



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PLYNOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ MÍSTNÍHO ZEMNÍHO PLYNU

GAS BOILER FOR LOCAL NATURAL GAS COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Kozák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Ondřej Kozák
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Akademický rok:	2016/17

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:

Plynový kotel na spalování místního zemního plynu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle dle bližšího zadání na spalování lokálního zemního plynu Groningen, který bude respektovat požadavek na vysokou účinnost kotle. Parametry kotle 170 t/h, 6,7 MPa, 485 °C

Kotel je moderní konstrukce, která umožní provoz s vysokým tepelným zatížením. Kotel řešte jako přetlakový s dodatkovým tahem se společnou stěnou se spalovací komorou, konvekčním výparníkem a výhřevnými plochami ohříváku vody (EKO) a přehříváky páry s regulací teploty páry dvěma vstříky napájecí vodou.

Cíle diplomové práce:

Provést stechiometrický a tepelný výpočet kotle.

Provést základní rozměrový návrh kotle.

Stanovte teplotu stěny trubky na výstupu páry z prvního svazku přehříváku za obrátovou komorou v proudu spalin.

Stanovit dosaženou účinnost kotle.

Stanovit diagram průběhu teploty pracovního média a spalin.

Seznam doporučené literatury:

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 9788021447707.

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

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

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

Zadání pro diplomovou práci

V rámci využití průmyslových zdrojů pro výrobu elektrické energie navrhnete:

„Plynový kotel na spalování místního zemního plynu Groningen“ Parametry kotle 170 t/h, 6,7 MPa, 485 °C

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování zemního plynu, který bude respektovat požadavek na vysokou účinnost kotle. Kotel je moderní konstrukce, která umožní provoz s vysokým tepelným zatížením. Stanovte teplotu stěny trubky na výstupu páry z prvního svazku přehříváku za obrátovou komorou v proudu spalin.

Kotel řešte jako přetlakový s dodatkovým tahem se společnou stěnou se spalovací komorou, konvekčním výparníkem a výhřevnými plochami ohříváku vody (EKO) a přehříváky páry s regulací teploty páry dvěma vstříky napájecí vodou.

Vyčíslete dosaženou účinnost kotle.

Práci doplňte o diagram průběhu teploty pracovního média a spalin.

Teplota napájecí vody je 120 °C.

Palivem jsou:

Zemní plyn:

výhřevnost	$Q_{i,r}$	33 480	kJ/m_N^3
obsah vodíku	H_2	0,0	%
obsah dusíku	N_2	10,8	%
obsah oxidu uhlíku	CO_2	1,1	%
obsah sirovodíku	H_2S	0,0	%
obsah uhlovodíků:			
	CH_4	83,5	%
	C_2H_6	3,6	%
	C_3H_8	0,7	%
	C_4H_{10}	0,2	%
	C_5H_{12}	0,1	%

Teplota vzduchu okolí	25 °C
Teplota vzduchu před hořáky	cca 90 °C
Teplota odchozích spalin za kotlem	cca 87 °C

Diplomant: Ondřej Kozák

Zadal: Ing. Mirko Hudeček, CSc.

Konzultant: Ing. Milan Ryšavý

Recenzent: Ing. Mirko Hudeček, CSc.

V Brně 10. 10. 2016

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá tepelným výpočtem a rozměrovým návrhem kotle na spalování zemního plynu s ohledem na vysokou účinnost kotle. Obsahuje stechiometrický výpočet a výpočet technických parametrů kotle. Jsou zde navrženy rozměry spalovací komory. Stěžejní část práce tvoří tepelný výpočet navržených teplosměnných ploch. Správnost výpočtu je ověřena tepelnou bilancí celého kotle.

KLÍČOVÁ SLOVA

Plynový kotel, zemní plyn, pára, spaliny, vysoká účinnost, přehřívák, membránová stěna

ABSTRACT

This Master's thesis deals with a thermal calculation and dimensional design of steam boiler for natural gas combustion with respect to the high efficiency of the boiler. It includes stoichiometric calculation and calculation of technical specifications of the boiler. Dimensions of combustion chamber are proposed. The crucial part of this thesis includes thermal calculation of designed heat-exchanging surfaces. The heat balance of the whole boiler is made to verify the results.

KEY WORDS

Gas boiler, natural gas, steam, flue gas, high efficiency, superheater, membrane wall

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOZÁK, O. *Plynový kotel na spalování místního zemního plynu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 108 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně s použitím uvedené literatury a na základě odborných konzultací.

V Brně dne 17. května 2017

.....
Bc. Ondřej Kozák

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Mirko Hudečkovi, CSc. za cenné rady a připomínky poskytnuté během odborných konzultací. Dále děkuji doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. za vedení diplomové práce. Také bych tímto rád poděkoval své rodině za obrovskou podporu po celou dobu studia.

OBSAH

1	Úvod	17
2	Stechiometrické výpočty	18
2.1	Objemy složek spalin vzniklých při stechiometrickém spalování	19
2.2	Objemy složek spalin při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,05$	22
3	Rosný bod spalin	23
4	Tepelné ztráty kotle a účinnost	24
5	Výrobní teplo páry a množství přivedeného paliva	25
6	Výpočet spalovací komory (ohniště)	26
6.1	Návrh spalovací komory	26
6.2	Tepelný výpočet ohniště	27
7	Návrh teplosměnných ploch	31
7.1	Návrh teplosměnných ploch na straně média	31
7.2	Tepelný výkon na straně pracovního média	32
7.3	Návrh druhého tahu kotle	33
8	Mříž	34
8.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	35
8.1.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	36
8.1.3	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	37
9	Obratová komora	38
9.1	Závěsné trubky	38
9.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	38
9.1.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	39
9.1.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	40
9.1.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	41
9.2	Membránová stěna	42
9.3	Tepelná bilance	42
10	Oblast přehříváku PII	43
10.1	Přehřívák PII	43
10.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	44
10.1.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	45
10.1.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	46
10.1.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	47
10.2	Závěsné trubky	48
10.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	48
10.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	48
10.2.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	49
10.2.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	49
10.3	Membránová stěna	50
10.3.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	50
10.3.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	50
10.3.3	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	51
10.4	Tepelná bilance	52
10.5	Výpočet teploty stěny trubky	53
10.5.1	Součinitel přestupu tepla α_s , α_p	53
10.5.2	Tepelný tok	56
10.5.3	Teplota stěny trubky	56

11 Oblast přehříváku PIII	57
11.1 Přehřívák PIII	57
11.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	58
11.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	59
11.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	60
11.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	61
11.2 Závěsné trubky	62
11.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	62
11.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	63
11.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	63
11.2.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	64
11.3 Membránová stěna	65
11.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	65
11.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	65
11.3.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	65
11.4 Tepelná bilance	66
12 Oblast přehříváku PI	67
12.1 Přehřívák PI	67
12.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	68
12.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	69
12.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	70
12.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	71
12.2 Závěsné trubky	72
12.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	72
12.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	73
12.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	73
12.2.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	74
12.3 Membránová stěna	75
12.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	75
12.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	75
12.3.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	75
12.4 Tepelná bilance	76
13 Prostor pod PI	77
13.1 Závěsné trubky	77
13.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	77
13.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	78
13.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média	79
13.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	80
13.2 Membránová stěna	81
13.3 Tepelná bilance	81
14 Oblast konvekční části výparníku	82
14.1 Konvekční část výparníku	82
14.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	83
14.1.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin	84
14.1.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	85
14.2 Membránová stěna	86
14.3 Tepelná bilance	86

15	Ekonomizér	88
15.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	89
15.1.2	Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin	90
15.1.3	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	91
15.2	Tepelná bilance	92
16	Ohřívák vzduchu	93
16.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	94
16.1.2	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu	95
16.1.3	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon	96
16.2	Tepelná bilance	98
17	Kontrola výkonu kotle	99
17.1	Účinnost kotle	100
17.2	Pilový diagram	101
18	Závěr	102
19	Seznam použitých zdrojů	103
20	Seznam použitých zkratk a symbolů	104
21	Seznam příloh	108

1 ÚVOD

Cílem diplomové práce je provést tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle spalující zemní plyn. Parametry kotle jsou dány parním výkonem 170 t/h a výstupními parametry páry 485 °C a 6,7 MPa.

Kotel je moderní konstrukce umožňující provoz s vysokým tepelným zatížením a dosahující vysoké účinnosti. Je řešený jako přetlakový bubnový s dodatkovým tahem se společnou stěnou se spalovací komorou. Stěny kotle jsou realizované jako membránová stěna zajišťující jejich efektivní chlazení. Zemní plyn je spalován pomocí dvou horizontálních hořáků umístěných nad sebou. Po spálení přiváděného paliva ve spalovací komoře proudí vzniklé spaliny přes mříž do druhého tahu. V druhém tahu jsou na závěsných trubkách zavěšeny tři svazky přehříváků. Ve spodní části tahu je situována konvekční část výparníku doplňující výparníkový systém membránových stěn spalovací komory a druhého tahu. Teplota páry u přehříváků je regulovaná dvěma vstříky napájecí vody. Spaliny v posledním tahu kotle proudí přes tři svazky ekonomizéru a ohřívák vzduchu a poté odchází spaliny do komína.

Zemní plyn řadíme do skupiny velmi vysoce výhřevných plynů. Groningenský zemní plyn obsahuje vyšší podíl dusíku a oxidu uhličitého. Jedná se o plyn těžený v nizozemské provincii Groningen.

Spalováním zemního plynu vzniká ve srovnání s pevnými a kapalnými palivy daleko méně škodlivin. Obsah prachu ve spalinách je zanedbatelný, emise oxidu uhelnatého a uhlovodíků jsou výrazně nižší než u ostatních paliv. Nižší jsou i obsahy oxidů dusíku a oxidu uhličitého ve srovnání s ostatními palivy [3].

Při výpočtech je postupované podle doporučené literatury [1], na základě odborných konzultací byl doporučen tvar kotle a rozdělení tlaků v teplosměnných plochách. Fyzikální charakteristiky spalin jsou určeny ze skript [1] a parametry pracovního média využitím [4].

2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Jako palivo je uvažován groningený zemní plyn o výhřevnosti $33480 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$ a složení uvedeného v tabulce 2-1. Pro výpočty jsou použity fyzikální vlastnosti vzduchu pro podmínky provozu zmíněné v tabulce 2-2.

Tab. 2-1 Složení zemního plynu

x	α_x [%]
H ₂	0,0
N ₂	10,8
CO ₂	1,1
H ₂ S	0,0
CH ₄	83,5
C ₂ H ₆	3,6
C ₃ H ₈	0,7
C ₄ H ₁₀	0,2
C ₅ H ₁₂	0,1

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 m_N^3 plynu

$$O_{O_2 \min} = 0,5 \cdot \alpha_{H_2} + 0,5 \cdot \alpha_{CO} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \alpha_{C_m H_n} - \alpha_{O_2} \quad (2.1)$$

$$O_{O_2 \min} = 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 0,835 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 0,036 + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 0,007 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,002 + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \cdot 0,001 - 0$$

$$O_{O_2 \min} = 1,852 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 m_N^3 plynu

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{1,852}{0,21} = 8,819 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.2)$$

Tab. 2-2 Fyzikální vlastnosti vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu	φ	60 %
Tlak okolí	p_c	97347 Pa
Tlak syté páry	p''	3289,2 Pa

Podíl vodní páry na 1 m_N^3 suchého vzduchu

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{60}{100} \cdot \frac{3289,2}{97347 - \frac{60}{100} \cdot 3289,2} = 1,02 \quad (2.3)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 m_N^3 plynu

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} = 1,02 \cdot 8,819 = 8,995 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.4)$$

Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 8,995 - 8,819 = 0,176 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.5)$$

2.1 Objemy složek spalin vzniklých při stechiometrickém spalování

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 \cdot (o_{CO} + \sum m \cdot o_{CmHn}) + 0,0003 \cdot O_{VS\min} \quad (2.6)$$

$$O_{CO_2} = 0,011 + 0,994 \cdot (0 + 1 \cdot 0,835 + 2 \cdot 0,036 + 3 \cdot 0,007 + 4 \cdot 0,002 + 5 \cdot 0,001) + 0,0003 \cdot 8,819$$

$$O_{CO_2} = 0,949 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Objem dusíku

$$O_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{VS\min} = 0,108 + 0,7805 \cdot 8,819 = 6,9912 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.7)$$

Objem argonu

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VS\min} = 0 + 0,0092 \cdot 8,819 = 0,08113 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.8)$$

Výsledný objem suchých spalin

$$O_{SS\min} = o_{CO_2} + o_{N_2} + o_{Ar} = 0,949 + 6,9912 + 0,0811 = 8,021 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.9)$$

Objem vodní páry ve spalinách po stechiometrickém spálení plynu

$$O_{H_2O}^S = o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot o_{C_mH_n} + O_{H_2O}^V \quad (2.10)$$

$$O_{H_2O}^S = 0 + 0 + \frac{4}{2} \cdot 0,835 + \frac{6}{2} \cdot 0,036 + \frac{8}{2} \cdot 0,007 + \frac{10}{2} \cdot 0,002 + \frac{12}{2} \cdot 0,001 + 0,176 = 1,998 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SV\min} = O_{SS\min} + O_{H_2O}^S = 8,021 + 1,998 = 10,02 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.11)$$

Tab. 2-3 Hustota plynů

	ρ_i [kg·m _N ⁻³]
Ar	1,78385
N ₂	1,25047
CO ₂	1,9768
vodní pára	0,8058
suchý vzduch	1,29279

