19.37)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 558,693 - 171,690 = 387,003 \text{ °C} \quad (19.38)$$



Obr. 30 Teplotní spád druhé spodní části konvekční plochy

19.3.4 Výhřevná plocha desek spodní konvekční části

Stejná jako v první části, tedy polovina celku. $S=317,589 \text{ m}^2$.

19.3.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{T2} = \frac{k_{př} \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{64,057 \cdot 531,719 \cdot 317,589}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (19.39)$$

$$Q_{T2} = 3020,062 \text{ kJ/m}^3$$

19.4 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 17.4.

19.4.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{33,823} + \frac{1}{12880,997}} = 28,674 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (19.40)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 23,347 + 10,476 = 33,823 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (19.41)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín – podélné proudění

Ekvivalentní průměr a opravné konstanty jsou shodné s paralelním zapojením v kapitole 9.3.1.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (19.42)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,089}{0,081} \cdot \left(\frac{6,910 \cdot 0,081}{117,460 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,638^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,26 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 23,347 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Hodnoty jsou stejné jako v případě trubek spodní části konvekční plochy. Liší se jen teplota vnějšího povrchu nánosů.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (19.43)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,126 \cdot (716 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{425,812}{716 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{425,812}{716 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 10,4476 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 127,662 + 273,15 + 25 = 425,812 \text{ K} \quad (19.44)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

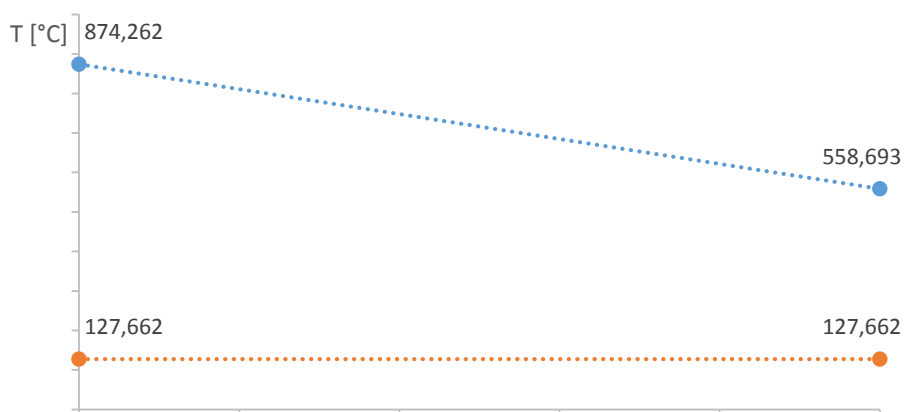
Stejný jako ve vztahu (17.45), kde $\alpha_2 = 12880,997 \text{ W/m}^2\text{K}$.

19.4.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{746,600 - 431,031}{\ln \frac{746,600}{431,031}} = 574,441 \text{ °C} \quad (19.45)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 874,262 - 127,662 = 746,600 \text{ °C} \quad (19.46)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 558,693 - 127,662 = 431,031 \text{ °C} \quad (19.47)$$



Obr. 31 Teplotní spád membránové stěny ve spodní části konvekční plochy

19.4.3 Výchřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 0,968 = 24,812 \text{ m}^2 \quad (19.48)$$

19.4.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{dop} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{28,674 \cdot 574,441 \cdot 24,812}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (19.49)$$

$$Q_{dop} = 114,103 \text{ kJ/m}^3$$

19.5 Tepelná bilance spodní části konvekční plochy

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,0003 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_{T1} + Q_{T1} + Q_{dop} = 3108,96 + 3020,06 + 114,103 = 6243,129 \text{ kJ/m}^3 \quad (19.50)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalín

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (16294,104 - 10016,368) \quad (19.51)$$

$$Q_{SP} = 6243,113 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně vody

Tímto vztahem si ověříme platnost zvoleného přírůstku teplot vody v jednotlivých částech spodního dílu konvekční plochy. Entalpii Δi odpovídá přírůstek teploty 6,263 °C pro první část. V druhé části je to 6,101 °C.

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot Q_{T1} = \frac{3,582}{386,963} \cdot 3108,964 = 28,777 \text{ kJ/m}^3 \quad (19.52)$$

$$\Delta i = \frac{M_{PV}}{M_{NV}} \cdot Q_{T2} = \frac{3,582}{386,963} \cdot 3020,062 = 27,954 \text{ kJ/m}^3 \quad (19.53)$$

20 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ – STŘEDNÍ ČÁST KONVEKČNÍ PLOCHY

20.1.1 Parametry spalin

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty výstupních spalin volena.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{SP \text{ in}} = 558,693 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ in}} = 10016,368 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Výstupní teplota} \quad t_{SP \text{ out}} = 547,356 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Výstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ out}} = 9801,283 \text{ kJ/m}^3$$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{558,693 + 547,356}{2} = 553,025 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (20.1)$$

Průtočný průřez spalin

Trubky zabírají pouze malou část průřezu kanálu.

$$F_{SP} = A \cdot B - z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 6,408 \cdot 6,408 - 704 \cdot \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} = 40,496 \text{ m}^2 \quad (20.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,582 \cdot 12,342}{40,496} \cdot \left(1 - \frac{553,025}{273}\right) \quad (20.3)$$

$$W_{SP} = 3,303 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 86,697 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,074 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 0,655$$

20.2 Střední konvekční část – první průtok

20.2.1 Parametry média

V této části konvekční plochy se voda ohřála o zanedbatelnou hodnotu.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_V \text{ in} = 154,696 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad i_V \text{ in} = 653,743 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Vstupní tlak} \quad p_V \text{ in} = 2,5 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota $t_{V out} = 154,696 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Výstupní entalpie $i_{V out} = 653,743 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V out} = 2,5 \text{ MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V in} + t_{V out}}{2} = \frac{154,696 + 154,696}{2} = 154,696 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (20.4)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V in} + p_{V out}}{2} = \frac{2,5 + 2,5}{2} = 2,5 \text{ MPa} \quad (20.5)$$

Průtočný průřez média

Průřez je poloviční oproti paralelnímu řazení.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 704 \cdot 0,5 = 0,173 \text{ m}^2 \quad (20.6)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,173} \cdot 1,094 \cdot 10^{-3} = 2,451 \text{ m/s} \quad (20.7)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 193,649 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,686 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,117$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 176,939 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

Měrný objem $v = 1,094 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

20.2.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{29,779} + \frac{1}{16577,632}} = 25,267 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (20.8)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (11,353 + 18,426) = 29,779 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (20.9)$$

Součinitel omývání desek $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín – podélné proudění

Ekvivalentní průměr a opravné koeficienty jsou shodné s paralelním řazením v kapitole 10.2.2.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (20.10)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,074}{1,68} \cdot \left(\frac{3,303 \cdot 1,68}{86,697 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,655^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 11,353 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (20.11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,325 \cdot (553 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{452,846}{553 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{452,846}{553 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 18,426 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,393} = 0,325 \quad (20.12)$$

Optická hustota spalín

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 13,507 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,992 = 0,393 \quad (20.13)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (20.14)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,992}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{553,025 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 13,507 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Shodná s paralelním zapojením ve vztahu (10.18) kde $s=0,992 \text{ m}$.

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_v + 273,15 + 25 = 154,696 + 273,15 + 25 = 452,846 \text{ K} \quad (20.15)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_v \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (20.16)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,686}{0,025} \cdot \left(\frac{2,451 \cdot 0,025}{193,649 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,117^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

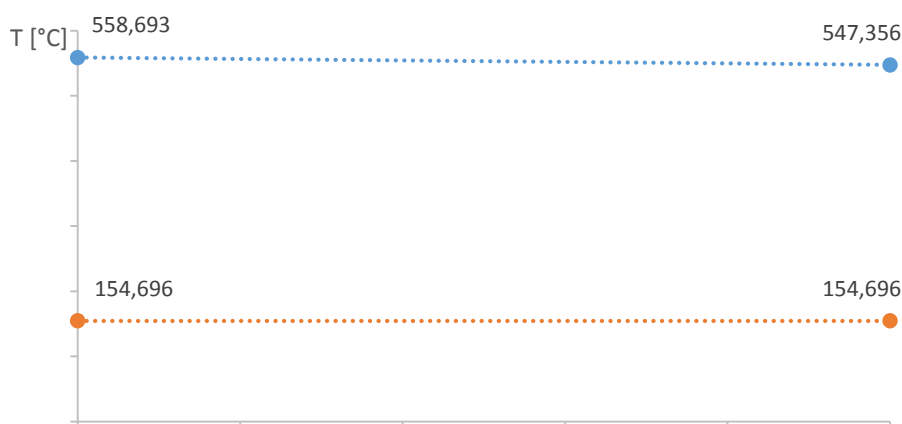
$$\alpha_2 = 16577,632 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

20.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{403,997 - 392,660}{\ln \frac{403,997}{392,660}} = 398,301 \text{ °C} \quad (20.17)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{v \text{ in}} = 558,693 - 154,696 = 403,997 \text{ °C} \quad (20.18)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{v \text{ out}} = 547,356 - 154,696 = 392,660 \text{ °C} \quad (20.19)$$



Obr. 32 Teplotní spád první střední části konvekční plochy

20.2.4 Výhřevná plocha trubek střední konvekční části

Součinitel využití $x=0,3$ pro korekci této plochy vzhledem ke svému umístění v tahu spalin. Plocha je poloviční v případě sériového zapojení.

$$S = n_d \cdot S_{1d} \cdot x \cdot 0,5 = 88 \cdot 1,49 \cdot 0,3 \cdot 0,5 = 16,986 \text{ m}^2 \quad (20.20)$$

Plocha jednoho bloku trubek

$$S_{1d} = n_{tr1} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 8 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 1,6 = 1,29 \text{ m}^2 \quad (20.21)$$

20.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{T1} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{25,267 \cdot 398,301 \cdot 16,986}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (20.22)$$

$$Q_{T1} = 47,725 \text{ kJ/m}^3$$

20.3 Střední konvekční část – druhý průtok**20.3.1 Parametry média**

V této části konvekční plochy se voda ohřála o zanedbatelnou hodnotu.

Vstupní teplota $t_{V \text{ in}} = 171,690 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Vstupní entalpie $i_{V \text{ in}} = 727,438 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V \text{ in}} = 2,35 \text{ MPa}$

Výstupní teplota $t_{V \text{ out}} = 171,690 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Výstupní entalpie $i_{V \text{ out}} = 727,438 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V \text{ out}} = 2,35 \text{ MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V \text{ in}} + t_{V \text{ out}}}{2} = \frac{171,690 + 171,690}{2} = 171,690 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (20.23)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V \text{ in}} + p_{V \text{ out}}}{2} = \frac{2,35 + 2,35}{2} = 2,35 \text{ MPa} \quad (20.24)$$

Průtočný průřez média

Průřez je poloviční oproti paralelnímu řazení.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 704 \cdot 0,5 = 0,173 \text{ m}^2 \quad (20.25)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,173} \cdot 1,115 \cdot 10^{-3} = 2,498 \text{ m/s} \quad (20.26)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = \mu \cdot \nu = 179,320 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,678 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 1,036$$

$$\text{Součinitel dynamické viskozity} \quad \mu = 160,794 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$\text{Měrný objem} \quad \nu = 1,115 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

20.3.2 Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění u desek

Součinitel tepelné efektivnosti pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{30,303} + \frac{1}{17163,977}} = 25,712 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (20.27)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin u desek

Součinitel přestupu je shodný s první částí střední konvekční plochy ve vztahu (20.10). Jeho hodnota je $\alpha_k=11,353 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (11,353 + 18,950) = 30,303 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (20.28)$$

$$\text{Součinitel omývání desek} \quad \omega = 1$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Vše je stejné jako v případě první části střední konvekční části 20.2.2, liší se jen v teplotě vody.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (20.29)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,325 \cdot (553 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{469,840}{553 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{469,840}{553 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 18,950 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 171,690 + 273,15 + 25 = 469,840 \text{ K} \quad (20.30)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci na straně média

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (20.31)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,678}{0,025} \cdot \left(\frac{2,498 \cdot 0,025}{179,320 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,036^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

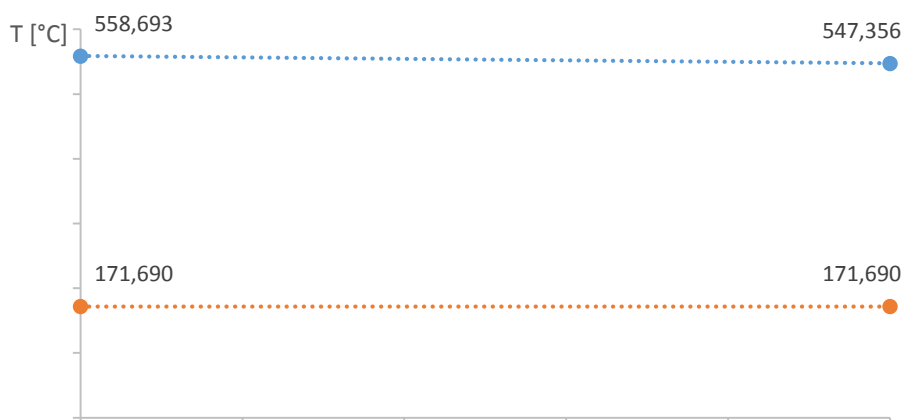
$$\alpha_2 = 17163,977 \text{ W/m}^2\text{K}$$

20.3.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{387,003 - 375,666}{\ln \frac{387,003}{375,666}} = 381,306 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20.32)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 558,693 - 171,690 = 387,003 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20.33)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 547,356 - 171,690 = 375,666 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20.34)$$



Obr. 33 Teplotní spád druhé střední části konvekční plochy

20.3.4 Výhřevná plocha trubek střední konvekční části

Stejná jako v první části $S=16,986 \text{ m}^2$.

20.3.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{T2} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{25,712 \cdot 381,306 \cdot 16,986}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (20.35)$$

$$Q_{T2} = 46,494 \text{ kJ/m}^3$$

20.4 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 17.4.

20.4.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teploty spalin nad 400 °C je $\psi=0,85$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,85 \cdot \frac{1}{\frac{1}{28,978} + \frac{1}{12880,997}} = 24,576 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (20.36)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 11,353 + 17,625 = 28,978 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (20.37)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Je stejný jako v případě předchozí plochy. Spočítán v (20.10). Jeho hodnota je $\alpha_k=11,353 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Hodnoty jsou stejné jako v případě trubek střední části konvekční plochy. Liší se jen teplota vnějšího povrchu nánosů.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (20.38)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,325 \cdot (553 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{425,812}{553 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{425,812}{553 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 17,625 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 127,662 + 273,15 + 25 = 425,812 \text{ K} \quad (20.39)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

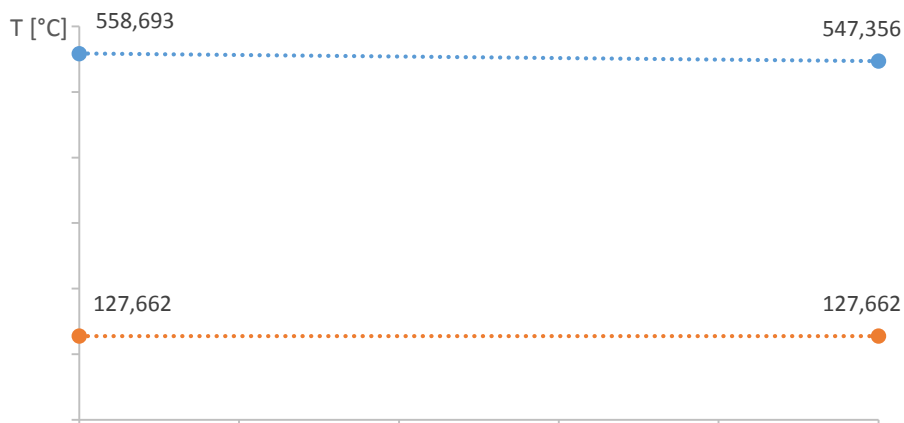
Stejný jako ve vztahu (17.45), kde $\alpha_2=12880,997 \text{ W/m}^2\text{K}$.

20.4.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{431,031 - 419,694}{\ln \frac{431,031}{419,694}} = 425,337 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20.40)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 558,693 - 127,662 = 431,031 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20.41)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 547,356 - 127,662 = 419,694 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (20.42)$$



Obr. 34 Teplotní spád membránové stěny ve střední části konvekční plochy

20.4.3 Výhřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 1,6 = 41,011 \text{ m}^2 \quad (20.43)$$

20.4.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{dop} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{24,576 \cdot 425,337 \cdot 41,011}{3,558} \cdot 10^{-3} \quad (20.44)$$

$$Q_{dop} = 119,686 \text{ kJ/m}^3$$

20.5 Tepelná bilance střední oblasti konvekční plochy

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,003 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_{T1} + Q_{T2} + Q_{dop} = 47,725 + 46,494 + 119,686 = 213,905 \text{ kJ/m}^3 \quad (20.45)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (10016,368 - 9801,283) \quad (20.46)$$

$$Q_{SP} = 213,898 \text{ kJ/m}^3$$

21 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ – HORNÍ ČÁST KONVEKČNÍ PLOCHY

21.1.1 Parametry spalin

Vstupní teplota $t_{SP\ in} = 547,356\ ^\circ\text{C}$

Vstupní entalpie $I_{SP\ in} = 9801,283\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Výstupní teplota $t_{SP\ out} = 190,125\ ^\circ\text{C}$

Výstupní entalpie $I_{SP\ out} = 3254,542\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP\ in} + t_{SP\ out}}{2} = \frac{547,356 + 190,125}{2} = 368,741\ ^\circ\text{C} \quad (21.1)$$

Průtočný průřez spalin

Shodný s průřezem v paralelním zapojení, kde ve vztahu (11.2) $F_{sp}=18,466\ \text{m}^2$.

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP\ r}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,582 \cdot 12,342}{18,466} \cdot \left(1 - \frac{368,741}{273}\right) \quad (21.2)$$

$$W_{SP} = 5,627\ \text{m}/\text{s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 56,042 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,057\ \text{W}/\text{mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,676$

21.2 Horní konvekční část – první průtok

21.2.1 Parametry média

Vstupní teplota $t_V\ in = 154,696\ ^\circ\text{C}$

Vstupní entalpie $i_V\ in = 653,743\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Vstupní tlak $p_V\ in = 2,5\ \text{MPa}$

Výstupní teplota $t_V\ out = 162,353\ ^\circ\text{C}$

Výstupní entalpie $i_V\ out = 763,843\ \text{kJ}/\text{m}^3$

Vstupní tlak $p_V\ out = 2,45\ \text{MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V\ in} + t_{V\ out}}{2} = \frac{154,696 + 162,353}{2} = 158,525\ ^\circ\text{C} \quad (21.3)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V\ in} + p_{V\ out}}{2} = \frac{2,5 + 2,45}{2} = 2,475\ \text{MPa} \quad (21.4)$$

Průtočný průřez média

V sériovém zapojení se sníží na polovinu.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 704 \cdot 0,5 = 0,173\ \text{m}^2 \quad (21.5)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,173} \cdot 1,099 \cdot 10^{-3} = 2,461\ \text{m/s} \quad (21.6)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 190,442 \cdot 10^{-9}\ \text{m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,684\ \text{W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,099$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 173,302 \cdot 10^{-6}\ \text{Ns/m}^2$

Měrný objem $v = 1,099 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{kg}$

21.2.2 Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky

Rozměrové součinitele, a všechny konstanty nezávislé na teplotě spalin jsou shodné s paralelním zapojením z kapitoly 11.2.2.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{21,117} + \frac{1}{16700,961} \cdot \frac{1,046}{0,079}} = 20,768\ \text{W/m}^2\text{K} \quad (21.7)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} \quad (21.8)$$

$$\alpha_{1r} = [0,931 \cdot 0,9 \cdot 1 + 0,069] \cdot \frac{0,85 \cdot 30,443}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 30,443}$$

$$\alpha_{1r} = 21,00\ \text{W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry

$$\alpha_k = 0,105 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,72} \quad (21.9)$$

$$\alpha_k = 0,105 \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot \frac{0,057}{0,004} \cdot \left(\frac{0,032}{0,004}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,004}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,63 \cdot 0,004}{0,00005604}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 30,443 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} \quad (21.10)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 30,443}{0,0013 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 30,443)}} = 29,927$$

Součin $\beta \cdot h_z$

$$\beta \cdot h_z = 29,927 \cdot 0,013 = 0,389 \quad (21.11)$$

Efektivnosti žebra

$$E = 0,9$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (21.12)$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,684}{0,025} \cdot \left(\frac{2,461 \cdot 0,025}{190,442 \cdot 10^{-9}}\right)^{0,8} \cdot 1,099^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

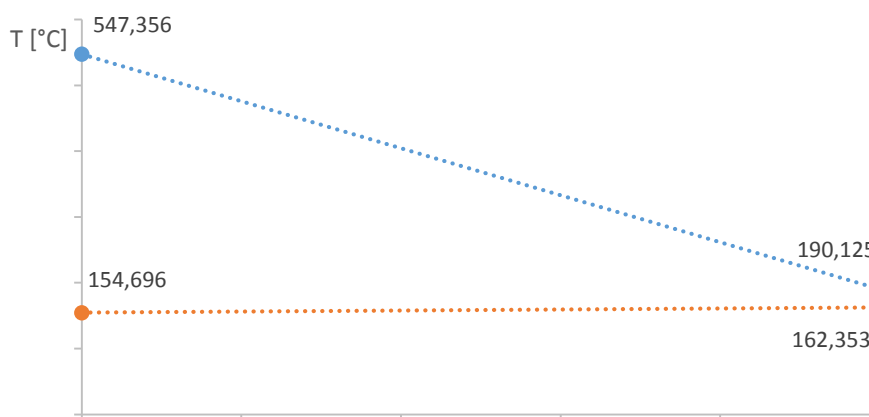
$$\alpha_{2r} = 16700,961 \text{ W/m}^2\text{K}$$

21.2.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{392,660 - 27,772}{\ln \frac{392,660}{27,772}} = 137,750 \text{ }^\circ\text{C} \quad (21.13)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 547,356 - 154,696 = 392,660 \text{ }^\circ\text{C} \quad (21.14)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 190,125 - 162,353 = 27,772 \text{ }^\circ\text{C} \quad (21.15)$$



Obr. 35 Teplotní spád první horní části konvekční plochy

21.2.4 Výhřevná plocha žebrovaných trubek horní části konvekční plochy

V sériovém zapojení je poloviční.

$$S = l_{tr} \cdot S_{1m} \cdot 0,5 = 8937,98 \cdot 1,046 \cdot 0,5 = 4674,536 \text{ m}^2 \quad (21.16)$$

Celková délka potrubí

$$l_{tr} = 2 \cdot z \cdot l = 2 \cdot 704 \cdot 6,348 = 8937,98 \text{ m} \quad (21.17)$$

21.2.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{T1} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{20,768 \cdot 137,750 \cdot 4674,536}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (21.18)$$

$$Q_{T1} = 3733,548 \text{ kJ/m}^3$$

21.3 Horní konvekční část – druhý průtok

21.3.1 Parametry média

Vstupní teplota $t_{V in} = 171,690 \text{ °C}$

Vstupní entalpie $i_{V in} = 727,438 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V in} = 2,35 \text{ MPa}$

Výstupní teplota $t_{V out} = 180 \text{ °C}$

Výstupní entalpie $i_{V out} = 763,843 \text{ kJ/m}^3$

Vstupní tlak $p_{V out} = 2,3 \text{ MPa}$

Střední teplota média

$$\bar{t}_V = \frac{t_{V \text{ in}} + t_{V \text{ out}}}{2} = \frac{171,690 + 180}{2} = 175,845 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (21.19)$$

Střední tlak média

$$\bar{p}_V = \frac{p_{V \text{ in}} + p_{V \text{ out}}}{2} = \frac{2,35 + 2,3}{2} = 2,325 \text{ MPa} \quad (21.20)$$

Průtočný průřez média

V sériovém zapojení se sníží na polovinu.