Hustota vzduchu

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS\min} \cdot \rho_{VS} + (\chi_v - 1) \cdot O_{VS\min} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{VV\min}} = \frac{8,819 \cdot 1,29279 + (1,2 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,8058}{8,995} \quad (2.12)$$

$$\rho_{VV} = 1,2832 \text{ kg} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Hustota stechiometrických spalin

$$\rho_{SV\min} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{SV\min}} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + O_{H_2O}^S \cdot \rho_{H_2O}}{O_{SV\min}} \quad (2.13)$$

$$\rho_{SV\min} = \frac{0,949 \cdot 1,9768 + 6,9913 \cdot 1,25047 + 0,0811 \cdot 1,78385 + 1,9984 \cdot 0,8058}{10,02} = 1,2349 \text{ kg} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Hustota spalin s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,05$

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SV \min} \cdot \rho_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{10,02 \cdot 1,2349 + (1,05 - 1) \cdot 8,995 \cdot 1,2832}{10,02 + (1,05 - 1) \cdot 8,995} \quad (2.14)$$

$$\rho_{SV} = 1,237 \text{ kg} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

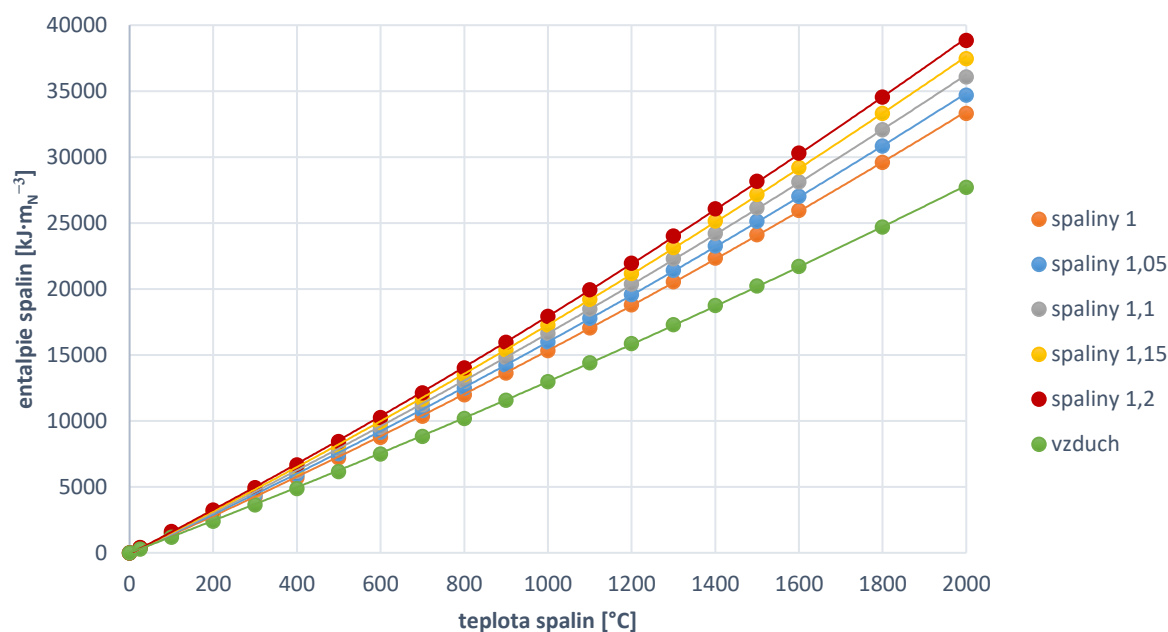
Tab. 2-4 Měrná entalpie složek spalin

t [°C]	i_t [kJ·m _N ⁻³]				
	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	suchý vz.
0	0	0	0	0	0
25	41,62	32,53	23,32	39,1	32,57
100	170	129,5	93,07	150,6	132,3
200	357,5	259,9	186	304,5	266,2
300	558,8	392,1	278,8	462,8	402,5
400	771,9	526,7	371,7	625,9	541,7
500	994,4	664	464,7	794,5	684,1
600	1225	804,3	557,3	968,8	829,6
700	1462	947,3	650,2	1149	978,1
800	1705	1093	743,1	1335	1129
900	1952	1241	835,7	1526	1283
1000	2203	1392	928,2	1723	1439
1100	2458	1544	1020	1925	1597
1200	2716	1698	1114	2132	1756
1300	2976	1853	1207	2344	1916
1400	3239	2009	1300	2559	2077
1500	3503	2166	1393	2779	2240
1600	3769	2325	1577	3002	2403
1800	4305	2643	1742	3458	2732
2000	4844	2965	1857	3925	3065

Tab. 2-5 I-t tabulka spalin

t [°C]	I_{Smin} [kJ/m _N ³]	I_{Vmin} [kJ/m _N ³]	$I_S^\alpha = I_{Smin} + (\alpha-1) \cdot I_{Vmin}$ [kJ·m _N ⁻³]				
			$\alpha=1$	$\alpha=1,05$	$\alpha=1,1$	$\alpha=1,15$	$\alpha=1,2$
0	0	0	0	0	0	0	0
25	346,952	294,1329	346,952	361,6587	376,3653	391,072	405,7786
100	1375,206	1193,323	1375,206	1434,873	1494,539	1554,205	1613,871
200	2779,896	2401,338	2779,896	2899,963	3020,03	3140,097	3260,163
300	4219,048	3631,296	4219,048	4400,613	4582,177	4763,742	4945,307
400	5695,778	4887,675	5695,778	5940,161	6184,545	6428,929	6673,313
500	7211,304	6173,245	7211,304	7519,966	7828,628	8137,29	8445,953
600	8766,849	7487,16	8766,849	9141,207	9515,565	9889,923	10264,28
700	10359,16	8828,572	10359,16	10800,59	11242,02	11683,44	12124,87
800	11987,63	10192,17	11987,63	12497,24	13006,85	13516,46	14026,06
900	13645,94	11584	13645,94	14225,14	14804,34	15383,54	15962,74
1000	15341,01	12994,51	15341,01	15990,74	16640,46	17290,19	17939,91
1100	17056,8	14423,55	17056,8	17777,98	18499,15	19220,33	19941,51
1200	18799,59	15862,29	18799,59	19592,7	20385,82	21178,93	21972,05
1300	20561,18	17310,73	20561,18	21426,71	22292,25	23157,79	24023,32
1400	22338,6	18768,52	22338,6	23277,02	24215,45	25153,88	26092,3
1500	24133,95	20244,83	24133,95	25146,19	26158,43	27170,68	28182,92
1600	25958,56	21721,67	25958,56	27044,65	28130,73	29216,81	30302,9
1800	29615,1	24703,56	29615,1	30850,28	32085,46	33320,64	34555,81
2000	33320,37	27722,68	33320,37	34706,51	36092,64	37478,78	38864,91

I-t diagram spalin



Obr. 2-1 I-t diagram spalin

2.2 Objemy složek spalin při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,05$

Objem vodní páry

$$O_{H_2O}^\alpha = O_{H_2O}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O}^V = 1,998 + (1,05 - 1) \cdot 0,176 = 2,0072 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.15)$$

Objem oxidu uhličitého

$$O_{CO_2}^\alpha = O_{CO_2}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VS\min} \cdot 0,0003 = 0,949 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,0003 = 0,9491 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.16)$$

Objem dusíku

$$O_{N_2}^\alpha = O_{N_2}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VS\min} \cdot 0,7805 = 6,9912 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,7805 = 7,3354 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.17)$$

Objem argonu

$$O_{Ar}^\alpha = O_{Ar}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VS\min} \cdot 0,0092 = 0,0811 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,0092 = 0,08519 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.18)$$

Objem kyslíku

$$O_{O_2}^\alpha = O_{O_2}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VS\min} \cdot 0,21 = 0 + (1,05 - 1) \cdot 8,819 \cdot 0,21 = 0,0926 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.19)$$

Celkový objem suchých spalin

$$O_{SS}^\alpha = O_{CO_2}^\alpha + O_{N_2}^\alpha + O_{Ar}^\alpha + O_{O_2}^\alpha = 0,9491 + 7,3354 + 0,08519 + 0,0926 = 8,4624 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.20)$$

Celkový objem vlhkých spalin

$$O_{SV}^\alpha = O_{SS}^\alpha + O_{H_2O}^\alpha = 8,4624 + 2,0072 = 10,47 \text{ m}_N^3 \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (2.21)$$

3 ROSNÝ BOD SPALIN

Pokud v palivu není obsažena síra, dochází ke kondenzaci vodní páry. Rosný bod odpovídá teplotě sytosti vodní páry při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách.

Rosný bod spalin

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{x_{H_2O} \cdot A_r}} \quad (3.1)$$

Střední zdánlivá molová hmotnost suchých spalin

$$M = \sum_i M_i \cdot x_i = M_{N_2} \cdot x_{N_2} + M_{CO_2} \cdot x_{CO_2} + M_{O_2} \cdot x_{O_2} + M_{Ar} \cdot x_{Ar} \quad (3.2)$$

$$M = 28 \cdot 0,867 + 44 \cdot 0,112 + 32 \cdot 0,011 + 39,9 \cdot 0,01 = 29,96 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$$

Univerzální plynová konstanta

$$R_m = 8314 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Měrná plynová konstanta suchých spalin

$$r_v = \frac{R_m}{M} = \frac{8314}{29,96} = 277,52 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.3)$$

Měrná plynová konstanta vodní páry

$$r_p = 462 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad \text{dle [2]}$$

Měrná vlhkost

$$x = \frac{M_{H_2O} \cdot x_{H_2O}}{M} = \frac{18 \cdot 0,192}{29,96} = 0,115 \text{ kg} \cdot \text{kg s.v.}^{-1} \quad (3.4)$$

Parciální tlak vodní páry – dle [2]

$$p_p = \frac{x \cdot p_c}{\frac{r_v}{r_p} + x} = \frac{0,115 \cdot 97347}{\frac{277,52}{462} + 0,115} = 15663,88 \text{ Pa} \quad (3.5)$$

Teplota syté páry odpovídající parciálnímu tlaku vodní páry

$$t_k = 54,87 \text{ }^\circ\text{C}$$

Rosný bod spalin

$$t_r = t_k = 54,87 \text{ }^\circ\text{C}$$

4 TEPELNÉ ZTRÁTY KOTLE A ÚČINNOST

Redukovaná výhřevnost

$$Q_{i\ red} = Q_i^r + i_{pv} + Q_{cz} \quad (4.1)$$

i_{pv} fyzické teplo paliva - zanedbáváme

Q_{cz} teplo přivedené cizím zdrojem

$$Q_{cz} = I_{VZ}^{30^\circ C} - I_{VZ}^{25^\circ C} = 60\ kJ \cdot m_N^{-3} \quad (4.2)$$

$$Q_{i\ red} = 33480 + 60 = 33540\ kJ \cdot m_N^{-3}$$

Ztráta citelným teplem spalín (komínová)

$$Z_k = \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i\ red}} \quad (4.3)$$

Entalpie spalín při teplotě $t_k = 87^\circ C$ a přebytku vzduchu $\alpha_k = 1,05$ za kotlem

$$I_S^{87^\circ C, \alpha_k} = 1248,85\ kJ \cdot m_N^{-3}$$

Entalpie studeného vzduchu

$$I_{VZ}^{25^\circ C} = 294,13\ kJ \cdot m_N^{-3}$$

$$Z_k = \frac{1248,85 - 1,05 \cdot 294,13}{33540} = 0,028$$

Ztráta chemickým nedopalem

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} \quad (4.4)$$

$$mgCO = 100\ mg \cdot m_N^{-3} \quad \text{emisní limit CO – dle [1]}$$

$$O_{2\ ref} = 3\ \% \quad \text{obsah kyslíku pro referenční stav spalín – dle [1]}$$

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 8,021}{(21 - 3) \cdot 33540} = 0,00028$$

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

$$Z_{sv} = 0,0027 \quad \text{graficky odečteno z [1]}$$

Ztráta nepočitatelná

$$Z_N = 0,0003 \quad \text{určeno na základě zkušenosti dodavatelské společnosti}$$

Účinnost kotle

$$\eta_k = 1 - Z_k - Z_{CO} - Z_{sv} - Z_N = 1 - 0,028 - 0,00028 - 0,0027 - 0,0003 = 0,9687 \quad (4.5)$$

5 VÝROBNÍ TEPLA PÁRY A MNOŽSTVÍ PŘIVEDENÉHO PALIVA

Neuvažování odluhu, odběru syté páry a absence mezipřehříváků zjednodušuje vztah pro výpočet výrobního tepla páry.

Výrobní teplo páry (celkový tepelný výkon kotle)

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (5.1)$$

Hmotnostní tok přehřáté páry

$$M_{pp} = 170 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 47,222 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Entalpie přehřáté páry

$$i_{pp} = f(p_{pp}, t_{pp}) = f(6,7 \text{ MPa}, 485 \text{ }^\circ\text{C}) = 3378,481 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie napájecí vody

$$i_{nv} = f(p_{nv}, t_{nv}) = f(7,483 \text{ MPa}, 120 \text{ }^\circ\text{C}) = 508,919 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$Q_v = 47,222 \cdot (3378,481 - 508,919) = 135507,1 \text{ kW}$$

Tepelný příkon paliva

$$P = \frac{Q_v}{\eta_k} = \frac{135507,1}{0,9687} = 139886,6 \text{ kW} \quad (5.2)$$

Množství přivedeného paliva

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i\text{red}} \cdot \eta_k} = \frac{135507,1}{33540 \cdot 0,9687} = 4,17 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.3)$$

Výpočtové množství spáleného paliva M_{pv} se rovná množství palivu přivedeného do kotle, protože nedochází ke ztrátě mechanickým nedopalem.

Množství spáleného paliva

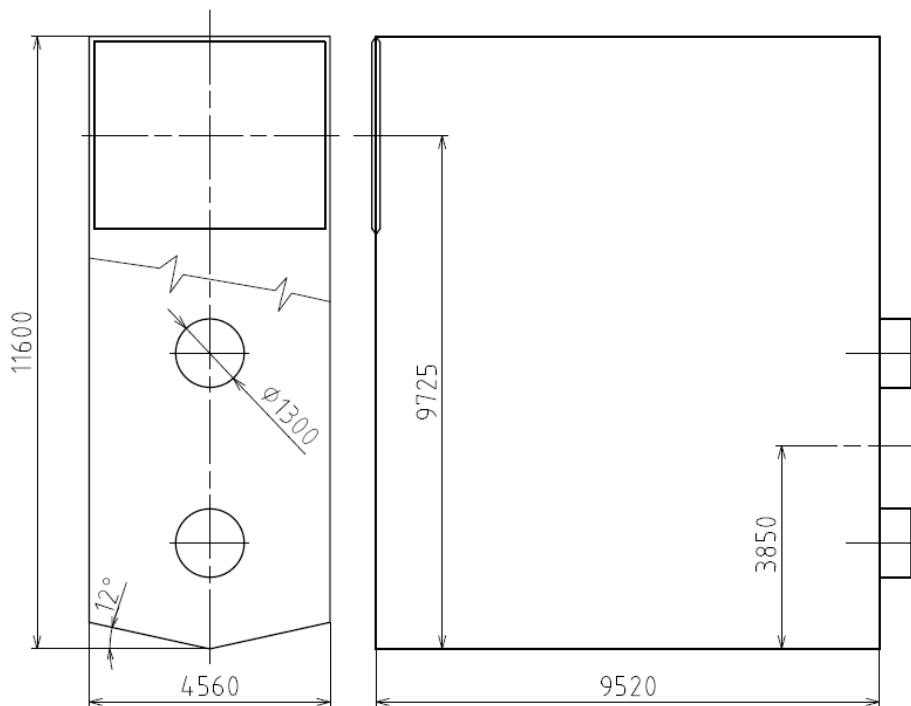
$$M_{pv} = M_{pal} = 4,17 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.4)$$

6 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY (OHNIŠTĚ)

Spalovací komora je prostor, do něhož je hořáky přiváděn spalovací vzduch a palivo, které zde hoří a uvolňuje se přitom teplo. Jde o tepelně nejexponovanější část kotle a jelikož je spalovací komora z větší části zaplněna plamenem nechává se jako zcela volný prostor. Stěna je realizovaná jako plynotěsná membránová stěna. Stěna spalovací komory tvoří zásadní část výparníkového systému [1].

Cílem výpočtu je stanovení střední teploty spalin na výstupu z ohniště. Z celkového užitečného tepla uvolněného v ohništi se stanoví teplota nechlazeného plamene a dále odhadneme teplotu na výstupu z ohniště. Pomocí čtyř podobnostních charakteristik ohnišť se stanoví teplota spalin na konci ohniště. Po několika iteracích lze dosáhnout rozdílu menšího než 1 °C.

6.1 Návrh spalovací komory



Obr. 6-1 Zjednodušené schéma spalovací komory

Objem spalovací komory

$$V_o = 11,6 \cdot 9,52 \cdot 4,56 - 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 2,28}{2} \cdot 9,52 = 492,72 \text{ m}^3 \quad (6.1)$$

Objemové tepelné zatížení ohniště

$$q_v = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{V_o} = \frac{4,17 \cdot 33480}{492,72} = 283,4 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \quad (6.2)$$

Průřezové tepelné zatížení ohniště

$$q_s = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{S_o} = \frac{4,17 \cdot 33480}{9,52 \cdot 4,56} = 3216,6 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (6.3)$$

Projekční povrch stěn ohniště

$$S_{st} = 2 \cdot (11,6 - 0,5) \cdot 4,56 + 2 \cdot (11,6 - 0,5) \cdot 9,52 + 4,56 \cdot 9,52 + 2 \cdot 2,33 \cdot 9,52 + 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 2,28 \cdot 2}{2} \quad (6.4)$$

$$S_{st} = 402,63 \text{ m}^2$$

Plocha dvou hořáků

$$S_H = 2,65 \text{ m}^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$S_{ús} = 399,98 \text{ m}^2$$

Součinitel tepelné efektivnosti stěn

$$\bar{\psi} = x \cdot \zeta \quad (6.5)$$

Úhlový součinitel osálení – pro membránové stěny $x = 1$

Součinitel zanesení stěn ohniště – pro plynné palivo $\zeta = 0,65$ – dle [1]

$$\bar{\psi} = 1 \cdot 0,65 = 0,65$$

6.2 Tepelný výpočet ohniště

Teplota nechlazeného plamene

Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$Q_u = Q_{i \text{ red}} \cdot (1 - Z_{CO}) + Q_V - Q_{cz} \quad (6.6)$$

Teplo přivedené horkým vzduchem

$$Q_V = I_{VZ}^{90^\circ C} \cdot \alpha = 1127,1 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (6.7)$$

Entalpie horkého vzduchu $I_{VZ}^{90^\circ C} = 1073,43 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$; přebytek vzduchu $\alpha = 1,05$

$$Q_u = 33540 \cdot (1 - 0,00028) + 1127,1 - 60 = 34597,67 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Entalpie nechlazeného plamene – v případě kotle bez recirkulace

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha} = Q_u = 34597,67 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (6.8)$$

Teplota nechlazeného plamene

$$t_{np} = 1994,36 \text{ }^\circ\text{C} \text{ – určeno pomocí tabulky 2-5}$$

Součinitel M

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{pl} \quad (6.9)$$

Poloha maximální teploty plamene

$$x_{pl} = x_h + \Delta x \quad (6.10)$$

Poměrná výška hořáků

$$x_h = \frac{h_h}{h_o} \quad (6.11)$$

$$h_h = 3,85 \text{ m} \quad \text{výška hořáků}$$

$$h_o = 11,60 - \frac{1}{2} \cdot 3,75 = 9,725 \text{ m} \quad \text{výška ohniště} \quad (6.12)$$

$$x_h = \frac{3,85}{9,725} = 0,4$$

$$\Delta x = 0,1 \quad \text{korekce}$$

$$x_{pl} = 0,4 + 0,1 = 0,5$$

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,5 = 0,44$$

Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_S \bar{c}_S)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} \quad (6.13)$$

Střední tepelná jímavost spalin v ohništi

$$(O_S \bar{c}_S)_o = \frac{Q_u - I_S^{t_{ok}, \alpha}}{t_{np} - t_{ok}} \quad (6.14)$$

Odhadovaná teplota spalin na výstupu z ohniště

$$t_{ok} = 1262,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie spalin na výstupu z ohniště pro $\alpha = 1,05$

$$I_S^{t_{ok}, \alpha} = 20739,1 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

$$(O_S \bar{c}_S)_o = \frac{34597,67 - 20739,1}{1994,36 - 1262,51} = 18,936 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$$

Poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště

$$Z_{sv}^o \cong 0,0027$$

$$Bo = \frac{(1 - 0,0027) \cdot 4,17 \cdot 18,936}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 402,63 \cdot (273 + 1994,36)^3} = 0,4545$$

Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} \quad (6.15)$$

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} \quad (6.16)$$

Stupeň černosti svítivé části plamene

$$a_{sv} = 1 - e^{-(k_s \cdot r_s + k_{sz}) \cdot p \cdot s} \quad (6.17)$$

Stupeň černosti nesvítivé části plamene

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} \quad (6.18)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s \quad (6.19)$$

Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{1,998 + (1,02 - 1) \cdot (1,05 - 1) \cdot 8,995}{10,02 + (1,05 - 1) \cdot 8,995} = 0,192 \quad (6.20)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,949 + 0}{10,02 + (1,05 - 1) \cdot 8,995} = 0,09 \quad (6.21)$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,192 + 0,09 = 0,282 \quad (6.22)$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{492,72}{402,63} = 4,405 \text{ m} \quad (6.23)$$

Tlak v ohništi $p = 0,103 \text{ MPa}$

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách

$$p_s = r_s \cdot p = 0,282 \cdot 0,103 = 0,029 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,192}{\sqrt{0,029 \cdot 4,405}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1262,51 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,282 = 1,058$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H^r} \quad (6.25)$$

Poměr obsahu uhlíku a vodíku pro původní vzorek

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum_i \left(\frac{m}{n} \right)_i \cdot (C_m H_n)_i = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 83,5 + \frac{2}{6} \cdot 3,6 + \frac{3}{8} \cdot 0,7 + \frac{4}{10} \cdot 0,2 + \frac{5}{12} \cdot 0,1 \right) = 2,724 \quad (6.26)$$

$$k_{sz} = 0,306 \cdot (2 - 1,05) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1262,51 + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,724 = 1,55$$

$$a_{sv} = 1 - e^{-(k_s \cdot r_s + k_{sz}) \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-(1,058 + 1,55) \cdot 0,1034 \cdot 4,405} = 0,694$$

$$a_{ns} = 1 - e^{-k_s \cdot r_s \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,058 \cdot 0,1034 \cdot 4,405} = 0,381$$

Součinitel zaplnění ohniště svítivým plamenem

$$m = 0,1$$

$$a_{pl} = m \cdot a_{sv} + (1 - m) \cdot a_{ns} = 0,1 \cdot 0,694 + (1 - 0,1) \cdot 0,381 = 0,412$$

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,412}{0,412 + (1 - 0,412) \cdot 0,65} = 0,519$$

Teplota na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo} \right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1994,36 + 273,15}{1 + 0,44 \cdot \left(\frac{0,519}{0,4545} \right)^{0,6}} - 273,15 = 1262,51 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.27)$$

Vypočtená teplota spalin na výstupu z ohniště je shodná s odhadovanou teplotou.

Entalpie spalin na konci ohniště ($\alpha = 1,05$)

$$I_{ok} = 20739,17 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Teplo předané v ohništi do výparníku

$$Q_o = M_{pv} \cdot (1 - Z_{sv}^o) \cdot (Q_u - I_{ok}) = 4,17 \cdot (1 - 0,0027) \cdot (34597,67 - 20739,17) = 57644,13 \text{ kW} \quad (6.28)$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$q_{st} = \frac{Q_o}{S_{ús}} = \frac{57644,13}{402,63} = 144,12 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (6.29)$$

7 NÁVRH TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

7.1 Návrh teplosměnných ploch na straně média

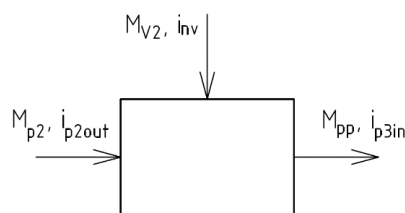
V následující tabulce jsou uvedeny parametry média na vstupu a výstupu u jednotlivých teplosměnných ploch kotle. Mezi přehříváky PIII a PII, respektive PII a PI jsou umístěny vstříky, které slouží k regulaci teploty páry na požadovanou teplotu.

Tab. 7-1 Parametry pracovního média u jednotlivých teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha		Tlak [bar]	Teplota [°C]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
Přehřívák PIII	výstup	67	485	3378,48
	vstup	68	433	3248,41
Přehřívák PII	výstup	68	440	3266,08
	vstup	69,7	313	2893,28
Přehřívák PI	výstup	69,7	352	3023,79
	vstup	71	300	2834,88
Závěsné trubky	výstup	71	300	2834,88
	vstup	72	287,74	2769,93
Výparník	výstup	72	287,74	2769,93
	vstup	72	287,74	1277,65
Ekonomizér	výstup	72	238	1028,49
	vstup	74,83	120	508,92

Vstříky jsou realizovány pomocí napájecí vody. Vstřík, označený jako V2, mezi přehříváky PII a PIII slouží k regulaci výstupní teploty páry. Vstřík V1 mezi přehříváky PI a PII udržuje konstantní teplotu výstupní páry. Tím je zaručeno dodržení požadavků kladených na materiál trubkového svazku přehříváku.

Výpočet vstříku V2



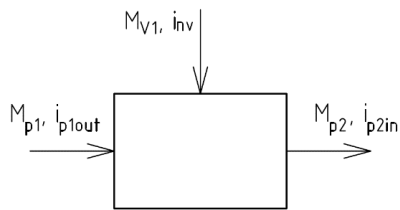
Obr. 7-1 Schéma vstříku V2

$$M_{pp} \cdot i_{p3in} = M_{p2} \cdot i_{p2out} + M_{V2} \cdot i_{nv} \quad (7.1)$$

$$M_{p2} = M_{pp} - M_{V2} \quad (7.2)$$

$$M_{V2} = \frac{M_{pp} \cdot (i_{p3in} - i_{p2out})}{(i_{nv} - i_{p2out})} = \frac{47,222 \cdot (3248,41 - 3266,08)}{(508,92 - 3266,08)} = 0,303 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.3)$$

$$M_{p2} = 47,222 - 0,303 = 46,92 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet vstřiku V1**Obr. 7-2 Schéma vstřiku V1**

$$M_{p2} \cdot i_{p2in} = M_{p1} \cdot i_{p1out} + M_{V1} \cdot i_{nv} \quad (7.4)$$

$$M_{p1} = M_{p2} - M_{V1} \quad (7.5)$$

$$M_{V1} = \frac{M_{p2} \cdot (i_{p2in} - i_{p1out})}{(i_{nv} - i_{p1out})} = \frac{46,92 \cdot (2893,28 - 3023,79)}{(508,92 - 3023,79)} = 2,435 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.6)$$

$$M_{p1} = 46,92 - 2,435 = 44,485 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.2 Tepelný výkon na straně pracovního média

Ze zvolených hodnot z tabulky 7-1 a pomocí spočítaných hmotnostních toků v jednotlivých teplosměnných plochách můžeme určit tepelný výkon na straně média.