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 704 \cdot 0,5 = 0,173 \text{ m}^2 \quad (21.21)$$

Rychlost média

$$W_V = \frac{M_{NV}}{f} \cdot v = \frac{386,963}{0,173} \cdot 1,121 \cdot 10^{-3} = 2,510 \text{ m/s} \quad (21.22)$$

Vlastnosti média pro střední teplotu

Součinitel kinematické viskozity $\nu = \mu \cdot v = 175,774 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,676 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 1,016$

Součinitel dynamické viskozity $\mu = 156,847 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

Měrný objem $v = 1,121 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$

21.3.2 Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky

Rozměrové součinitele, a všechny konstanty nezávislé na teplotě spalin jsou shodné s paralelním zapojením z kapitoly 11.2.2.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{21,117} + \frac{1}{17324,077} \cdot \frac{1,046}{0,079}} = 20,780 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (21.23)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekci na straně spalin

Je shodný s první půlkou horní konvekční části, kde $\alpha_{1r}=21,117 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve vztahu (21.8)

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_V \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (21.24)$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,676}{0,025} \cdot \left(\frac{2,510 \cdot 0,025}{175,774 \cdot 10^{-9}} \right)^{0,8} \cdot 1,016^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

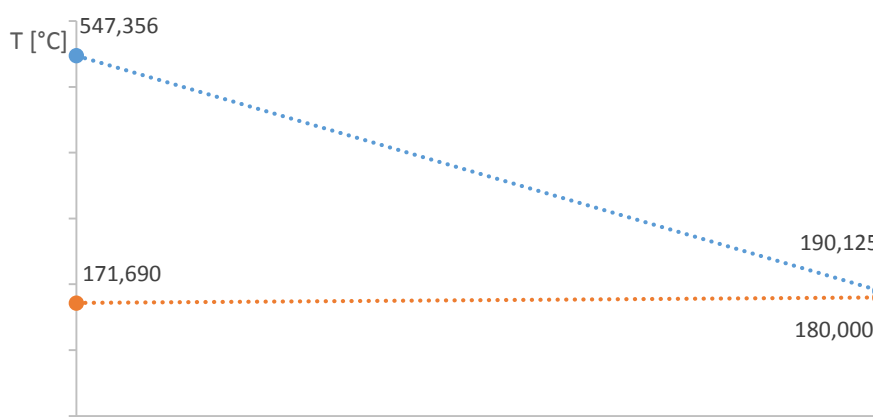
$$\alpha_{2r} = 17324,077 \text{ W/m}^2\text{K}$$

21.3.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{375,666 - 10,125}{\ln \frac{375,666}{10,125}} = 101,154 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (21.25)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 547,356 - 171,690 = 375,666 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (21.26)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 190,125 - 180 = 10,125 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (21.27)$$



Obr. 36 Teplotní spád druhé horní části konvekční plochy

21.3.4 Výhřevná plocha žebrovaných trubek horní části konvekční plochy

Stejná jak v první půlce horní konvekční plochy v kapitole 21.2.4, kde $S=4674,536 \text{ m}^2$.

21.3.5 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{T2} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{20,780 \cdot 101,154 \cdot 4674,536}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (21.28)$$

$$Q_{T2} = 2743,307 \text{ kJ/m}^3$$

21.4 Doplnková plocha – membránová stěna

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 17.4.

21.4.1 Součinitel prostupu tepla pro doplňkové plochy

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teplotu spalin pod 400 °C je $\psi=0,9$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,9 \cdot \frac{1}{\frac{1}{28,821} + \frac{1}{12880,997}} = 25,881 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (21.29)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin – podélné proudění

Ekvivalentní průměr a konstanty jsou stejné jako v případě paralelního zapojení v kapitole 17.4.1.

$$\alpha_k = \alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (21.30)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,057}{0,009} \cdot \left(\frac{5,627 \cdot 0,009}{56,042 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,676^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = 28,821 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

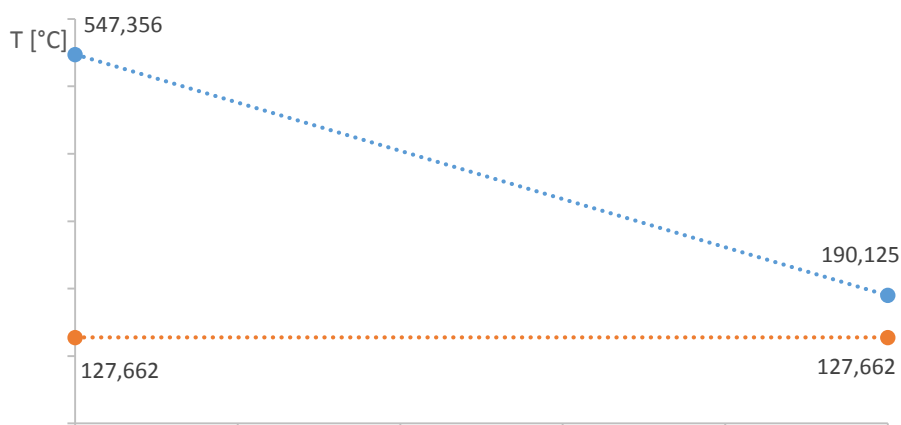
Stejný jako ve vztahu (17.45), kde $\alpha_2=12880,997 \text{ W/m}^2\text{K}$.

21.4.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{419,6948 - 62,463}{\ln \frac{419,6948}{62,463}} = 187,528 \text{ °C} \quad (21.31)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 547,356 - 127,662 = 419,6948 \text{ °C} \quad (21.32)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 190,125 - 127,622 = 62,463 \text{ °C} \quad (21.33)$$



Obr. 37 Teplotní spád membránové stěny v horní části konvekční plochy

21.4.3 Výchřevná plocha membrány

$$S_d = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 0,968 = 24,812 \text{ m}^2 \quad (21.34)$$

21.4.4 Rovnice sdílení tepla

$$Q_{dop} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S_d}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{25,881 \cdot 187,528 \cdot 24,812}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (21.35)$$

$$Q_{dop} = 33,621 \text{ kJ/m}^3$$

21.5 Tepelná bilance horní oblasti konvekční plochy

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,002 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = Q_{T1} + Q_{T2} + Q_{dop} = 3733,55 + 2743,31 + 33,62 = 6510,476 \text{ kJ/m}^3 \quad (21.36)$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalín

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (9801,283 - 3254,542) \quad (21.37)$$

$$Q_{SP} = 6510,633 \text{ kJ/m}^3$$

22 PARALERNÍ ZAPOJENÍ – OBLAST ZA KONVEKČNÍ PLOCHOU

V tomto prostoru máme pouze membránovou stěnu. Kvůli malé rychlosti spalin a jejich nízké teplotě se zde spaliny vychladí pouze o 0,359 °C.

22.1 Parametry spalin a média

Při prvotním výpočtu byla hodnota teploty vstupních spalin volena.

$$\text{Vstupní teplota} \quad t_{SP \text{ in}} = 190,125 \text{ °C}$$

$$\text{Vstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ in}} = 3254,542 \text{ kJ/m}^3$$

$$\text{Výstupní teplota} \quad t_{SP \text{ out}} = 189,766 \text{ °C}$$

$$\text{Výstupní entalpie} \quad I_{SP \text{ out}} = 3248,341 \text{ kJ/m}^3$$

Střední teplota spalin

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{190,125 + 189,766}{2} = 189,946 \text{ °C} \quad (22.1)$$

Průtočný průřez spalin

$$F_{SP} = A \cdot B = 6,408 \cdot 6,408 = 41,062 \text{ m}^2 \quad (22.2)$$

Rychlost spalin

$$W_{SP} = \frac{M_{PV} \cdot O_{SP \text{ r}}}{F_{SP}} \cdot \left(1 - \frac{\bar{t}_{SP}}{273}\right) = \frac{3,582 \cdot 12,342}{41,062} \cdot \left(1 - \frac{189,946}{273}\right) \quad (22.3)$$

$$W_{SP} = 1,826 \text{ m/s}$$

Vlastnosti spalin pro střední teplotu

$$\text{Součinitel kinematické viskozity} \quad \nu = 31,484 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Součinitel tepelné vodivosti} \quad \lambda = 0,040 \text{ W/mK}$$

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = 0,712$$

Parametry média

Rychlosti vody, vlastnosti vody, teplota i tlak jsou shodné s doplňkovou plochou v kapitole 17.4.

22.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel tepelné efektivity pro spalování plynu a teplotu spalin pod 400 °C je $\psi=0,9$.

$$k = \psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,9 \cdot \frac{1}{\frac{1}{13,997} + \frac{1}{12880,997}} = 12,583 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (22.4)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 6,866 + 7,131 = 13,997 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (22.5)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – podélné proudění

Ekvivalentní průměr a opravné koeficienty jsou totožné s touto plochou v paralelním zapojení v kapitole 12.2.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (22.6)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,040}{6,408} \cdot \left(\frac{1,826 \cdot 6,408}{31,484 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,712^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,9 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 6,866 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování plynu

Stupeň černosti stěn $a_{st}=0,8$.

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (\bar{t}_{SP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{\bar{t}_{SP} + 273,15}} \quad (22.7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,432 \cdot (190 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{425,812}{190 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{425,812}{190 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 7,131 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,566} = 0,432 \quad (22.8)$$

Optická hustota spalin

Hodnota $r_{SP}=0,294$ byla určena ve vztahu (2.18).

$$k \cdot p \cdot s = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 13,073 \cdot 0,294 \cdot 0,1 \cdot 1,474 = 0,566 \quad (22.9)$$

Součinitel zeslabení tříatomovými plyny

Hodnoty $r_{H_2O}=0,202$ a $p_{SP}=0,029$ jsou spočítány ve vztazích (2.16) a (4.25).