Výkon přehříváku PIII

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot (i_{p3out} - i_{p3in}) = 47,22 \cdot (3378,48 - 3248,41) = 6142,37 \text{ kW} \quad (7.7)$$

Výkon přehříváku PII

$$Q_{P2} = M_{p2} \cdot (i_{p2out} - i_{p2in}) = 46,92 \cdot (3266,08 - 2893,28) = 17491,38 \text{ kW} \quad (7.8)$$

Výkon přehříváku PI

$$Q_{P1} = M_{p1} \cdot (i_{p1out} - i_{p1in}) = 44,485 \cdot (3023,79 - 2834,88) = 8403,38 \text{ kW} \quad (7.9)$$

Výkon závěsných trubek

$$Q_{zav} = M_{p1} \cdot (i_{zavout} - i_{zavin}) = 44,485 \cdot (2834,88 - 2769,93) = 2889,57 \text{ kW} \quad (7.10)$$

Výkon výparníku

$$Q_{VYP} = M_{p1} \cdot (i_{VYPout} - i_{EKOout}) = 44,485 \cdot (2769,93 - 1028,49) = 77467,19 \text{ kW} \quad (7.11)$$

Výkon ekonomizéru

$$Q_{EKO} = M_{p1} \cdot (i_{EKOout} - i_{EKOin}) = 44,485 \cdot (1028,49 - 508,92) = 23113,2 \text{ kW} \quad (7.12)$$

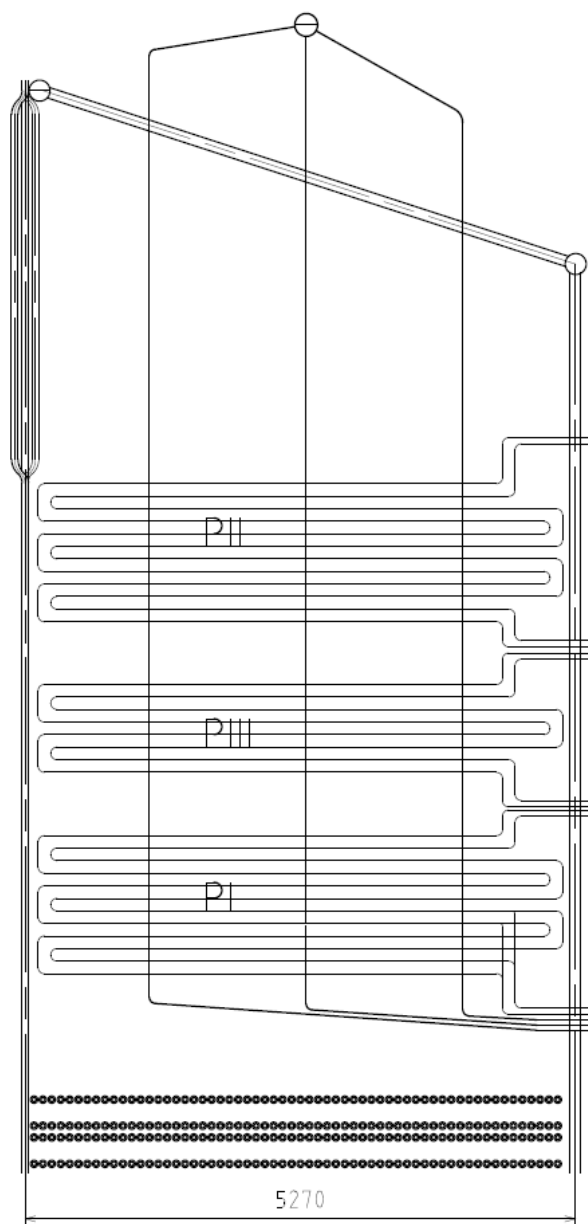
Kontrola: výrobní teplo páry

$$Q_{Celkový} = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{zav} + Q_{VYP} + Q_{EKO} = 135507,1 \text{ kW} \quad (7.13)$$

7.3 Návrh druhého tahu kotle

Spaliny proudí do druhého tahu kotle ze spalovací komory skrze mříž, která je v podstatě rozvolněnou membránovou stěnou spalovací komory. Spaliny dále proudí obratovou komorou a následně předávají teplo přehříváku PII. Přehřívák PII je protiproudý a zpracovává největší entalpický spád. Pod přehřívákem PII je umístěný souprroudý přehřívák PIII a protiproudý přehřívák PI. Přehříváky jsou zavěšeny na třech řadách závěsných trubek, které končí v prostoru pod přehřívákem PI. Všechny přehříváky jsou ze svazku hladkých trubek uspořádaných za sebou. Ve spodní části tahu se nachází konvekční část výparníku skládající se ze svazku žebrovaných trubek.

Rozměry druhého tahu byly stanoveny na 5,27×4,56 m (b×š).



Obr. 7-3 Schéma druhého tahu kotle

8 MŘÍŽ

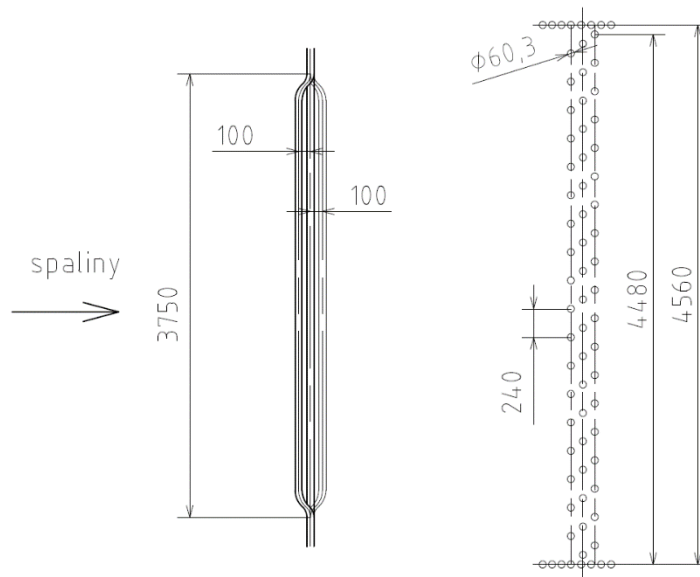
Mříž spalovací komory je rozvolněná membránová stěna, přes kterou proudí spaliny do druhého tahu kotle. Při výpočtu uvažujeme příčné obtékání svazku trubek uspořádaných vystřídane.

Teplota spalin na konci ohniště:

$$t_{ok} = 1262,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin za mříží:

$$t_2 = 1203,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 8-1 Schéma mříže spalovací komory

Tab. 8-1 Parametry mříže

Vnější průměr trubek	D	0,0603 m
Příčná rozteč	s_1	0,24 m
Podélná rozteč	s_2	0,10 m
Počet trubek příčně	z_1	19
Počet řad podélně	z_2	3
Počet trubek celkově	n_{tr}	56
Výška mříže	l_M	3,75 m
Šířka spalinového kanálu	\check{s}	4,56 m

Průtočný průřez

$$S_M = \check{s} \cdot l_M - n_{tr} \cdot D \cdot l_M = 4,56 \cdot 3,75 - 19 \cdot 0,0603 \cdot 3,75 = 12,8 \text{ m}^2 \quad (8.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_{ok} + t_2}{2} = \frac{1262,51 + 1203,66}{2} = 1233,09 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S_M} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{12,8} \cdot \frac{273,15 + 1233,09}{273,15} = 18,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.3)$$

8.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (8.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

$$C_z = 4 \cdot z_2^{0,02} - 3,2 = 4 \cdot 3^{0,02} - 3,2 = 0,89 \quad (8.5)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,24}{0,0603} = 3,98 \quad (8.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0603} = 1,66 \quad (8.7)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 3,98^2 + 1,66^2} = 2,59 \quad (8.8)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{3,98 - 1}{2,59 - 1} = 1,87 \quad (8.9)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,87^{0,1} = 0,36 \quad (8.10)$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalín:

Součinitel tepelné vodivosti spalín

$$\lambda_{stř} = 0,129 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_\lambda = 0,129 \cdot 1,05 = 0,135 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.11)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 0,000219 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,04$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000219 \cdot 1,04 = 0,000227 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.12)$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{stř} = 0,557; \text{ korekční součinitel } M_{Pr} = 1,045$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}_{stř} \cdot M_{Pr} = 0,557 \cdot 1,045 = 0,582 \quad (8.13)$$

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 0,89 \cdot 0,36 \cdot \frac{0,135}{0,0603} \cdot \left(\frac{18,81 \cdot 0,0603}{0,000227} \right)^{0,6} \cdot 0,582^{0,33}$$

$$\alpha_k = 100,02 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

8.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (8.14)$$

Absolutní střední teplota spalín

$$T_s = t_{st} + 273,15 = 1233,09 + 273,15 = 1506,24 \text{ K} \quad (8.15)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t' + \Delta t + 273,15 = 287,74 + 25 + 273,15 = 585,89 \text{ K} \quad (8.16)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,24 \cdot 0,1}{\pi \cdot 0,0603^2} - 1 \right) = 0,40 \text{ m} \quad (8.17)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (8.18)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,402}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1506,24}{1000} \right) \cdot 0,282 = 3,85$$

Optická hustota spalín

$$k \cdot p \cdot s = 3,85 \cdot 0,103 \cdot 0,40 = 0,159 \text{ m}^2 \quad (8.19)$$

Stupeň černosti proudu spalín

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3,85 \cdot 0,103 \cdot 0,40} = 0,147 \quad (8.20)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,147 \cdot 1506,24^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{585,89}{1506,24}\right)^{3,6}}{1 - \frac{585,89}{1506,24}} = 40,85 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

8.1.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} \quad (8.21)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$\alpha_s = 1 \cdot 100,02 + 40,85 = 140,87 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s \quad (8.22)$$

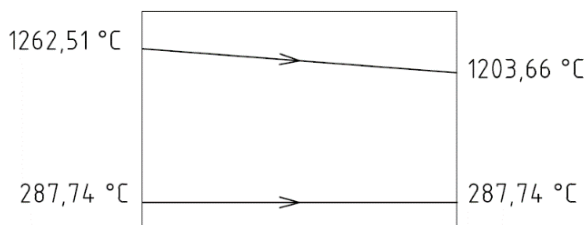
Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = 0,85$$

$$k = 0,85 \cdot 140,87 = 119,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T_M = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.23)$$



Obr. 8-2 Teplotní spád mříže

$$\Delta t_1 = t_{ok} - t' = 1262,51 - 287,74 = 974,77 \text{ °C} \quad (8.24)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t' = 1203,66 - 287,74 = 915,92 \text{ °C} \quad (8.25)$$

$$\Delta T_M = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{974,77 - 915,92}{\ln \frac{974,77}{915,92}} = 945,04 \text{ °C}$$

Plocha mříže

$$S_M = \pi \cdot D \cdot l_M \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0603 \cdot 3,75 \cdot 56 = 39,78 \text{ m}^2 \quad (8.26)$$

Tepelný výkon přijatý mříží

$$Q_M = k \cdot \Delta T_M \cdot S_M = 119,74 \cdot 945,04 \cdot 39,78 = 4501,75 \text{ kW} \quad (8.27)$$

Uvažujeme rovnost výkonu teplosměnné plochy a výkonu na straně spalín

Entalpie odcházejících spalín

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_{ok} - Q_M}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 20739,17 - 4501,75}{4,17} = 19659,81 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (8.28)$$

Odpovídající teplota odcházejících spalín (s využitím tabulky 2-5)

$$t_2 = 1203,66 \text{ °C}$$

9 OBRATOVÁ KOMORA

Obratová komora je prostor navazující na mříž spalovací komory a sahá až po první svazek přehříváku PII. V obratové komoře jsou svisle umístěny závěsné trubky, sloužící pro zavěšení přehříváků nacházejících se pod obratovou komorou. V závěsných trubkách proudí pára shora dolů souběžně se spaliny, a proto při výpočtu uvažujeme souprůdé podélné proudění. Výpočet je zjednodušený výpočtem součinitele prostupu tepla pouze pro hlavní teplosměnnou plochu tj. závěsné trubky. Následný přijatý tepelný výkon na straně membránové stěny je určen pomocí poměru výhřevných ploch.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 1203,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 1126,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

9.1 Závěsné trubky

Tab. 9-1 Parametry závěsných trubek

Vnější průměr	D_{zav}	0,038 m
Tloušťka stěny	S_{zav}	0,007 m
Počet trubek	n_{zav}	87
Střední délka	l_{str}	2,95 m

Světlý průřez

$$F = \check{s} \cdot b - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 23,93 \text{ m}^2 \quad (9.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1203,66 + 1126,51}{2} = 1165,09 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{F} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{23,93} \cdot \frac{273,15 + 1165,09}{273,15} = 9,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.3)$$

9.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (9.4)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (\check{s} + b) + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} = 2 \cdot (4,56 + 5,27) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 = 30,05 \text{ m} \quad (9.5)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 23,93}{30,05} = 3,19 \text{ m} \quad (9.6)$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,123 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_\lambda = 0,123 \cdot 1,05 = 0,129 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.7)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 0,000203 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,04$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000203 \cdot 1,04 = 0,000211 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.8)$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{stř} = 0,573; \text{ korekční součinitel } M_{\text{Pr}} = 1,045$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}_{stř} \cdot M_{\text{Pr}} = 0,573 \cdot 1,045 = 0,599 \quad (9.9)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,129}{3,19} \cdot \left(\frac{9,61 \cdot 3,19}{0,000211} \right)^{0,8} \cdot 0,599^{0,4} = 10,24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