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\bar{t}_{SP} + 273,15}{1000} \right) \quad (22.10)$$

$$k_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,474}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{189,946 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{SP} = 13,073 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{6,408 \cdot 6,408 \cdot 1,1}{110,32} = 1,474 \text{ m} \quad (22.11)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot A \cdot B + 4 \cdot B \cdot C = 2 \cdot 6,408 \cdot 6,408 + 4 \cdot 6,408 \cdot 1,1 = 110,32 \text{ m}^2 \quad (22.12)$$

Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

25 °C přídavek při spalování plynu pro všechny výhřevné plochy.

$$T_z = \bar{t}_V + 273,15 + 25 = 127,662 + 273,15 + 25 = 425,812 \text{ K} \quad (22.13)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

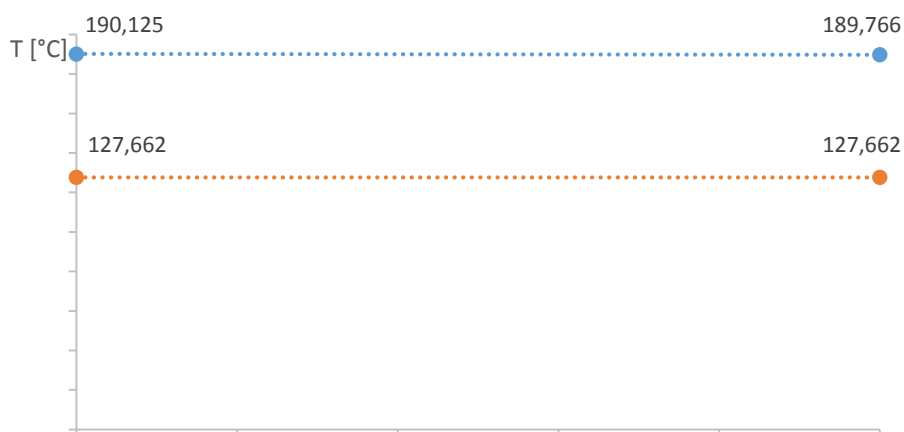
Stejný jako ve vztahu (17.45), kde $\alpha_2=12880,997 \text{ W/m}^2\text{K}$.

22.3 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{62,463 - 62,104}{\ln \frac{62,463}{62,104}} = 62,283 \text{ °C} \quad (22.14)$$

$$\Delta t_v = t_{SP \text{ in}} - t_{V \text{ in}} = 190,125 - 127,662 = 62,463 \text{ °C} \quad (22.15)$$

$$\Delta t_m = t_{SP \text{ out}} - t_{V \text{ out}} = 189,766 - 127,662 = 62,104 \text{ °C} \quad (22.16)$$



Obr. 38 Teplotní spád oblasti za konvekční plochou

22.4 Výhřevná plocha membrány

$$S = 4 \cdot B \cdot C = 4 \cdot 6,408 \cdot 1,1 = 28,195 \text{ m}^2 \quad (22.17)$$

22.5 Tepelná bilance

Rozdíl mezi Q_{SP} a Q_k je 0,03 %, což je v dovolené toleranci 2 %.

Rovnice sdílení tepla

$$Q_k = \frac{k \cdot \Delta t \cdot S}{M_{PV}} \cdot 10^{-3} = \frac{12,583 \cdot 62,283 \cdot 28,195}{3,582} \cdot 10^{-3} \quad (22.18)$$

$$Q_k = 6,169 \text{ kJ/m}^3$$

Rovnice tepelné bilance na straně spalin

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_{SP \text{ in}} - I_{SP \text{ out}}) = 0,995 \cdot (3254,542 - 3248,341) \quad (22.19)$$

$$Q_{SP} = 6,167 \text{ kJ/m}^3$$

23 STAV REGENERATIVNÍHO OHŘÍVÁKU VZDUCHU TYPU LJUNGSTRÖM PŘI SÉRIOVÉM ZAPOJENÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

Při sériovém zapojení výhřevných ploch dojde ke vniku teplejších spalin do ohříváku vzduchu, než bylo navrhováno v případě paralelního zapojení. To bude mít za následek jednak zvýšení teploty vzduchu, který přivedeme do spalovací komory, a dále dojde ke zvýšení teploty spalin v komíně, což bude mít za následek větší komínovou ztrátu. Teplota vstupního vzduchu zůstane zachována na 30 °C.

23.1 Tepelná bilance ohříváku vzduchu

Kontrolní výpočet probíhal volbou výstupní teploty vzduchu t_{VZout} tak, aby byla zachována tepelná bilance LJU. Z tepelné bilance se poté určila výstupní teplota spalin t_{SPout} z entalpie I_2 za pomoci Tab. 4. Vstupující spaliny jsou včetně recirkulace.

Výstupní teplota vzduchu $t_{VZout} = 125,798\text{ °C}$

Výstupní teplota spalin $t_{SPout} = 117,514\text{ °C}$

23.1.1 Rovnice tepelné bilance na straně vzduchu

Uvažujeme zde profuk ze strany vzduchu do spalin, proto $\Delta\alpha_{OVZ}=0,15$ a dále musíme započítat přírůstek přebytku vzduchu vlivem recirkulace $\beta_{rec}=0,018$, který odpovídá 12% z $\alpha=0,15$. Entalpie pro vstupující a odchozí vzduch určeny z Tab. 4.

$$Q_{VZ} = \left(\beta''_{OVZ} + \frac{\Delta\alpha_{OVZ}}{2} + \beta_{rec} \right) \cdot (I''_{VZmin} - I'_{VZmin}) \quad (23.1)$$

$$Q_{VZ} = \left(1,05 + \frac{0,15}{2} + 0,018 \right) \cdot (1593,632 - 379,117) = 1388,121\text{ kJ/m}^3$$

23.1.2 Rovnice tepelné bilance na straně spalin

Součinitel uchování tepla φ byl vypočítán v rovnici (4.16). Vstupní teplota spalin je 189,798 °C.

$$Q_{SP} = \varphi \cdot (I_1 - I_2 + \Delta I) \Rightarrow I_2 = -\frac{Q_{SP}}{\varphi} + I_1 + \Delta I \quad (23.2)$$

$$I_2 = -\frac{Q_{SP}}{\varphi} + I_2 + \Delta I = -\frac{1388,121}{0,995} + 3248,341 + 147,688$$

$$I_2 = 2000,209\text{ kJ/m}^3$$

Množství tepla s přisávaným falešným vzduchem

Entalpie minimálního množství vzduchu pro střední teplotu byla určena z Tab. 4.

$$\Delta I = \Delta\alpha \cdot I_{VZmin} = 0,15 \cdot 984,584 = 147,688\text{ kJ/m}^3 \quad (23.3)$$

Střední teplota přisávaného vzduchu

$$\bar{t}_{VZ} = \frac{t_{VZ\ in} + t_{VZ\ out}}{2} = \frac{30 + 125,798}{2} = 77,899\ ^\circ\text{C} \quad (23.4)$$

23.2 Tepelný výkon ohříváku vzduchu

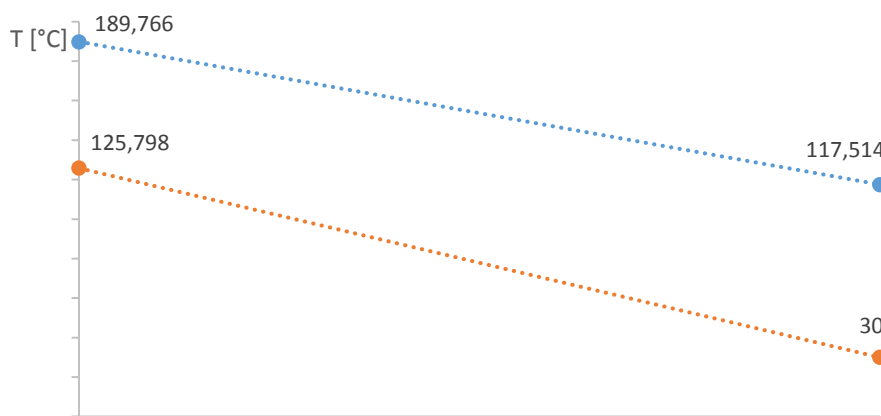
Rozměry ohříváku se nemění a jsou shodné s rozměry v kapitole 13.2.

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{87,222 - 63,725}{\ln \frac{87,222}{63,725}} = 75,127\ ^\circ\text{C} \quad (23.5)$$

$$\Delta t_v = t_{SP\ out} - t_{VZ\ in} = 117,514 - 30 = 87,514\ ^\circ\text{C} \quad (23.6)$$

$$\Delta t_m = t_{SP\ in} - t_{VZ\ out} = 189,766 - 125,798 = 63,968\ ^\circ\text{C} \quad (23.7)$$



Obr. 39 Teplotní spád ohříváku vzduchu LJU při sériovém zapojení

Tepelný výkon horkého konce

$$Q^H = \frac{S^H \cdot k^H \cdot \Delta t}{M_{PV} \cdot 1000} = \frac{1556,371 \cdot 13,171 \cdot 75,127}{3,582 \cdot 1000} = 429,977\ \text{kJ}/\text{m}^3 \quad (23.8)$$

Tepelný výkon studeného konce

$$Q^S = \frac{S^S \cdot k^S \cdot \Delta t}{M_{PV} \cdot 1000} = \frac{1226,232 \cdot 10,268 \cdot 75,127}{3,582 \cdot 1000} = 264,086\ \text{kJ}/\text{m}^3 \quad (23.9)$$

Celkový tepelný výkon ohříváku

Tento výkon by měl být stejný jako výkony v tepelné bilanci. Počítáno bylo se dvěma regenerátory.

$$Q_{celk} = (Q^H + Q^S) \cdot 2 = (429,977 + 264,086) \cdot 2 = 1388,126\ \text{kJ}/\text{m}^3 \quad (23.10)$$

Rozdíl výkonu z ploch a z bilančního výkonu

$$Q_{VZ} - Q_{celk} = 1388,121 - 1388,126 = -0,004 \text{ kJ/m}^3 \quad (23.11)$$

V procentech a absolutní hodnotě je rozdíl 0,0003 %.

23.2.1 Součinitel prostupu tepla regeneračního ohříváku

Součinitel využití u Ljungströmu při $\Delta\alpha_{OVZ}=0,15$ je $\xi=0,9$.