9.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (9.10)$$

Absolutní střední teplota spalin

$$T_s = t_{st} + 273,15 = 1165,09 + 273,15 = 1438,24 \text{ K} \quad (9.11)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř-p} + \Delta t + 273,15 = 290 + 25 + 273,15 = 588,15 \text{ K} \quad (9.12)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Objem sálajícího prostoru

$$V = \check{s} \cdot b \cdot l_{str} - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} \cdot l_{str} = 4,56 \cdot 5,27 \cdot 2,95 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 2,95 = 70,60 \text{ m}^3 \quad (9.13)$$

Povrch sálajícího prostoru

$$F_{st} = 2 \cdot \check{s} \cdot l_{str} + 2 \cdot \check{s} \cdot b + 2 \cdot b \cdot l_{str} + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} \cdot l_{str} \quad (9.14)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 4,56 \cdot 2,95 + 2 \cdot 4,56 \cdot 5,27 + 2 \cdot 5,27 \cdot 2,95 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,95 = 136,70 \text{ m}^2$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{70,60}{136,70} = 1,86 \text{ m} \quad (9.15)$$

Součinitel zeslabení sálení tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (9.16)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,86}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1438,24}{1000} \right) \cdot 0,282 = 1,82$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s) \cdot p \cdot s = 1,82 \cdot 0,103 \cdot 1,86 = 0,348 \quad (9.17)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,82 \cdot 0,103 \cdot 1,86} = 0,294 \quad (9.18)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,294 \cdot 1438,24^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{588,15}{1438,24} \right)^{3,6}}{1 - \frac{588,15}{1438,24}} = 72,92 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

9.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_z} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_z}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (9.19)$$

Vnitřní průměr trubky

$$d_z = D_{zav} - 2 \cdot s_{zav} = 0,038 - 2 \cdot 0,007 = 0,024 \text{ m} \quad (9.20)$$

Tab. 9-2 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{p1}	44,48 kg·s ⁻¹
Teplota páry na vstupu	t_{in}	287,7 °C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	292,3 °C
Střední teplota páry	t_{str_p}	290 °C
Střední tlak páry	p_{str}	72 bar
Měrný objem páry	ν	0,027 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,065 W·m ⁻¹ K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	5,15·10 ⁻⁷ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,543

Průtočný průřez trubek

$$S_{tr} = n_{zav} \cdot \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = 87 \cdot \frac{\pi \cdot 0,024^2}{4} = 0,039 \text{ m}^2 \quad (9.21)$$

Rychlost páry v závěsných trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{S_{tr}} = \frac{44,48 \cdot 0,027}{0,039} = 30,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.22)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,065}{0,024} \cdot \left(\frac{30,39 \cdot 0,024}{5,15 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,543^{0,4} = 6134,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

9.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (9.23)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

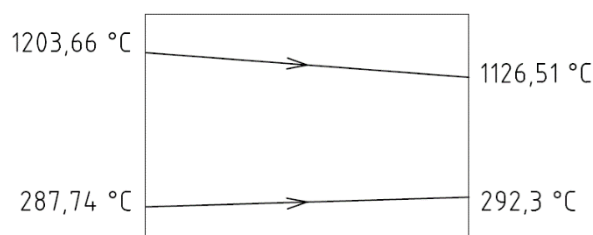
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 10,24 + 72,92 = 83,16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (9.24)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k = \frac{0,85 \cdot 83,16}{1 + \frac{83,16}{6134,18}} = 69,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (9.25)$$



Obr. 9-1 Teplotní spád závěsných trubek

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{in} = 1203,66 - 287,7 = 915,96 \text{ °C} \quad (9.26)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{out} = 1126,51 - 292,3 = 834,21 \text{ °C} \quad (9.27)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{915,96 - 834,21}{\ln \frac{915,96}{834,21}} = 874,45 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{zav} = \pi \cdot D_{zav} \cdot n_{zav} \cdot l_{str} = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 2,95 = 30,64 \text{ m}^2 \quad (9.28)$$

Tepelný výkon přijatý závěsnými trubkami

$$Q_{zav} = k \cdot \Delta T \cdot S_{zav} = 69,74 \cdot 874,45 \cdot 30,64 = 1868,53 \text{ kW} \quad (9.29)$$

Tepelný tok

$$q = \frac{Q_{zav}}{S_{zav}} = \frac{1868,53}{30,64} = 60,99 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (9.30)$$

9.2 Membránová stěna

Celková plocha membránové stěny

$$S_{ms} = \check{s} \cdot b + 2 \cdot b \cdot l_{str} + 2,2 \cdot \check{s} = 4,56 \cdot 5,27 + 2 \cdot 5,27 \cdot 2,95 + 2,2 \cdot 4,56 = 65,16 \text{ m}^2 \quad (9.31)$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou

$$Q_{ms} = q \cdot S_{ms} = 60,99 \cdot 65,16 = 3973,57 \text{ kW} \quad (9.32)$$

9.3 Tepelná bilance

Celkový výkon v oblasti obratové komory

$$Q_C = Q_{zav} + Q_{ms} = 1868,53 + 3973,57 = 5842,09 \text{ kW} \quad (9.33)$$

V tepelné bilanci spalin odečteme celkový výkon přijatý plochami v obratové komoře a získáme entalpii odcházejících spalin.

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 19659,81 - 5842,09}{4,17} = 18259,08 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (9.34)$$

Této entalpii odpovídá teplota spalin (s využitím tabulky 2-5)

$$t_2 = 1126,51 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota je shodná s předpokládanou teplotou na výstupu z obratové komory.

10 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU PII

Hlavní teplosměnnou plochou je přehřívák PII umístěný za obratovou komorou. Jde o příčně obtékáný protiproudý výměník tvořený 58 dvojhady. Přehřívák zpracovává největší entalpický spád média. Výstupní teplota je regulována vstřikem V1, teplota páry před vstupem do přehříváku PII je silně ovlivněna vstřikem V1.

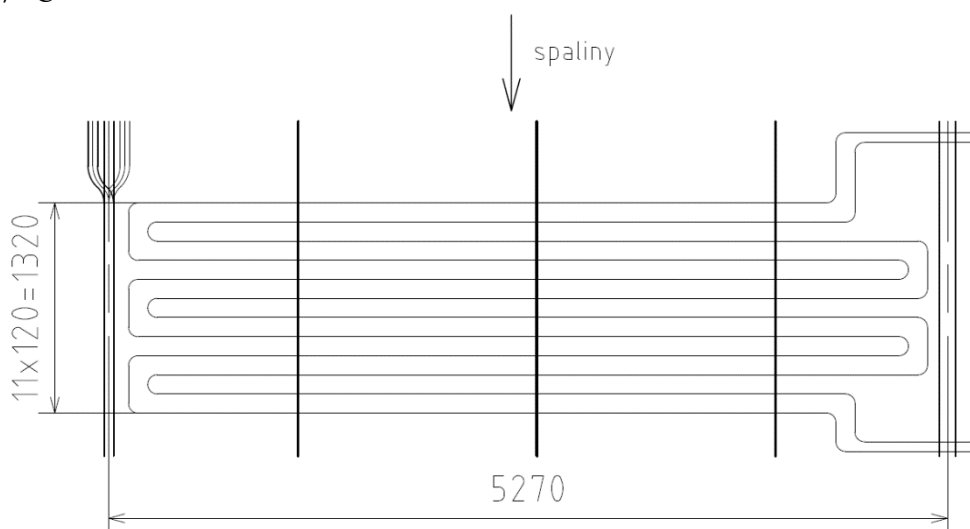
Vedlejší teplosměnné plochy jsou membránová stěna spalínového kanálu a řady závěsných trubek.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 1126,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 871,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 10-1 Schéma oblasti přehříváku PII

10.1 Přehřívák PII

Tab. 10-1 Parametry přehříváku PII

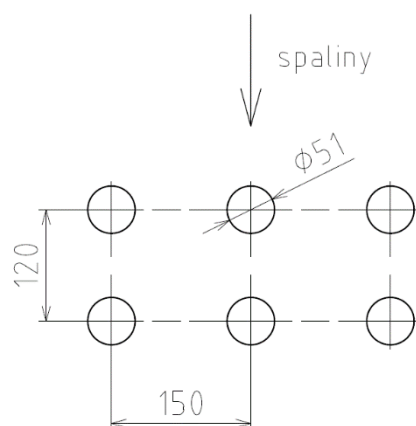
Vnější průměr	D	0,051 m
Tloušťka stěny	s	0,004 m
Počet trubek	n_{tr}	58
Počet řad příčně	z_1	29
Počet řad podélně	z_2	12
Příčná rozteč	s_1	0,15 m
Podélná rozteč	s_2	0,12 m
Střední délka hadů	l_{str}	5,05 m

Teplota páry na vstupu:

$$t_{in} = 313 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na výstupu:

$$t_{out} = 440 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 10-2 Rozteče trubek přehříváku

Průtočná plocha kanálu

$$S = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,051 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 16,46 \text{ m}^2 \quad (10.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1126,51 + 871,27}{2} = 998,89 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{16,46} \cdot \frac{273,15 + 998,89}{273,15} = 12,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.3)$$

10.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (10.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru z_2

$$C_z = 1 \quad \text{při } z_2 \geq 10$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (10.5)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,15}{0,051} = 2,94 \quad (10.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,12}{0,051} = 2,35 \quad (10.7)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,94 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,35}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,03$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,109 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_\lambda = 0,109 \cdot 1,05 = 0,114 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.8)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 0,000167 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,025$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000167 \cdot 1,025 = 0,000171 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.9)$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{stř} = 0,58 ; \text{korekční součinitel } M_{Pr} = 1,045$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}_{stř} \cdot M_{Pr} = 0,58 \cdot 1,045 = 0,606 \quad (10.10)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot \frac{0,114}{0,051} \cdot \left(\frac{12,35 \cdot 0,051}{0,000171} \right)^{0,65} \cdot 0,606^{0,33} = 81,65 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.11)$$

Absolutní střední teplota spalin

$$T_s = t_{st} + 273,15 = 998,89 + 273,15 = 1272,04 \text{ K} \quad (10.12)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř-p} + \Delta t + 273,15 = 376,5 + 25 + 273,15 = 674,65 \text{ K} \quad (10.13)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,051 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,12}{0,051^2} - 1 \right) = 0,346 \text{ m} \quad (10.14)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (10.15)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,103 \cdot 0,346}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1272,04}{1000} \right) \cdot 0,282 = 4,97$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s) \cdot p \cdot s = 4,97 \cdot 0,103 \cdot 0,346 = 0,177 \quad (10.16)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,97 \cdot 0,103 \cdot 0,346} = 0,162 \quad (10.17)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,162 \cdot 1272,04^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{674,65}{1272,04} \right)^{3,6}}{1 - \frac{674,65}{1272,04}} = 32,79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Zvětšení součinitele přestupu tepla sáláním volných prostor:

Teplota spalin ve volném objemu před svazkem

$$T_o = t_{st(\text{obrat.kom})} + 273,15 = 1165,09 + 273,15 = 1438,23 \text{ K} \quad (10.18)$$

Koeficient pro plyn $A = 0,3$

Hloubka volného objemu $l_o = 2,95 \text{ m}$

Hloubka následujícího svazku $l_s = 1,32 \text{ m}$

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{l_s}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1438,23}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2,95}{1,32}\right)^{0,07} = 1,35 \quad (10.19)$$

$$\alpha'_{sal} = k_o \cdot \alpha_{sal} = 1,35 \cdot 32,79 = 44,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K} \quad (10.20)$$

10.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.21)$$

Vnitřní průměr trubky

$$d = D - 2 \cdot s = 0,051 - 2 \cdot 0,004 = 0,043 \text{ m} \quad (10.22)$$

Tab. 10-2 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{p2}	46,92 kg·s ⁻¹
Teplota páry na vstupu	t_{in}	313 °C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	440 °C
Střední teplota páry	$t_{str,p}$	376,5 °C
Střední tlak páry	p_{str}	68,85 bar
Měrný objem páry	ν	0,039 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,060 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	8,99·10 ⁻⁷ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,086

Průtočný průřez trubek

$$S_{tr} = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 0,043^2}{4} = 0,084 \text{ m}^2 \quad (10.23)$$

Rychlost páry v přehříváku PII

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{46,92 \cdot 0,039}{0,084} = 21,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.24)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,060}{0,043} \cdot \left(\frac{21,48 \cdot 0,043}{8,99 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,086^{0,4} = 2143,49 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (10.25)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

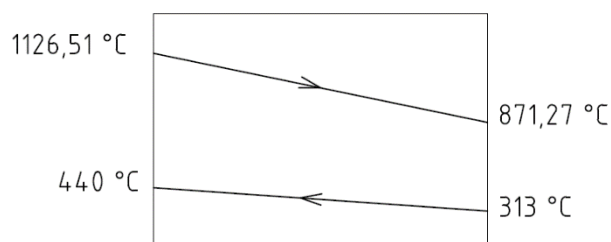
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha'_{sal} = 1 \cdot 81,65 + 44,18 = 125,84 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.26)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k = \frac{0,85 \cdot 125,84}{1 + \frac{125,84}{2143,49}} = 101,03 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (10.27)$$



Obr. 10-3 Teplotní spád přehříváku PII

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{out} = 1126,51 - 440 = 686,51 \text{ °C} \quad (10.28)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{in} = 871,27 - 313 = 558,27 \text{ °C} \quad (10.29)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{686,51 - 558,27}{\ln \frac{686,51}{558,27}} = 620,18 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha přehříváku PII

$$S_{PII} = \pi \cdot D \cdot l_{str} \cdot z_1 \cdot z_2 = \pi \cdot 0,051 \cdot 5,05 \cdot 29 \cdot 12 = 281,57 \text{ m}^2 \quad (10.30)$$

Tepelný výkon přijatý přehřívákem PII

$$Q_{PII} = k \cdot \Delta T \cdot S_{PII} = 101,03 \cdot 620,18 \cdot 281,57 = 17642,39 \text{ kW} \quad (10.31)$$

Výkon na straně pracovního média (výpočet viz rovnice 7.8)

$$Q_{P2} = 17491,38 \text{ kW}$$

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

$$x = \frac{Q_{P2} - Q_{PII}}{Q_{P2}} \cdot 100 = \frac{17491,38 - 17642,39}{17491,38} \cdot 100 = -0,86 \% \quad (10.32)$$

Zjištěná odchylka splňuje požadavek odchylky bilance do 2 %.