Pro horký konec

$$k^H = \frac{\xi}{\frac{1}{x_{SP} \cdot \alpha_1^H} + \frac{1}{x_{VZ} \cdot \alpha_2^H}} = \frac{0,9}{\frac{1}{0,444 \cdot 69,661} + \frac{1}{0,444 \cdot 62,447}} \quad (23.12)$$

$$k^H = 13,171 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro studený konec

$$k^S = \frac{\xi}{\frac{1}{x_{SP} \cdot \alpha_1^S} + \frac{1}{x_{VZ} \cdot \alpha_2^S}} = \frac{0,9}{\frac{1}{0,444 \cdot 54,304} + \frac{1}{0,444 \cdot 48,680}} \quad (23.13)$$

$$k^S = 10,268 \text{ W/m}^2\text{K}$$

23.2.2 Součinitel přestupu tepla na straně spalín α_1 **Pro horký konec ohříváku**

$$\alpha_1^H = A \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP}^H \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (23.14)$$

$$\alpha_1^H = 0,027 \cdot \frac{0,037}{0,0078} \cdot \left(\frac{10,922 \cdot 0,0078}{27,454 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,719^{0,4} \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1^H = 69,661 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro studený konec ohříváku

$$\alpha_1^S = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{SP}^S \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (23.15)$$

$$\alpha_1^S = 0,021 \cdot \frac{0,037}{0,0098} \cdot \left(\frac{11,597 \cdot 0,0098}{27,454 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,719^{0,4} \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1^S = 54,304 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplota spalin a vlastnosti spalin

Uvažujeme výplň vlnitých a distančních plechů, proto $A=0,027$. Dále ekvivalentní průměr $d_e=7,8 \text{ mm}$ pro horké konce a $d_e=9,8 \text{ mm}$ pro konce studené. Hodnoty fyzikálních veličin jsou určeny pro obsah vody 20% ve spalinách.

$$\bar{t}_{SP} = \frac{t_{SP \text{ in}} + t_{SP \text{ out}}}{2} = \frac{189,766 + 117,514}{2} = 153,640 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (23.16)$$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,037 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,719$

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 27,454 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Rychlost spalin horkého konce $W_{SP}^H = 10,922 \text{ m/s}$

Rychlost spalin studeného konce $W_{SP}^S = 11,597 \text{ m/s}$

Opravný koeficient $c_t = 1$

Oprava poměrnou délkou $c_l = 1$

23.2.3 Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu α_2 **Pro horký konec**

$$\alpha_2^H = A \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{VZ}^H \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (23.17)$$

$$\alpha_2^H = 0,027 \cdot \frac{0,03}{0,0078} \cdot \left(\frac{9,980 \cdot 0,0078}{20,853 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 0,950 \cdot 1$$

$$\alpha_2^H = 62,447 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Pro studený konec

$$\alpha_2^S = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{VZ}^S \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \quad (23.18)$$

$$\alpha_2^S = 0,021 \cdot \frac{0,03}{0,0098} \cdot \left(\frac{10,596 \cdot 0,0098}{20,853 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7^{0,4} \cdot 0,950 \cdot 1$$

$$\alpha_2^S = 48,680 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední teplota vzduchu a vlastnosti vzduchu

Střední teplota vzduchu $\bar{t}_{VZ} = 77,899 \text{ } ^\circ\text{C}$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,03 \text{ W/mK}$

Prandtlovo číslo $Pr = 0,7$

Součinitel kinematické viskozity $\nu = 20,853 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Rychlost vzduchu horkého konce $W_{VZ}^H = 9,980 \text{ m/s}$

Rychlost vzduchu studeného konce $W_{VZ}^S = 10,596 \text{ m/s}$

Opravný koeficient

$$c_t = \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^{0,5} = \left(\frac{77,899 + 273,15}{115,770 + 273,15} \right)^{0,5} = 0,950 \quad (23.19)$$

Oprava poměrnou délkou $c_l = 1$

Teplota stěny listů

$$t_{st} = \frac{X_{SP} \cdot \vartheta + X_{VZ} \cdot t}{X_{SP} + X_{VZ}} = \frac{0,444 \cdot 153,640 + 0,444 \cdot 77,899}{0,444 + 0,444} = 115,770 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (23.20)$$

Skutečná rychlost spalín v horkém konci

$$W_{SP}^H = \frac{\left(1 + \frac{\vartheta}{273}\right) \cdot 4 \cdot M_{PV} \cdot O_{SP} \cdot r}{D^2 \cdot \pi \cdot X_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot z} = \frac{\left(1 + \frac{153,640}{273}\right) \cdot 4 \cdot 3,582 \cdot 12,342}{3,5^2 \cdot \pi \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,86 \cdot 2} \quad (23.21)$$

$$W_{SP}^H = 10,922 \text{ m/s}$$

Skutečná rychlost vzduchu v horkém konci

$$W_{VZ}^H = \frac{M_{VZ}}{M_{SP}} \cdot \frac{X_{SP}}{X_{VZ}} \cdot W_{SP}^H = \frac{20,064}{21,959} \cdot \frac{0,444}{0,444} \cdot 10,841 = 9,980 \text{ m/s} \quad (23.22)$$

Skutečná rychlost spalín ve studeném konci

$$W_{SP}^S = \frac{\left(1 + \frac{\vartheta}{273}\right) \cdot 4 \cdot M_{PV} \cdot O_{SP} \cdot r}{D^2 \cdot \pi \cdot X_{SP} \cdot K_r \cdot K_v \cdot z} = \frac{\left(1 + \frac{153,640}{273}\right) \cdot 4 \cdot 3,582 \cdot 12,342}{3,5^2 \cdot \pi \cdot 0,444 \cdot 0,86 \cdot 0,81 \cdot 2} \quad (23.23)$$

$$W_{SP}^S = 11,597 \text{ m/s}$$

Skutečná rychlost vzduchu ve studeném konci

$$W_{VZ}^S = \frac{M_{VZ}}{M_{SP}} \cdot \frac{X_{SP}}{X_{VZ}} \cdot W_{SP}^S = \frac{20,064}{21,959} \cdot \frac{0,444}{0,444} \cdot 11,510 = 10,596 \text{ m/s} \quad (23.24)$$

24 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE KOTLE PRO SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH

Kotel při sériovém zapojení plní požadované parametry výstupní vody. Avšak vzrostla teplota spalin do komína i teplota vzduchu do spalovací komory. Protože se při prvním výpočtu tyto teploty výrazněji lišily od teplot volených v případě paralelního zapojení a odchylka tepelné bilance kotle překračovala povolenou odchylku, bylo nutno provést následující přepočty účinnosti kotle, množství přiváděného paliva a spalovací komory.

24.1 Změna tepelná účinnosti kotle

V případě ztrát kotle se změní pouze ztráta citelným teplem spalin, vzhledem k zvýšené teplotě spalin jdoucích do komína.

24.1.1 Ztráta citelným teplem spalin

$$Z_K = (100 - Z_C) \cdot \frac{O_{SP\ od} \cdot c_{SP} \cdot (\vartheta_K - t_{VZ})}{Q_P^P} \quad (24.1)$$

$$Z_K = (100 - 0) \cdot \frac{12,278 \cdot 1,376 \cdot (117,514 - 30)}{34300} = 4,310 \%$$

Teplota nasávaného vzduchu

$$t_{VZ} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Množství spalin za kotlem

Pro výpočet použijeme odchozí spaliny z kotle až za odběrem recirkulovaných spalin. Tyto spaliny byly vypočteny ze vztahu (2.13) kde $O_{SP\ od} = 12,278 \text{ m}^3/\text{m}^3$.

Měrné teplo spalin

Teplotu spalin za kotlem ϑ_K známe z výpočtu LJU v sériovém zapojení $117,514 \text{ }^{\circ}\text{C}$ v kapitole 23.1. Pro tuto teplotu odečtu interpolací z Tab. 4 entalpii spalin.

$$c_{SP} = \frac{I_{SP\ od}}{O_{SP\ od} \cdot \vartheta_K} = \frac{1985,154}{12,278 \cdot 117,514} = 1,376 \text{ kJ/m}^3\text{K} \quad (24.2)$$

24.1.2 Účinnost kotle v sériovém zapojení

$$\eta_K = 100 - Z_{CO} - Z_{SO} - Z_K = 100 - 0,5 - 0,525 - 4,31 = 94,665 \% \quad (24.3)$$

$$\Delta\eta_K = \eta_{K\ paraler} - \eta_{K\ serio} = 95,288 - 94,665 = 0,563 \% \quad (24.4)$$

24.2 Změna přivedeného množství paliva

Jmenovitý tepelný výkon kotle

$$Q_V = 116300 \text{ kJ/s}$$

Množství paliva přivedené do kotle

$$M_P = \frac{Q_V}{Q_P^P \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{116300}{34300 \cdot \frac{94,665}{100}} = 3,582 \text{ m}^3/\text{s} \quad (24.5)$$

Skutečně spálené množství paliva

Kotel nemá ztrátu mechanickým nedopalem.

$$M_{PV} = M_P = 3,582 \text{ m}^3/\text{s}$$

Změna množství paliva

$$M_{PV} = M_{PV \text{ paraler}} - M_{PV \text{ serio}} = 3,558 - 3,582 = -0,024 \text{ m}^3/\text{s} \quad (24.6)$$

24.3 Kontrolní výpočet spalovací komory

24.3.1 Parametry spalovací komory

Rozměry spalovací komory v sériovém zapojení se nijak neliší od rozměrů v paralelním zapojení v kapitole 4.1.

Objemové zatížení ohniště

$$q_V = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{V_O} = \frac{3,582 \cdot 34300}{804,584} = 152,693 \text{ kW/m}^3 \quad (24.7)$$

Průřezové zatížení ohniště

$$q_f = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{f} = \frac{3,582 \cdot 34,3}{6,408 \cdot 6,408} = 2,992 \text{ MW/m}^2 \quad (24.8)$$

24.3.2 Teplota spalin na výstupu z ohniště

Teplotu na konci ohniště nejdříve volíme, a poté za pomoci Excelu její hodnotu zpřesňujeme. Zvolená teplota byla $1094,371 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro výpočet výhrevných ploch bude použita výsledná teplota ϑ_o .

$$\theta_0 = \frac{T_0}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} \Rightarrow \vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (24.9)$$

$$\vartheta_0 = \frac{1778,928 + 273,15}{1 + 0,417 \cdot \left(\frac{0,582}{0,429}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1094,371 \text{ } ^\circ\text{C}$$

24.3.3 Součinitel M

Je shodný s paralelním zapojením v kapitole 4.2.2. Jeho hodnota je $M=0,417$.

24.3.4 Boltzmannovo číslo

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (24.10)$$

$$B_0 = \frac{0,994 \cdot 3,582 \cdot 22,052}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,644 \cdot 577,561 \cdot (1778,928 + 273,15)^3} = 0,429$$

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_k + Z_{SO}} = \frac{0,525}{94,665 + 0,525} = 0,994 \quad (24.11)$$

Střední celkové měrné teplo spalin

Pro zvolenou teplotu spalin ϑ_0 si určíme z Tab. 4 entalpii I_0 . Stejně tak pro vypočtenou entalpii I_u si určíme teplotu ϑ_a .

$$\overline{O_{sp}} \cdot C = \frac{I_u - I_0}{\vartheta_a - \vartheta_0} = \frac{36040,032 - 20944,319}{1778,928 - 1094,371} = 22,052 \text{ kJ/Kg} \cdot K \quad (24.12)$$

24.3.5 Užitečné teplo uvolněné v ohništi

Teplo neohříváme vnějším zdrojem, ale máme recirkulaci spalin. Recirkulujeme 12 % spalin o teplotě 117,514 °C. Jejich entalpii odečteme z Tab. 4 pro odchozí spaliny z kotle.

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_C - Z_{fs}}{100 - Z_C} + Q_{VZ} - Q_{VZV} + r \cdot I_{SP\ od} \quad (24.13)$$

$$I_u = 34300 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 1673,313 - 0 + 0,12 \cdot 1985,154$$

$$I_u = 36040,032 \text{ kJ/m}^3$$

Teplo přivedené do ohniště se vzduchem

Teplota ohřátého vzduchu byla zjištěna při úpravě LJU v kapitole 23.1. Její hodnota je 125,798 °C. Entalpie pak odečtena z tabulky Tab. 4.

$$Q_{VZ} = \alpha_0 \cdot I''_{VZ \min} = 1,05 \cdot 1593,632 = 1673,313 \text{ kJ/m}^3 \quad (24.14)$$

24.3.6 Součinitel tepelné efektivity stěn

Neliší se od součinitele při paralelním zapojení výhřevných ploch v kapitole 4.2.5, kde $\psi=0,644$.