10.2 Závěsné trubky

Tab. 10-3 Parametry závěsných trubek

Vnější průměr	D_{zav}	0,038 m
Tloušťka stěny	S_{zav}	0,007 m
Počet trubek	n_{zav}	87
Střední délka	l_s	1,32 m

10.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (10.33)$$

Světlý průřez kanálu (stejný jako výpočet v rovnici 9.1)

$$F = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 29 \cdot 0,051 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 16,46 \text{ m}^2 \quad (10.34)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot \check{s} \cdot b + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} + 2 \cdot (D + l_{str}) \cdot z_1 = 2 \cdot 4,56 \cdot 5,27 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 + 2 \cdot (0,051 + 5,05) \cdot 29 \quad (10.35)$$

$$O = 354,31 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 16,46}{354,31} = 0,186 \text{ m} \quad (10.36)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,114}{0,186} \cdot \left(\frac{12,35 \cdot 0,186}{0,000171} \right)^{0,8} \cdot 0,606^{0,4} = 23,24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.37)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř-p} + \Delta t + 273,15 = 294 + 25 + 273,15 = 592,15 \text{ K} \quad (10.38)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,162 \cdot 1272,04^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{592,15}{1272,04}\right)^{3,6}}{1 - \frac{592,15}{1272,04}} = 30,03 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_z} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_z}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.39)$$

Tab. 10-4 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{p1}	44,48 kg·s ⁻¹
Vnitřní průměr	d_z	0,024 m
Průtočný průřez trubek	S_{tr}	0,039 m ²
Teplota páry na vstupu	t_{in}	292,3 °C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	295,7 °C
Střední teplota páry	$t_{str,p}$	294 °C
Střední tlak páry	p_{str}	71,5 bar
Měrný objem páry	ν	0,028 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,063 W·m ⁻¹ K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	5,4·10 ⁻⁷ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,468

Rychlost páry v závěsných trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{44,48 \cdot 0,028}{0,039} = 31,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.40)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,063}{0,024} \cdot \left(\frac{31,4 \cdot 0,024}{5,4 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,468^{0,4} = 5836,31 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.2.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k_z = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (10.41)$$

Součinitel tepelné efektivnosti

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

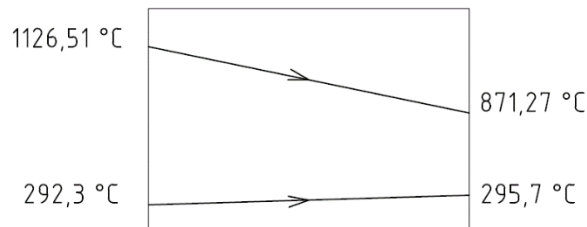
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 23,24 + 30,03 = 53,27 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.42)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k_z = \frac{0,85 \cdot 53,27}{1 + \frac{53,27}{5836,31}} = 44,87 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (10.43)$$



Obr. 10-4 Teplotní spád závěsných trubek

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{in} = 1126,51 - 292,3 = 834,21 \text{ °C} \quad (10.44)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{out} = 871,27 - 295,7 = 575,57 \text{ °C} \quad (10.45)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{834,21 - 575,57}{\ln \frac{834,21}{575,57}} = 696,91 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{zav} = \pi \cdot D_{zav} \cdot n_{zav} \cdot l_s = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 1,32 = 13,71 \text{ m}^2 \quad (10.46)$$

Tepelný výkon přijatý závěsnými trubkami

$$Q_{zav} = k_z \cdot \Delta T \cdot S_{zav} = 44,87 \cdot 696,91 \cdot 13,71 = 428,73 \text{ kW} \quad (10.47)$$

10.3 Membránová stěna

10.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Stejný jako u závěsných trubek.

$$\alpha_k = 23,24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.48)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t' + \Delta t + 273,15 = 287,74 + 25 + 273,15 = 585,89 \text{ K} \quad (10.49)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,162 \cdot 1272,04^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{585,89}{1272,04}\right)^{3,6}}{1 - \frac{585,89}{1272,04}} = 29,84 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.3.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} \quad (10.50)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$\alpha_s = 1 \cdot 23,24 + 29,84 = 53,08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s \quad (10.51)$$

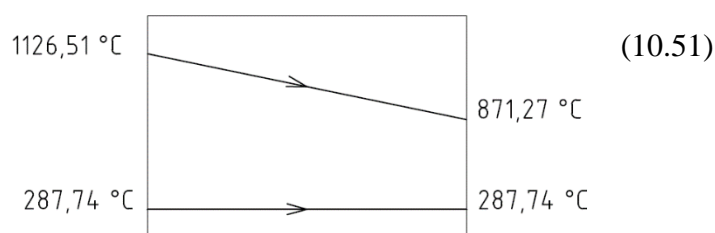
Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = 0,85$$

$$k = 0,85 \cdot 53,08 = 45,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmičkový teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$



Obr. 10-5 Teplotní spád membránové stěny

$$\Delta t_1 = t_1 - t' = 1126,51 - 287,74 = 838,77 \text{ °C} \quad (10.52)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t' = 871,27 - 287,74 = 583,53 \text{ °C} \quad (10.53)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{838,77 - 583,53}{\ln \frac{838,77}{583,53}} = 703,45 \text{ °C}$$

Plocha membránové stěny

$$S_{ms} = 2 \cdot l_s \cdot (\check{s} + b) = 2 \cdot 1,32 \cdot (4,56 + 5,27) = 25,95 \text{ m}^2 \quad (10.54)$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot \Delta T \cdot S_{ms} = 45,11 \cdot 703,45 \cdot 25,95 = 823,57 \text{ kW} \quad (10.55)$$

10.4 Tepelná bilance

Celkový tepelný výkon přijatý v oblasti přehříváku PII

$$Q_C = Q_{PII} + Q_{zav} + Q_{ms} = 17642,39 + 428,73 + 823,57 = 18894,69 \text{ kW} \quad (10.56)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 18259,08 - 18894,69}{4,17} = 13728,78 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (10.57)$$

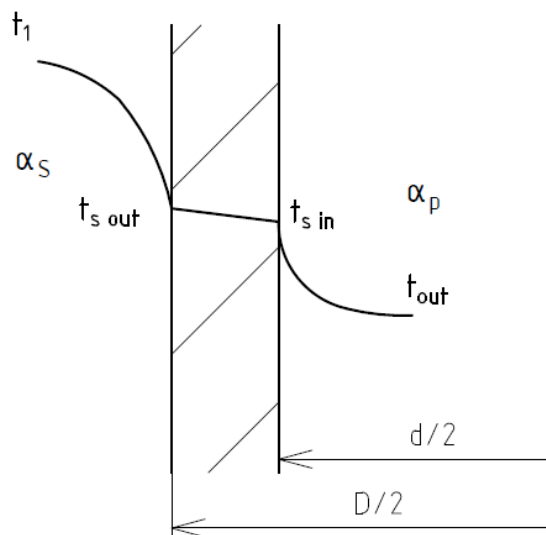
Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 871,27 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota je stejná jako předpokládaná teplota na výstupu z uvažované oblasti.

10.5 Výpočet teploty stěny trubky

Teplota stěny trubky je zjišťována proto, aby bylo zajištěno vhodné použití materiálu vyhovujícího daným provozním podmínkám. Výpočet je proveden pro střední teplotu spalin na vstupu a pro střední teplotu páry na výstupu ze svazku. Součinitelé přestupu tepla na straně spalin i pracovního média jsou přepočítané pro tyto hodnoty teplot.



Obr. 10-6 Schéma průběhu teploty

Tab. 10-5 Parametry pro výpočet

Střední teplota spalin na vstupu	t_1	1126,51 °C
Střední teplota páry na výstupu	t_{out}	440 °C
Vnější průměr trubky	D	0,051 m
Vnitřní průměr trubky	d	0,043 m
Součinitel tepelné vodivosti stěny trubky	λ	42 W·m ⁻¹ K ⁻¹

10.5.1 Součinitelé přestupu tepla α_s , α_p

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (10.58)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_1}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{16,46} \cdot \frac{273,15 + 1126,51}{273,15} = 13,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.59)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru z_2

$$C_z = 1 \quad \text{při } z_2 \geq 10$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku (viz rovnice 10.5)

$$C_s = 1,03$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin na vstupu:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,120 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_{\lambda} = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_{\lambda} = 0,120 \cdot 1,05 = 0,126 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.60)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 0,00019 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_{\nu} = 1,025$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_{\nu} = 0,00019 \cdot 1,025 = 0,0002 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.61)$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{stř} = 0,577; \text{ korekční součinitel } M_{\text{Pr}} = 1,045$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}_{stř} \cdot M_{\text{Pr}} = 0,577 \cdot 1,045 = 0,603 \quad (10.62)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot \frac{0,126}{0,051} \cdot \left(\frac{13,59 \cdot 0,051}{0,0002} \right)^{0,65} \cdot 0,603^{0,33} = 86,71 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (10.63)$$

Absolutní střední teplota spalin

$$T_s = t_1 + 273,15 = 1126,51 + 273,15 = 1399,66 \text{ K} \quad (10.64)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{out} + \Delta t + 273,15 = 440 + 25 + 273,15 = 738,15 \text{ K} \quad (10.65)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek (viz rovnice 10.4)

$$s = 0,346 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (10.66)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,346}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1399,66}{1000} \right) \cdot 0,282 = 4,53$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s) \cdot p \cdot s = 4,53 \cdot 0,103 \cdot 0,346 = 0,161 \quad (10.67)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,53 \cdot 0,103 \cdot 0,346} = 0,149 \quad (10.68)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,149 \cdot 1399,66^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{738,15}{1399,66}\right)^{3,6}}{1 - \frac{738,15}{1399,66}} = 39,93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Zvětšení součinitele přestupu tepla sáláním volných prostor:

$$k_o = 1,35 \quad (\text{viz rovnice 10.19})$$

$$\alpha'_{sal} = k_o \cdot \alpha_{sal} = 1,35 \cdot 39,93 = 53,80 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.69)$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_s = \alpha_k + \alpha'_{sal} = 86,71 + 53,8 = 140,51 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (10.70)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (10.71)$$

Tab. 10-6 Parametry páry

Hmotnostní tok páry	M_{p2}	46,92 kg·s ⁻¹
Střední teplota páry	t_{out}	440 °C
Střední tlak páry	p_{str}	68 bar
Měrný objem páry	ν	0,045 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,066 W·m ⁻¹ K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	1,2·10 ⁻⁶ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,002

Průtočný průřez trubek (viz rovnice 10.23)

$$S_{tr} = 0,084 \text{ m}^2$$

Rychlost páry

$$w_p = \frac{M_{p2} \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{46,92 \cdot 0,045}{0,084} = 24,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.72)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,066}{0,043} \cdot \left(\frac{24,93 \cdot 0,043}{1,2 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot 1,002^{0,4} = 2066,75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry

$$\alpha_p = \alpha_{kp} = 2066,75 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

10.5.2 Tepelný tok

Měrný tepelný tok

$$q = \frac{t_1 - t_{out}}{\frac{1}{\pi \cdot D \cdot \alpha_s} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha_p}} \quad (10.73)$$

$$q = \frac{1126,51 - 440}{\frac{1}{\pi \cdot 0,051 \cdot 140,51} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 42} \cdot \ln\left(\frac{0,051}{0,043}\right) + \frac{1}{\pi \cdot 0,043 \cdot 2066,75}} = 14111,87 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}$$

10.5.3 Teplota stěny trubky

Teplota vnější stěny trubky

$$t_{s\ out} = t_1 - \frac{q}{\pi \cdot D \cdot \alpha_s} = 1126,51 - \frac{14111,87}{\pi \cdot 0,051 \cdot 140,51} = 499,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.74)$$

Teplota vnitřní stěny trubky

$$t_{s\ in} = t_{out} + \frac{q}{\pi \cdot d \cdot \alpha_p} = 440 + \frac{14111,87}{\pi \cdot 0,043 \cdot 2066,75} = 490,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.75)$$

Ze zjištěné teploty vnější stěny trubky je patrné, že je nutno použít materiál, který vydrží teplotu 500 °C zvětšenou o teplotní rezervu. Díky nerovnoměrnému toku spalin tato rezerva posouvá teplotu na 530 °C. Vhodné je použití nízkolegované žárovevné oceli 10CrMo9-10.

11 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU PIII

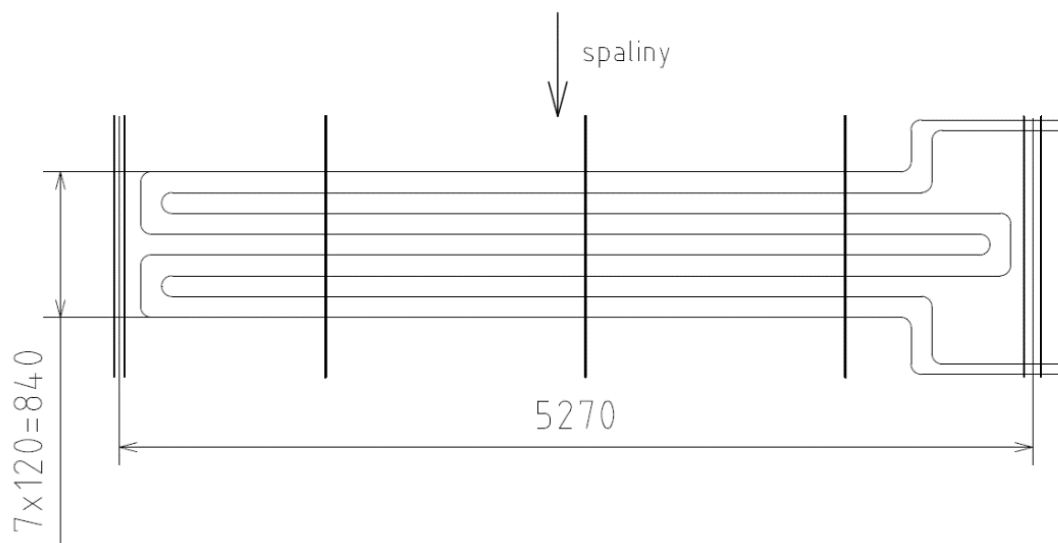
Přehřívák PIII se nachází v druhém tahu kotle pod přehřívákem PII. Jedná se o souproutý výměník tvořený 58 dvojhady. Hlavní teplosměnnou plochou je příčně obtékaný přehřívák a jako vedlejší jsou podélně obtékané závěsné trubky a membránová stěna. Výstupní teplota páry je regulována vstřikem napájecí vody do páry vstřikem V2.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 871,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 774,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 11-1 Schéma oblasti přehříváku PIII

11.1 Přehřívák PIII

Tab. 11-1 Parametry přehříváku PIII

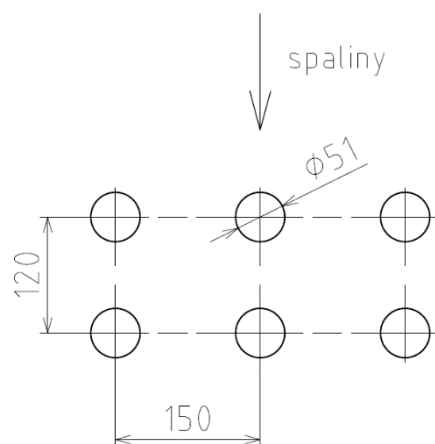
Vnější průměr	D	0,051 m
Tloušťka stěny	s	0,005 m
Počet trubek	n_{tr}	58
Počet řad příčně	z_1	29
Počet řad podélně	z_2	8
Příčná rozteč	s_1	0,15 m
Podélná rozteč	s_2	0,12 m
Střední délka hadů	l_{str}	5,05 m

Teplota páry na vstupu:

$$t_{in} = 433 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na výstupu:

$$t_{out} = 485 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 11-2 Rozteče trubek přehříváku

Průtočná plocha kanálu

$$S = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,051 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 16,46 \text{ m}^2 \quad (11.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{871,27 + 774,05}{2} = 822,66 \text{ }^\circ\text{C} \quad (11.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{16,46} \cdot \frac{273,15 + 822,66}{273,15} = 10,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.3)$$

11.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (11.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru z_2 (při $z_2 < 10$)

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,9 + 0,0125 \cdot (8 - 2) = 0,985 \quad (11.5)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (11.6)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,15}{0,051} = 2,94 \quad (11.7)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,12}{0,051} = 2,35 \quad (11.8)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,94 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,35}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,03$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,093 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_\lambda = 0,093 \cdot 1,05 = 0,098 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.9)$$

Kinematická viskozita

$$\begin{aligned} \nu_{stř} &= 0,000131 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,02 \\ \nu &= \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000131 \cdot 1,02 = 0,000133 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (11.10)$$

Prandtlovo číslo

$$\begin{aligned} \text{Pr}_{stř} &= 0,588; \text{ korekční součinitel } M_{\text{Pr}} = 1,045 \\ \text{Pr} &= \text{Pr}_{stř} \cdot M_{\text{Pr}} = 0,588 \cdot 1,045 = 0,614 \end{aligned} \quad (11.11)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1,03 \cdot \frac{0,098}{0,051} \cdot \left(\frac{10,64 \cdot 0,051}{0,000133} \right)^{0,65} \cdot 0,614^{0,33} = 73,99 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (11.12)$$

Absolutní střední teplota spalin

$$T_s = t_{st} + 273,15 = 822,66 + 273,15 = 1095,81 \text{ K} \quad (11.13)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř-p} + \Delta t + 273,15 = 459 + 25 + 273,15 = 757,15 \text{ K} \quad (11.14)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,051 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,12}{0,051^2} - 1 \right) = 0,346 \text{ m} \quad (11.15)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (11.16)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,346}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1095,81}{1000} \right) \cdot 0,282 = 5,58$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s) \cdot p \cdot s = 5,58 \cdot 0,103 \cdot 0,346 = 0,199 \quad (11.17)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,58 \cdot 0,103 \cdot 0,346} = 0,180 \quad (11.18)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,180 \cdot 1095,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{757,15}{1095,81}\right)^{3,6}}{1 - \frac{757,15}{1095,81}} = 29 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Zvětšení součinitele přestupu tepla sáláním volných prostor:

Teplota spalin ve volném objemu před svazkem

$$T_o = t_1 + 273,15 = 871,27 + 273,15 = 1144,42 \text{ K} \quad (11.19)$$

Koeficient pro plyn $A = 0,3$

Hloubka volného objemu $l_o = 0,6 \text{ m}$

Hloubka následujícího svazku $l_s = 0,84 \text{ m}$

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{l_s}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1144,42}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6}{0,84}\right)^{0,07} = 1,3 \quad (11.20)$$

$$\alpha'_{sal} = k_o \cdot \alpha_{sal} = 1,3 \cdot 29 = 37,79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K} \quad (11.21)$$

11.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (11.22)$$

Vnitřní průměr trubky

$$d = D - 2 \cdot s = 0,051 - 2 \cdot 0,005 = 0,041 \text{ m} \quad (11.23)$$

Tab. 11-2 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{pp}	$47,22 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota páry na vstupu	t_{in}	$433 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota páry na výstupu	t_{out}	$459 \text{ }^\circ\text{C}$
Střední teplota páry	$t_{str,p}$	$376,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Střední tlak páry	p_{str}	$67,5 \text{ bar}$
Měrný objem páry	ν	$0,047 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	$0,068 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	$1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	$0,987$

Průtočný průřez trubek

$$S_{ir} = n_{ir} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 0,041^2}{4} = 0,0766 \text{ m}^2 \quad (11.24)$$

Rychlost páry v přehříváku PIII

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v}{S_{rr}} = \frac{46,92 \cdot 0,047}{0,0766} = 28,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.25)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,068}{0,041} \cdot \left(\frac{28,81 \cdot 0,041}{1,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,987^{0,4} = 2258,12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (11.26)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

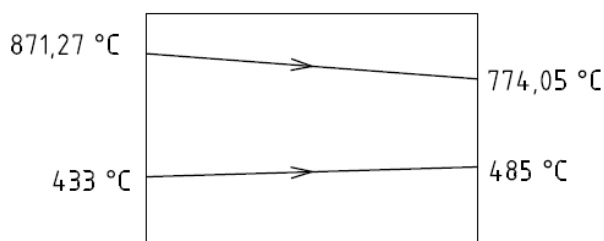
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha'_{sal} = 1 \cdot 73,99 + 37,79 = 111,78 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.27)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k = \frac{0,85 \cdot 111,78}{1 + \frac{111,78}{2258,12}} = 90,54 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (11.28)$$



Obr. 11-3 Teplotní spád přehříváku PIII

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{in} = 871,27 - 433 = 438,27 \text{ °C} \quad (11.29)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{out} = 774,05 - 485 = 289,05 \text{ °C} \quad (11.30)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{438,27 - 289,05}{\ln \frac{438,27}{289,05}} = 358,50 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha přehříváku PIII

$$S_{PIII} = \pi \cdot D \cdot l_{str} \cdot z_1 \cdot z_2 = \pi \cdot 0,051 \cdot 5,05 \cdot 29 \cdot 8 = 187,72 \text{ m}^2 \quad (11.31)$$

Tepelný výkon přijatý přehřívákem PIII

$$Q_{PIII} = k \cdot \Delta T \cdot S_{PIII} = 90,54 \cdot 358,50 \cdot 187,72 = 6092,66 \text{ kW} \quad (11.32)$$

Výkon na straně pracovního média (výpočet viz rovnice 7.7)

$$Q_{P3} = 6142,37 \text{ kW}$$

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

$$x = \frac{Q_{P3} - Q_{PIII}}{Q_{P3}} \cdot 100 = \frac{6142,37 - 6092,66}{6142,37} \cdot 100 = 0,81 \% \quad (11.33)$$

Zjištěná odchylka splňuje požadavek odchylky bilance do 2 %.

11.2 Závěsné trubky

Tab. 11-3 Parametry závěsných trubek

Vnější průměr	D_{zav}	0,038 m
Tloušťka stěny	S_{zav}	0,007 m
Počet trubek	n_{zav}	87
Střední délka	l_s	1,44 m

11.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (11.34)$$

Světlý průřez kanálu (stejný jako výpočet v rovnici 9.1)

$$F = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,051 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 16,46 \text{ m}^2 \quad (11.35)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot \check{s} \cdot b + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} + 2 \cdot (D + l_{str}) \cdot z_1 = 2 \cdot 4,56 \cdot 5,27 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 + 2 \cdot (0,051 + 5,05) \cdot 29 \quad (11.36)$$

$$O = 354,31 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 16,46}{354,31} = 0,186 \text{ m} \quad (11.37)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,098}{0,186} \cdot \left(\frac{10,64 \cdot 0,186}{0,000133} \right)^{0,8} \cdot 0,614^{0,4} = 21,73 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (11.38)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{str_p} + \Delta t + 273,15 = 296,85 + 25 + 273,15 = 595 \text{ K} \quad (11.39)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,180 \cdot 1095,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{595}{1095,81} \right)^{3,6}}{1 - \frac{595}{1095,81}} = 23,70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_z} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_z}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (11.40)$$

Tab. 11-4 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{p1}	44,48 kg·s ⁻¹
Vnitřní průměr	d_z	0,024 m
Průtočný průřez trubek	S_{tr}	0,039 m ²
Teplota páry na vstupu	t_{in}	295,7 °C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	298 °C
Střední teplota páry	t_{str_p}	296,85 °C
Střední tlak páry	p_{str}	71,5 bar
Měrný objem páry	ν	0,028 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,063 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	5,5·10 ⁻⁷ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,433

Rychlost páry v závěsných trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{44,48 \cdot 0,028}{0,039} = 31,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.41)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,063}{0,024} \cdot \left(\frac{31,87 \cdot 0,024}{5,5 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,433^{0,4} = 5690,08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.2.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k_z = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (11.42)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

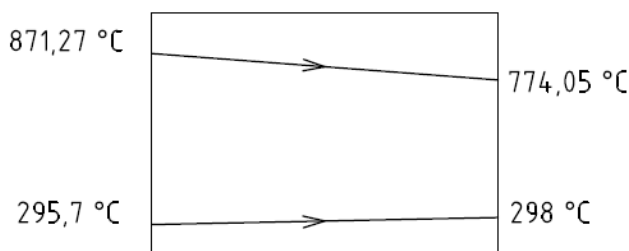
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 21,73 + 23,70 = 45,42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (11.43)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k_z = \frac{0,85 \cdot 45,42}{1 + \frac{45,42}{5690,08}} = 38,30 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (11.44)$$

**Obr. 11-4 Teplotní spád závěsných trubek**

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{in} = 871,27 - 295,7 = 575,57 \text{ °C} \quad (11.45)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{out} = 774,05 - 298 = 476,05 \text{ °C} \quad (11.46)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{575,57 - 476,05}{\ln \frac{575,57}{476,05}} = 524,24 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{zav} = \pi \cdot D_{zav} \cdot n_{zav} \cdot l_s = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 1,44 = 14,96 \text{ m}^2 \quad (11.47)$$

Tepelný výkon přijatý závěsnými trubkami

$$Q_{zav} = k_z \cdot \Delta T \cdot S_{zav} = 38,30 \cdot 524,24 \cdot 14,96 = 300,32 \text{ kW} \quad (11.48)$$

11.3 Membránová stěna

11.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Stejný jako u závěsných trubek.

$$\alpha_k = 21,73 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (11.49)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t' + \Delta t + 273,15 = 287,74 + 25 + 273,15 = 585,89 \text{ K} \quad (11.50)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,180 \cdot 1095,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{585,89}{1095,81}\right)^{3,6}}{1 - \frac{585,89}{1095,81}} = 23,43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

11.3.3 Součinitel prostupu tepla a teplený výkon

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} \quad (11.51)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$\alpha_s = 1 \cdot 21,73 + 23,43 = 45,16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s \quad (11.52)$$

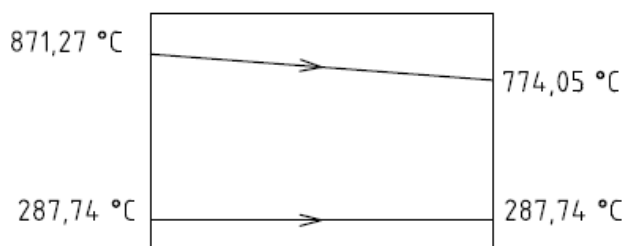
Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = 0,85$$

$$k = 0,85 \cdot 45,16 = 38,38 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmičkový teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (11.53)$$



Obr. 11-5 Teplotní spád membránové stěny

$$\Delta t_1 = t_1 - t' = 871,27 - 287,74 = 583,53 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.54)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t' = 774,05 - 287,74 = 486,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.55)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{583,33 - 486,31}{\ln \frac{583,53}{486,31}} = 533,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Plocha membránové stěny

$$S_{ms} = 2 \cdot l_s \cdot (\check{s} + b) = 2 \cdot 1,44 \cdot (4,56 + 5,27) = 28,31 \text{ } m^2 \quad (11.56)$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot \Delta T \cdot S_{ms} = 38,38 \cdot 533,44 \cdot 28,31 = 579,66 \text{ } kW \quad (11.57)$$

11.4 Tepelná bilance

Celkový tepelný výkon přijatý v oblasti přehříváku PIII

$$Q_C = Q_{PIII} + Q_{zav} + Q_{ms} = 6092,66 + 300,32 + 579,66 = 6972,64 \text{ } kW \quad (11.58)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 13728,78 - 6972,64}{4,17} = 12056,98 \text{ } kJ \cdot m_N^{-3} \quad (11.59)$$

Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 774,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota je stejná jako předpokládaná teplota na výstupu z uvažované oblasti.