24.3.7 Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,473}{0,473 + (1 - 0,473) \cdot 0,644} = 0,582 \quad (24.15)$$

Efektivní stupeň černosti plamene

Pro jednodílné ohniště při objemovém zatížení do 400 kW/m³ a pro palivo plyn je součinitel charakterizující podíl objemu ohniště zaplněného svítivou částí plamene $m=0,1$.

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,722 + (1 - 0,1) \cdot 0,445 = 0,473 \quad (24.16)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene

Tlak v ohništi $p=0,1 \text{ MPa}$ pro kotle bez přetlaku v ohništi.

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_{ns} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,174 \cdot 0,1 \cdot 5,015} = 0,445 \quad (24.17)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

Objemová část tříatomových plynů r_{SP} byla vypočítána v rovnici (2.18). Stejně tak r_{H_2O} v rovnici (2.16).

$$k_{ns} = k_{sp} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (24.18)$$

$$k_{ns} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,202}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 5,015}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1094,371 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,294$$

$$k_{ns} = 1,174 \text{ m} \cdot \text{MPa}$$

Celkový parciální tlak

$$p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,294 = 0,029 \text{ MPa} \quad (24.19)$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

Neliší se od tloušťky vrstvy v paralelním zapojení výhřevných ploch ze vztahu (4.26), kde $s=5,015$.

Stupeň černosti svítivé části plamene

$$a_{sv} = 1 - e^{-k_{sv} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,550 \cdot 0,1 \cdot 5,015} = 0,722 \quad (24.20)$$

Součinitel zeslabení sálání svítivé části plamene

$$k_{sv} = k_{sp} \cdot r_{SP} + k_c = 1,174 + 1,375 = 2,550 \text{ m} \cdot \text{Mpa} \quad (24.21)$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - \alpha_0) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_0}{1000} - 0,5\right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (24.22)$$

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1094,371 + 273,15}{1000} - 0,5\right) \cdot 2,859$$

$$k_c = 1,375 \text{ m} \cdot \text{MPa}$$

Podíl obsahu uhlíku a vodíku v původním vzorku paliva

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m H_n = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 94,39 + \frac{2}{6} \cdot 0,35 + \frac{3}{8} \cdot 0,19 + \frac{4}{10} \cdot 0,1\right) \quad (24.23)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 2,859$$

Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_0) = 0,995 \cdot (36040,032 - 20944,319) = 15012,455 \text{ kJ/m}^3 \quad (24.24)$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$\bar{q} = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_u - I_0)}{F_{\dot{u}s}} = \frac{0,995 \cdot 3,582 \cdot (36040,032 - 20944,319)}{577,561} \quad (24.25)$$

$$\bar{q} = 93,100 \text{ kW/m}^2$$

24.4 Kontrola tepelné bilance kotle

Tyto změny byly zpětně promítnuty do výpočtu kotle při sériovém zapojení výhřevných ploch v kapitolách 15 až 22.

Po těchto změnách byla provedena následující kontrola tepelní bilance kotle.

$$\Delta Q = Q_P^P \cdot \frac{\eta_K}{100} - (Q_{SK} + Q_{\dot{s}ot} + Q_{přKP} + Q_{KP1} + Q_{KP2} + Q_{KP3} + Q_{zaKP}) \quad (24.26)$$

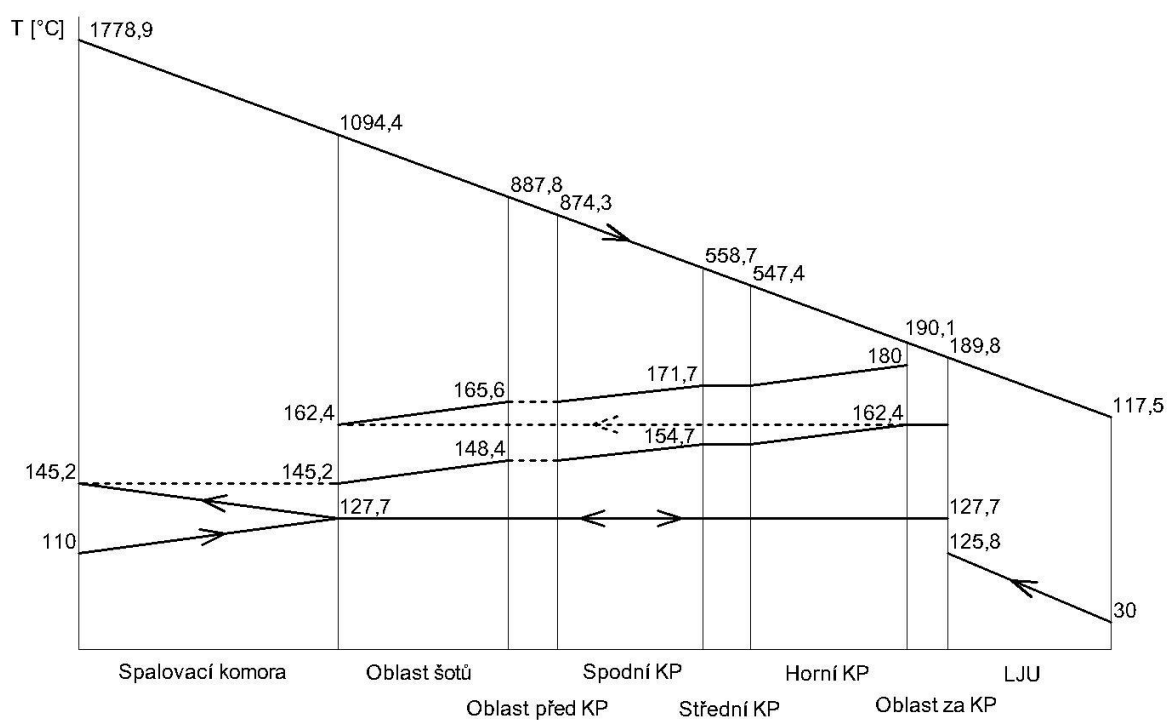
$$\Delta Q = 34300 \cdot \frac{94,665}{100} - (15012 + 4350 + 275 + 6243 + 214 + 6511 + 6,2)$$

$$\Delta Q = -140,777 \text{ kJ/m}^3$$

Vyjádřeno v procentech splňuje podmínku, kdy $\Delta Q\%$ musí být menší jak 0,5 %.

$$\Delta Q_{\%} = \frac{\Delta Q}{Q_P^P} \cdot 100 = \frac{-140,777}{34300} \cdot 100 = -0,41 \% \quad (24.27)$$

24.5 Pilový diagram sériového zapojení



Obr. 40 Pilový diagram sériového zapojení

25 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo upravit stávající černo uhelný výtavný horkovodní kotel pro čistě plynový provoz. Tato úprava spočívala v úpravě spalovací komory, výhřevných ploch a regenerativního ohříváku Ljungström. Úpravy dále musely zajistit funkci kotle v obou provozních režimech. To znamená jak v paralelním, tak sériovém zapojení výhřevných ploch. Důležitou podmínkou bylo snížení emisí NO_x pod požadovanou hodnotu 100 mg/Nm^3 .

Nejprve byl proveden stechiometrický výpočet pro zadané složení plynného paliva. Jeho výsledkem jsou parametry a množství spalin v jednotlivých částech kotle a také vzduchu. Dále následoval výpočet tepelné bilance kotle, kde bylo zjištěno potřebné množství paliva $3,558 \text{ m}^3/\text{s}$ a také účinnost kotle. Původní výtavný kotel měl účinnost 88,5 % a tuto hodnotu se podařilo navýšit na 95,228 %. Tohoto navýšení se docílilo zejména snížením výstupní teploty spalin do komína ze 145°C na 105°C .

Dále následoval výpočet spalovací komory. Byly provedeny konstrukční úpravy, došlo k odebrání keramické vyzdívky ve výtavné části a také byla odstraněna klenba nad tavící komorou. V tomto prostoru byla membránová stěna tvořena trubkami 60×5 , které byly nahrazeny trubkami s tenčí stěnou $60 \times 3,5$. Tyto trubky již obsahoval zbytek membránových stěn. Umístění a počet plynových hořáků ve spalovací komoře zůstal stejný s pomocnými hořáky, které se používaly doposud. Samotný tepelný výpočet sloužil k určení teploty spalin na konci ohniště. Tato teplota musela být pokud možno co nejnižší, aby byl dodržen emisní limit NO_x . Teplota na konci ohniště byla snížena z původních 1224°C na 1089°C , zvýšením množství recirkulace spalin z 5 % na 12 %. Recirkulované spaliny mohou navíc být chladnější, neboť změnou paliva jsme si dovolili snížit teplotu odchozích spalin, aniž bychom se obávali podkročení rosného bodu. Velký vliv na snížení teploty na výstupu spalovací komory má také úprava stávajícího LJU, kdy se teplota ohřátého vzduchu snížila z původních 355°C na 110°C .

Jako první režim kotle bylo počítáno paralelní zapojení výhřevných ploch. Toto zapojení bylo zvoleno jako první, neboť v opačném pořadí výpočtu by při zvolené teplotě spalin z kotle 105°C mohlo dojít k podkročení rosného bodu a merkaptanová síra obsažená v zemním plynu by pak mohla způsobit nízkoteplotní korozi. Při sériovém zapojení počítaném jako druhé v pořadí toto nehrozí, neboť pro něj výpočet odchozí teploty spalin bude vyšší.

Výpočet teplosměnných ploch byl rozdělen na sedm částí podle teplotního spádu spalin a také podle konstrukčního uspořádání jednotlivých výhřevných ploch. První počítanou oblastí je plocha šotů, dále následuje prostor mezi šoty a konvekční plochou. Samotná konvekční plocha pak byla pro větší přesnost výpočtu rozdělena na tři části. Třetí část konvekční plochy musela být upravena ožebrováním, aby byla schopna dostatečně dochladit spaliny a dohřát vodu na požadovaných 145°C . Původní trubky, jenž byly z pevnostních důvodů svařeny v desky, byly nahrazeny trubkami žebrovanými. Tyto nové trubky budou uloženy ve speciálních závěsech. Za konvekční plochou bylo počítáno ještě s výstupním úsekem membránové stěny. Za výpočtem teplosměnných ploch následuje kontrola tepelné bilance, kdy se rozdíl součtu výkonů jednotlivých oblastí nesmí od výkonu kotle lišit víc jak o 0,5 %. Tato podmínka byla splněna.

Pro vypočítané teplotní spády vody v jednotlivých místech kotle byl proveden kontrolní výpočet tlakových ztrát. Kontrola tlakových ztrát v sobě zahrnuje nejen samotné výhřevné plochy, ale i veškerá přívodní, propojovací a výstupní potrubí. Vypočtená ztráta se od odhadované ztráty liší jen minimálně.

Pro režim paralelního zapojení výhřevných ploch byl také navrhnut LJU. Jeho rozměry byly navrženy pro teplotní spád spalin $164/105^\circ\text{C}$ a vzduchu $30/110^\circ\text{C}$. Rotační regenerativní ohříváky typu Ljungström jsou dle vzoru původního zařízení kotle dva.

Nakonec byl proveden kontrolní výpočet pro funkčnost sériového zapojení výhřevných ploch. Pro toto zapojení nebyly prováděny již žádné konstrukční úpravy, tudíž tento režim nebude

schopen pracovat bez jistého negativního dopadu na účinnost zařízení. V sériovém zapojení, na rozdíl od paralelního, se průtok vody sníží téměř na polovinu, neboť teplotní spád je zde 110/180 °C. Průtočný průřez se sníží na polovinu, avšak díky menšímu průtoku vody se rychlosti změní jen mírně. Důležitou změnou je fakt, že při sériovém zapojení voda projde nejdříve polovinou ploch šotů a KP a následně se vrací zpět do druhé části šotů. Toto zapříčinilo nutnost dalšího dělení výhřevných ploch a složitější výpočet. Na závěr výpočtu byla provedena tepelná bilance, jejímž výsledkem je schopnost zařízení pracovat i v režimu sériového zapojení výhřevných ploch.

Vzhledem k tomu, že zařízení bylo počítáno primárně na paralelní zapojení výhřevných ploch, došlo u sériového zapojení k několika odchylkám. Teplota spalin za kotlem se zvedla z původních 105 °C na 117,514 °C a teplota ohřívaného vzduchu z LJU se zvýšila ze 110 °C na 125,798 °C. Pro takovou změnu teplot bylo potřeba přepočítat množství přiváděného paliva a účinnost kotle. Množství přiváděného paliva se zvýšilo o 0,024 m³/s na hodnotu 3,582 m³/s. Tepelná účinnost kotle se snížila o 0,563 % na hodnotu 94,665 %. Změnou ohřívaného vzduchu se také zvýšila teplota na výstupu spalovací komory na teplotu 1094,371 °C, což bude mít za následek mírný nárůst emisí NO_x.

Závěrem lze říci, že nelze upravovat výhřevné plochy tak, aby byl kotel provozován ve všech provozních stavech za ideálních podmínek. V tomto případě se provoz sériového zapojení výhřevných ploch projeví mírně vyšší spotřebou paliva, nižší účinností a zvýšenými emisemi NO_x. Avšak bude schopen dodávat požadované parametry vody.

26 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] DAŠEK, Ivo. *Tabulky pro hydraulický výpočet vodovodního potrubí*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968, 138 s.

27 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 I-t diagram spalín	23
Obr. 2 Rozdělení konvekční plochy	32
Obr. 3 Parametry membránové stěny	42
Obr. 4 Rozměry šotové oblasti	44
Obr. 5 Parametry desek šotů	45
Obr. 6 Teplotní spád šotů	49
Obr. 7 Teplotní spád membránové stěny v šotové oblasti	53
Obr. 8 Teplotní spád v oblasti před konvekční plochou	59
Obr. 9 Rozměry spodní konvekční plochy	61
Obr. 10 Rozměry a rozložení trubek ve spodní konvekční části	63
Obr. 11 Teplotní spád spodní části konvekční plochy	66
Obr. 12 Teplotní spád membránové stěny ve spodní části konvekční plochy	69
Obr. 13 Rozměry střední oblasti konvekční plochy	71
Obr. 14 Rozložení trubek ve střední části KP	72
Obr. 15 Teplotní spád střední části konvekční plochy	76
Obr. 16 Teplotní spád membránové stěny ve střední části konvekční plochy	78
Obr. 17 Rozměry horní oblasti konvekční plochy	80
Obr. 18 Pohled na žebrované trubky z řezu v Obr. 17	82
Obr. 19 Rozměry žeber	82
Obr. 20 Teplotní spád horní části konvekční plochy	86
Obr. 21 Teplotní spád membránové stěny v horní části konvekční plochy	88
Obr. 22 Teplotní spád oblasti za konvekční plochou	93
Obr. 23 Teplotní spád ohříváku vzduchu LJU	99
Obr. 24 Pilový diagram paralelního zapojení výhřevných ploch	103
Obr. 25 Teplotní spád šotů první části	111
Obr. 26 Teplotní spád šotů druhé části	114
Obr. 27 Teplotní spád membránové stěny v šotové oblasti	117
Obr. 28 Teplotní spád v oblasti před konvekční plochou	123
Obr. 29 Teplotní spád první spodní části konvekční plochy	128
Obr. 30 Teplotní spád druhé spodní části konvekční plochy	131
Obr. 31 Teplotní spád membránové stěny ve spodní části konvekční plochy	133
Obr. 32 Teplotní spád první střední části konvekční plochy	138
Obr. 33 Teplotní spád druhé střední části konvekční plochy	141
Obr. 34 Teplotní spád membránové stěny ve střední části konvekční plochy	143
Obr. 35 Teplotní spád první horní části konvekční plochy	148
Obr. 36 Teplotní spád druhé horní části konvekční plochy	150
Obr. 37 Teplotní spád membránové stěny v horní části konvekční plochy	152
Obr. 38 Teplotní spád oblasti za konvekční plochou	156
Obr. 39 Teplotní spád ohříváku vzduchu LJU při sériovém zapojení	158
Obr. 40 Pilový diagram sériového zapojení	167

28 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Složení zemního plynu.....	18
Tab. 2 Entalpie složek spalín [1].....	21
Tab. 3 Měrné teplo suchého vzduchu a vody [1]	22
Tab. 4 Entalpie spalín a vzduchu	23
Tab. 5 Výsledné rozměry a parametry LJU	96

29 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Značka	Jednotka	Význam
A, B, C	$[m]$	rozměry spalínového kanálu
a	$[-]$	stupeň černosti spalín
a_O	$[-]$	stupeň černosti ohniště
a_{ns}	$[-]$	stupeň černosti nesvítivé části plamene
a_{pl}	$[-]$	efektivní stupeň černosti plamene
a_{st}	$[-]$	stupeň černosti povrchu
a_{sv}	$[-]$	stupeň černosti svítivé části plamene
B_O	$[-]$	Boltzmanovo číslo
c	$[kJ/m^3K]$	měrné teplo vlhkého vzduchu
c_{H_2O}	$[kJ/m^3K]$	měrné teplo vodní páry
c_l	$[-]$	oprava svazku na poměrnou délku
c_m	$[-]$	oprava svazku podle druhu ohřevu
c_s	$[kJ/m^3K]$	měrné teplo suchého vzduchu
c_s	$[-]$	oprava uspořádání svazku
c_{SP}	$[kJ/m^3K]$	měrné teplo spalín
c_t	$[-]$	oprava svazku v závislosti na teplotě
c_z	$[-]$	oprava svazku na počet řad
D	$[m]$	vnější průměr trubky
D	$[m]$	vnitřní průměr rotoru LJU
D_h	$[m]$	průměr hořáků
$D_{\dot{z}}$	$[m]$	průměr trubky s žebry
$d; d_1; d_2; d_3$	$[m]$	vnitřní průměr trubky
d_e	$[m]$	ekvivalentní průměr
E	$[-]$	efektivnost žebra
F_{SP}	$[m^2]$	průtočný průřez spalín
F_{st}	$[m^2]$	povrch stěn sálající vrstvy
$F_{ús}$	$[m^2]$	účinná sálavá plocha spalovací komory

$F_{výst}$	$[m^2]$	plocha výstupního otvoru spalovací komory
F_{dna}	$[m^2]$	plocha dna spalovací komory
$F_{stěn}$	$[m^2]$	plocha stěn spalovací komory
$F_{hoř}$	$[m^2]$	plocha hořáku ve spalovací komoře
F_{VZ}	$[m^2]$	průtočný průřez pro vzduch
f	$[m^2]$	průtočný průřez vody
f	$[-]$	součinitel vlhkosti vzduchu
g	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
h	$[m]$	výška spalovací komory bez dna
h	$[m]$	výška vodního sloupce
h	$[m]$	výška dílu ohřívačku
h_1	$[m]$	výška dna spalovací komory
h_c	$[m]$	celková výška spalovací komory
h_h	$[m]$	výška hořáků od dolní hranice ohniště
h_z	$[m]$	výška žebra
I_0	$[kJ/m^3]$	entalpie spalin na konci ohniště
I_1	$[kJ/m^3]$	entalpie vstupních spalin
I_2	$[kJ/m^3]$	entalpie výstupních spalin
I_{SP}	$[kJ/m^3]$	entalpie spalin
$I_{SP in}$	$[kJ/m^3]$	entalpie vstupních spalin
$I_{SP out}$	$[kJ/m^3]$	entalpie výstupních spalin
$I_{SP min}$	$[kJ/m^3]$	entalpie minimálního množství spalin
$I_{SP od}$	$[kJ/m^3]$	entalpie odchozích spalin
$I_{SP r}$	$[kJ/m^3]$	entalpie recirkulovaných spalin
I_u	$[kJ/m^3]$	užitečné teplo uvolněné v ohništi
I_{VZ}	$[kJ/m^3]$	entalpie vzduchu
$I_{VZ min}$	$[kJ/m^3]$	entalpie minimálního množství vzduchu
$I'_{VZ min}$	$[kJ/m^3]$	entalpie vstupního min. množství vzduchu
$I''_{VZ min}$	$[kJ/m^3]$	entalpie výstupního min. množství vzduchu

Δi	$[kJ/m^3]$	rozdíl entalpií
i_{NV}	$[kJ/m^3]$	entalpie napájecí vody
i_{VV}	$[kJ/m^3]$	entalpie výstupní vody
$i_{V in}$	$[kJ/m^3]$	entalpie vstupní vody
$i_{V out}$	$[kJ/m^3]$	entalpie výstupní vody
K_r	$[-]$	součinitel rotoru
K_v	$[-]$	součinitel výplně rotoru
k	$[mm]$	střední drsnost potrubí
k	$[W/m^2K]$	součinitel prostupu tepla
k^H	$[W/m^2K]$	součinitel prostupu tepla horkého konce LJU
k^S	$[W/m^2K]$	součinitel prostupu tepla studeného konce LJU
$k_{př}$	$[W/m^2K]$	součinitel prostupu pro příčné proudění spalín
$k \cdot p \cdot s$	$[-]$	optická hustota spalín
k_c	$[1 \cdot m^{-1} \cdot Mpa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání částicemi sazí
k_{SP}	$[1 \cdot m^{-1} \cdot Mpa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
k_{sv}	$[1 \cdot m^{-1} \cdot Mpa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání svítivé části plamene
k_{ns}	$[1 \cdot m^{-1} \cdot Mpa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání nesvítivými plyny
l	$[m]$	délka trubky
$l_1; l_2; l_3$	$[m]$	střední délka potrubí
l_{tr}	$[m]$	celková délka potrubí
l_v	$[J/kg]$	měrné skupenské teplo varu vody
M	$[-]$	součinitel (výpočet ohniště)
M_{NV}	$[m^3/s]$	průtočné množství vody
M_P	$[m^3/s]$	množství paliva
M_{PV}	$[m^3/s]$	skutečné množství paliva
M_{pp}	$[kg/s]$	množství přehřáté páry
M_{SP}	$[m^3/s]$	množství vstupních spalín
M_{VZ}	$[m^3/s]$	množství vstupního vzduchu
m	$[-]$	součinitel zaplnění ohniště svítivým plamenem

$n_1; n_2; n_3; n_4$	$[-]$	počet hořáků v řadě
n_d	$[-]$	počet desek
n_{tr1}	$[-]$	počet trubek v jedné desce
n_z	$[-]$	počet žeber na metr
O	$[m]$	obvod průřezu kanálu
$O_{O_2 min}$	$[m^3/m^3]$	minimální množství kyslíku při spalování
$O_{CO_2}^S$	$[m^3/m^3]$	objem CO_2 ve spalínách
$O_{SO_2}^S$	$[m^3/m^3]$	objem SO_2 ve spalínách
$O_{N_2}^S$	$[m^3/m^3]$	objem N_2 ve spalínách
O_{Ar}^S	$[m^3/m^3]$	objem Ar ve spalínách
$O_{H_2O min}$	$[m^3/m^3]$	objem vodní páry ve spalínách
O_{H_2O}	$[m^3/m^3]$	objem vodní páry ve spalínách
O_r	$[m^3/m^3]$	objem recirkulovaných spalín
$O_{SP min}$	$[m^3/m^3]$	minimální objem vlhkých spalín
O_{SP}	$[m^3/m^3]$	skutečné množství spalín z hořáků
$O_{SP r}$	$[m^3/m^3]$	skutečné množství spalín jdoucích do tahu kotle
$O_{VZ min}^S$	$[m^3/m^3]$	minimální objem suchého vzduchu
$O_{VZ min}$	$[m^3/m^3]$	minimální objem vlhkého vzduchu
$O_{VZ vst}$	$[m^3/m^3]$	množství vzduchu do LJU
O_{VZ}	$[m^3/m^3]$	skutečné množství vzduchu do hořáků
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
p	$[MPa]$	tlak
Δp_{mem}	$[MPa]$	tlaková ztráta v membránách
$\Delta p_{\dot{s}ot}$	$[MPa]$	tlaková ztráta v šotech
Δp_{konv}	$[MPa]$	tlaková ztráta v KP
Δp_{vst}	$[MPa]$	tlaková ztráta na vstupu do membrán
$\Delta p_{m\dot{s}}$	$[MPa]$	tlaková ztráta mezi membránou a šoty
$\Delta p_{\dot{s}k}$	$[MPa]$	tlaková ztráta mezi šoty a KP

Δp_{vys}	[MPa]	tlaková ztráta na výstupu z KP
Δp_h	[MPa]	tlaková ztráta hydrostatickým tlakem
p_{NV}	[MPa]	tlak napájecí vody
p_{out}	[MPa]	výstupní tlak vody
$p_{V in}$	[MPa]	vstupní tlak vody
$p_{V out}$	[MPa]	výstupní tlak vody
$\bar{p}_V$	[MPa]	střední tlak vody
p_{SP}	[MPa]	celkový parciální tlak
Q^H	[kJ/m ³]	tepelný výkon horkého konce LJU
Q^S	[kJ/m ³]	tepelný výkon studeného konce LJU
Q_{celk}	[kJ/m ³]	celkový tepelný výkon LJU
Q_p^p	[MJ/m ³]	celkové teplo přivedené do kotle
Q_r^i	[MJ/Nm ³]	výhřevnost paliva
Q_O	[kJ/m ³]	teplo odevzdané ve spalovací komoře
Q_B	[kJ/m ³]	teplo odevzdané do poloviny stěn SK
Q_{PZ}	[kJ/m ³]	teplo odevzdané do poloviny stěn SK
Q_s	[kJ/m ³]	množství tepla odevzdané v ohništi do stěn
$Q_{\check{s}}; Q_{\check{s}1}; Q_{\check{s}2}$	[kJ/m ³]	teplo odevzdané v šotech
Q_{dop}	[kJ/m ³]	teplo odevzdané v doplňkové ploše
$Q_{s,dp}$	[kJ/m ³]	sálavé teplo z ohniště zachycené v šotové oblasti
$Q_{s,d}$	[kJ/m ³]	sálavé teplo z ohniště zachycené šoty
$Q_{s,i}$	[kJ/m ³]	sálavé teplo z ohniště zachycené dop. plochou
Q_{SO}	[kJ/m ³]	sálavé teplo z ohniště zachycené
Q_{SP}	[kJ/m ³]	teplo odevzdané spaliny
Q_{SK}	[kJ/m ³]	teplo odevzdané ve spalovací komoře
$Q_{\check{s}ot}$	[kJ/m ³]	teplo odevzdané spaliny v šotech
$Q_{přKP}$	[kJ/m ³]	teplo odevzdané spaliny před KP
Q_{KP1}	[kJ/m ³]	teplo odevzdané spaliny ve spodní části KP

Q_{KP2}	$[kJ/m^3]$	teplo odevzdané spaliny ve střední části KP
Q_{KP3}	$[kJ/m^3]$	teplo odevzdané spaliny v horní části KP
Q_{zaKP}	$[kJ/m^3]$	teplo odevzdané spaliny za KP
Q_k	$[kJ/m^3]$	teplo zachycené vodou
$Q_T; Q_{T1}; Q_{T2}$	$[kJ/m^3]$	teplo zachycené vodou v trubkách
Q_V	$[MW]$	jmenovitý tepelný výkon kotle
Q_{VZ}	$[kJ/m^3]$	teplo přivedené do ohniště vzduchem
Q_{VZV}	$[kJ/m^3]$	teplo přivedené na ohřátí vzduchu
$\bar{q}$	$[kW/m^2]$	střední tepelné zatížení ohniště
q_f	$[kW/m^2]$	průřezové zatížení ohniště
q_m	$[kW/m^2]$	hustota tepelného toku do stěn
q_o	$[kW/m^2]$	hustota tepelného toku z výstupu ohniště
q_{SV}	$[kW/m^2]$	hustota tepelného toku z výstupu šotů
q_V	$[kW/m^3]$	objemové zatížení ohniště
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
r	$[-]$	koeficient recirkulace
r_{H_2O}	$[-]$	objemová část vodní páry
r_{RO_2}	$[-]$	objemová část SO_2 a CO_2
r_{SP}	$[-]$	objemová část tříatomových plynů
S	$[m^2]$	velikost výhřevné plochy
S^H	$[m^2]$	velikost výhřevné plochy horkého konce LJU
S^S	$[m^2]$	velikost výhřevné plochy studeného konce LJU
S_1	$[m]$	příčná rozteč
S_2	$[m]$	podélná rozteč
S_{1m}	$[m^2]$	plocha jednoho metru žebrované trubky
S_{2m}	$[m]$	vnitřní obvod trubky
$S_{1ž}$	$[m^2]$	plocha jednoho žebra
s	$[m]$	efektivní tloušťka sálavé vrstvy
$s_{ž}$	$[m]$	rozteč mezi žebry

$\check{s}$	$[m]$	šířka svazku trubek
T_0	$[K]$	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
T_a	$[K]$	teoretická teplota při spalování
T_z	$[K]$	teplota vnějšího povrchu nánosu trubek
t_{st}	$[^{\circ}C]$	teplota stěn listů
$t_{SP\ in}$	$[^{\circ}C]$	teplota vstupních spalin
$t_{SP\ out}$	$[^{\circ}C]$	teplota výstupních spalin
$\bar{t}_{SP}$	$[^{\circ}C]$	střední teplota spalin
$t_{V\ in}$	$[^{\circ}C]$	teplota vstupní vody
$t_{V\ out}$	$[^{\circ}C]$	teplota výstupní vody
$\bar{t}_V$	$[^{\circ}C]$	střední teplota vody
$\bar{t}_{VZ}$	$[^{\circ}C]$	střední teplota vzduchu
Δt	$[^{\circ}C]$	teplotní spád
Δt_m	$[^{\circ}C]$	menší rozdíl teplot
Δt_v	$[^{\circ}C]$	větší rozdíl teplot
$t_{\check{z}}$	$[m]$	tloušťka žebra
V	$[m^3]$	objem sálající vrstvy
V_0	$[m^3]$	objem ohniště
v	$[m^3/kg]$	měrný objem
W_{SP}	$[m/s]$	rychlost spalin
W_V	$[m/s]$	rychlost vody
W_{VZ}^H	$[m/s]$	rychlost vzduchu horkého konce LJU
W_{VZ}^S	$[m/s]$	rychlost vzduchu studeného konce LJU
W_{SP}^H	$[m/s]$	rychlost spalin horkého konce LJU
W_{SP}^S	$[m/s]$	rychlost spalin studeného konce LJU
X_{SP}	$[-]$	poměr spalinového segmentu LJU
X_{VZ}	$[-]$	poměr vzduchového segmentu LJU
X_0	$[-]$	poměr těsnícího segmentu LJU
x	$[-]$	úhlový součinitel omývání desek

Δx	[–]	poprava pro přebytek vzduchu α_h
x_0	[–]	poměrná výška max. hodnoty teploty plamene
x_h	[–]	poměrná výška hořáků
y_h	[–]	součinitel tepelné nerovnosti ohniště
Z_{CO}	[%]	ztráta hořlavinou ve spalínách
Z_K	[%]	ztráta citelným teplem spalin
Z_{SO}	[%]	ztráta sdílením tepla do okolí
z	[–]	počet trubek
$\alpha; \beta$	[–]	přebytek vzduchu
$\Delta\alpha; \beta_{rec}; \Delta\alpha_{OVZ}$	[–]	přírůstek přebytku vzduchu
α_h	[–]	přebytek vzduchu v hořácích
$\alpha_1; \alpha_{1,d,i}$	$[W/m^2K]$	součinitel přestupu tepla na straně spalin
$\alpha_2; \alpha_{2,i}$	$[W/m^2K]$	součinitel přestupu tepla na straně vody
$\alpha_k; \alpha_{k,př}$	$[W/m^2K]$	součinitel přestupu tepla konvekcí
$\alpha_s; \alpha_{s,d}; \alpha_{s,i}$	$[W/m^2K]$	součinitel přestupu tepla sáláním
β	[–]	součinitel (výpočet žeber)
δ	[–]	součinitel podílu toků
ε	[–]	součinitel znečištění žebra
$\zeta; \zeta_1; \zeta_2; \zeta_3$	[–]	součinitel místní tlakové ztráty
η_K	[%]	tepelná účinnost kotle
ϑ	[°C]	střední teplota spalin v LJU
ϑ_0	[°C]	teplota spalin na konci ohniště
ϑ_a	[°C]	teoretická teplota při spalování
ϑ_K	[°C]	teplota spalin za kotlem
λ	[–]	součinitel tření
λ	$[W/mK]$	součinitel tepelné vodivosti
λ_z	$[W/mK]$	součinitel tepelné vodivosti žeber
μ	$[Ns/m^2]$	součinitel dynamické viskozity
μ	[–]	součinitel rozšíření žebra

ν	$[m^2s]$	součinitel kinematické viskozity
ξ	$[-]$	součinitel zanesení stěn ohniště
π	$[-]$	Ludolfovo číslo
ρ	$[kg/m^3]$	hustota
σ_1	$[-]$	poměrná příčná rozteč
σ_2	$[-]$	poměrná podélná rozteč
φ	$[-]$	součinitel uchování tepla
φ_{O-SV}	$[-]$	úhlový součinitel ohniště
ψ	$[-]$	součinitel tepelné efektivity stěn
ψ_{SV}	$[-]$	součinitel tepelné efektivity svazku
ψ_z	$[-]$	koefficient nerovnoměrnosti α_K
ω	$[-]$	součinitel omývání desek

30 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Zkratka	Význam
in	vstupní stav
LJU	regenerativní ohřívák vzduchu
KP	konvekční plocha
NV	napájecí voda
out	výstupní stav
OVZ	ohřívák vzduchu
SK	spalovací komora
SP	spaliny
VV	výstupní voda
VZ	vzduch

31 SEZNAM PŘÍLOH

Výpočtový projekt kotle

Schéma zapojení výhřevných ploch