12 OBLAST PŘEHŘÍVÁKU PI

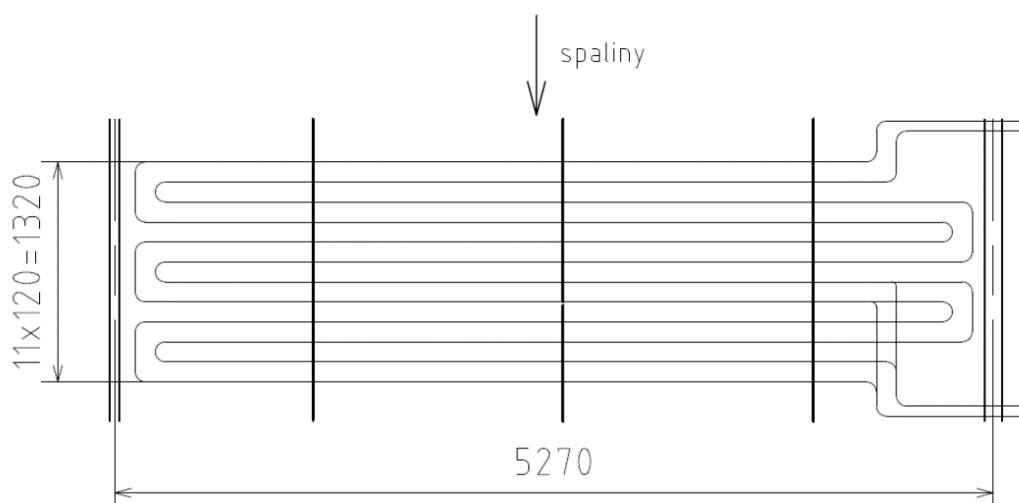
Přehřívák PI je protiproudý výměník zavěšený pod přehřívákem PIII. Jde o příčně obtékáný přehřívák tvořený 58 dvojhady, který je dominantní teplosměnnou plochou v této oblasti. Vedlejší teplosměnné plochy jsou řady závěsných trubek a část výparníku v podobě membránové stěny.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 774,05 \text{ °C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 641,6 \text{ °C}$$



Obr. 12-1 Schéma oblasti přehříváku PI

12.1 Přehřívák PI

Tab. 12-1 Parametry přehříváku PI

Vnější průměr	D	0,051 m
Tloušťka stěny	s	0,004 m
Počet trubek	n_{tr}	58
Počet řad příčně	z_1	29
Počet řad podélně	z_2	12
Příčná rozteč	s_1	0,15 m
Podélná rozteč	s_2	0,12 m
Střední délka hadů	l_{str}	5,05 m

Teplota páry na vstupu:

$$t_{in} = 300 \text{ °C}$$

Teplota páry na výstupu:

$$t_{out} = 352 \text{ °C}$$

Průtočná plocha kanálu

$$S = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,051 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 16,46 \text{ m}^2 \quad (12.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{774,05 + 641,6}{2} = 707,83 \text{ }^\circ\text{C} \quad (12.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{16,46} \cdot \frac{273,15 + 707,83}{273,15} = 9,52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.3)$$

12.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (12.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru z_2

$$C_z = 1 \quad \text{při } z_2 \geq 10$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} \quad (12.5)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,15}{0,051} = 2,94 \quad (12.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,12}{0,051} = 2,35 \quad (12.7)$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,94 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,35}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,03$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stf} = 0,083 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,045$$

$$\lambda = \lambda_{stf} \cdot M_\lambda = 0,083 \cdot 1,045 = 0,087 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.8)$$

Kinematická viskozita

$$\begin{aligned} \nu_{stř} &= 0,000108 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,02 \\ \nu &= \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000108 \cdot 1,02 = 0,000111 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (12.9)$$

Prandtlovo číslo

$$\begin{aligned} Pr_{stř} &= 0,599 ; \text{ korekční součinitel } M_{Pr} = 1,045 \\ Pr &= Pr_{stř} \cdot M_{Pr} = 0,599 \cdot 1,045 = 0,626 \end{aligned} \quad (12.10)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot \frac{0,087}{0,051} \cdot \left(\frac{9,53 \cdot 0,051}{0,000111} \right)^{0,65} \cdot 0,626^{0,33} = 70,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (12.11)$$

Absolutní střední teplota spalin

$$T_s = t_{st} + 273,15 = 707,83 + 273,15 = 980,98 \text{ K} \quad (12.12)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř-p} + \Delta t + 273,15 = 326 + 25 + 273,15 = 624,15 \text{ K} \quad (12.13)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,051 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,15 \cdot 0,12}{0,051^2} - 1 \right) = 0,346 \text{ m} \quad (12.14)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (12.15)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,346}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{980,98}{1000} \right) \cdot 0,282 = 5,98$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s) \cdot p \cdot s = 5,98 \cdot 0,103 \cdot 0,346 = 0,213 \quad (12.16)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,98 \cdot 0,103 \cdot 0,346} = 0,192 \quad (12.17)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,192 \cdot 980,98^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{624,15}{980,98}\right)^{3,6}}{1 - \frac{624,15}{980,98}} = 20,55 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Zvětšení součinitele přestupu tepla sáláním volných prostor:

Teplota spalin ve volném objemu před svazkem

$$T_o = t_1 + 273,15 = 774,05 + 273,15 = 1047,20 \text{ K} \quad (12.18)$$

Koeficient pro plyn $A = 0,3$

Hloubka volného objemu $l_o = 0,6 \text{ m}$

Hloubka následujícího svazku $l_s = 1,32 \text{ m}$

$$k_o = 1 + A \cdot \left(\frac{T_o}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_o}{l_s}\right)^{0,07} = 1 + 0,3 \cdot \left(\frac{1047,20}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6}{1,32}\right)^{0,07} = 1,29 \quad (12.19)$$

$$\alpha'_{sal} = k_o \cdot \alpha_{sal} = 1,29 \cdot 20,55 = 26,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K} \quad (12.20)$$

12.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (12.21)$$

Vnitřní průměr trubky

$$d = D - 2 \cdot s = 0,051 - 2 \cdot 0,004 = 0,043 \text{ m} \quad (12.22)$$

Tab. 12-2 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{p1}	$44,48 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota páry na vstupu	t_{in}	$300 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota páry na výstupu	t_{out}	$352 \text{ }^\circ\text{C}$
Střední teplota páry	$t_{str,p}$	$326 \text{ }^\circ\text{C}$
Střední tlak páry	p_{str}	$70,35 \text{ bar}$
Měrný objem páry	ν	$0,033 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	$0,059 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	$6,8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	1,225

Průtočný průřez trubek

$$S_{tr} = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 58 \cdot \frac{\pi \cdot 0,043^2}{4} = 0,084 \text{ m}^2 \quad (12.23)$$

Rychlost páry v přehříváku PI

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{S_{tr}} = \frac{44,48 \cdot 0,033}{0,084} = 17,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.24)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,059}{0,043} \cdot \left(\frac{17,16 \cdot 0,043}{6,8 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,225^{0,4} = 2315,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (12.25)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

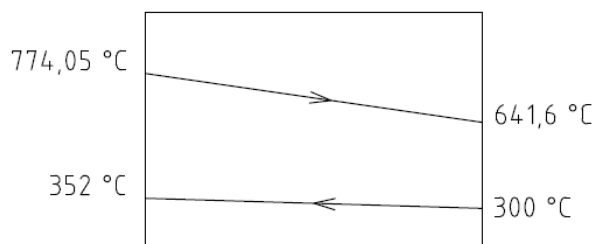
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha'_{sal} = 1 \cdot 70,48 + 26,45 = 96,93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.26)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k = \frac{0,85 \cdot 96,93}{1 + \frac{96,93}{2315,74}} = 79,08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (12.27)$$



Obr. 12-2 Teplotní spád přehříváku PI

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{out} = 774,05 - 352 = 422,05 \text{ °C} \quad (12.28)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{in} = 641,6 - 300 = 341,6 \text{ °C} \quad (12.29)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{422,05 - 341,6}{\ln \frac{422,05}{341,6}} = 380,41 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha přehříváku PI

$$S_{PI} = \pi \cdot D \cdot l_{str} \cdot z_1 \cdot z_2 = \pi \cdot 0,051 \cdot 5,05 \cdot 29 \cdot 12 = 281,57 \text{ m}^2 \quad (12.30)$$

Tepelný výkon přijatý přehřívákem PI

$$Q_{PI} = k \cdot \Delta T \cdot S_{PI} = 79,08 \cdot 380,41 \cdot 281,57 = 8470,32 \text{ kW} \quad (12.31)$$

Výkon na straně pracovního média (výpočet viz rovnice 7.9)

$$Q_{P1} = 8403,38 \text{ kW}$$

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

$$x = \frac{Q_{P1} - Q_{PI}}{Q_{P1}} \cdot 100 = \frac{8403,38 - 8470,32}{8403,38} \cdot 100 = -0,80 \% \quad (12.32)$$

Zjištěná odchylka splňuje požadavek odchylky bilance do 2 %.

12.2 Závěsné trubky

Tab. 12-3 Parametry závěsných trubek

Vnější průměr	D_{zav}	0,038 m
Tloušťka stěny	S_{zav}	0,007 m
Počet trubek	n_{zav}	87
Střední délka	l_s	1,92 m

12.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (12.33)$$

Světlý průřez kanálu

$$F = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 29 \cdot 5,05 \cdot 0,051 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 16,46 \text{ m}^2 \quad (12.34)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot \check{s} \cdot b + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} + 2 \cdot (D + l_{str}) \cdot z_1 = 2 \cdot 4,56 \cdot 5,27 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 + 2 \cdot (0,051 + 5,05) \cdot 29 \quad (12.35)$$

$$O = 354,31 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 16,46}{354,31} = 0,186 \text{ m} \quad (12.36)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,087}{0,186} \cdot \left(\frac{9,53 \cdot 0,186}{0,000111} \right)^{0,8} \cdot 0,626^{0,4} = 20,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (12.37)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř_p} + \Delta t + 273,15 = 299 + 25 + 273,15 = 597,15 \text{ K} \quad (12.38)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,192 \cdot 980,98^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{597,15}{980,98}\right)^{3,6}}{1 - \frac{597,15}{980,98}} = 19,79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_z} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_z}{\nu}\right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (12.39)$$

Tab. 12-4 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{p1}	44,48 kg·s ⁻¹
Vnitřní průměr	d_z	0,024 m
Průtočný průřez trubek	S_{tr}	0,039 m ²
Teplota páry na vstupu	t_{in}	298 °C
Teplota páry na výstupu	t_{out}	300 °C
Střední teplota páry	$t_{stř_p}$	299 °C
Střední tlak páry	$p_{stř}$	71,5 bar
Měrný objem páry	ν	0,028 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,062 W·m ⁻¹ K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	5,6·10 ⁻⁷ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,410

Rychlost páry v závěsných trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot \nu}{S_{tr}} = \frac{44,48 \cdot 0,028}{0,039} = 32,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.40)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,062}{0,024} \cdot \left(\frac{32,21 \cdot 0,024}{5,6 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot 1,410^{0,4} = 5591,44 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.2.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k_z = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (12.41)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

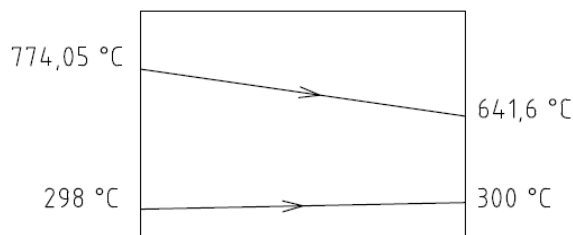
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 20,64 + 19,79 = 40,43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (12.42)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k_z = \frac{0,85 \cdot 40,43}{1 + \frac{40,43}{5591,44}} = 40,43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (12.43)$$



Obr. 12-3 Teplotní spád závěsných trubek

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{in} = 774,05 - 298 = 476,05 \text{ °C} \quad (12.44)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{out} = 641,6 - 299 = 341,6 \text{ °C} \quad (12.45)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{476,05 - 341,6}{\ln \frac{476,05}{341,6}} = 405,11 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{zav} = \pi \cdot D_{zav} \cdot n_{zav} \cdot l_s = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 1,92 = 19,94 \text{ m}^2 \quad (12.46)$$

Tepelný výkon přijatý závěsnými trubkami

$$Q_{zav} = k_z \cdot \Delta T \cdot S_{zav} = 40,43 \cdot 405,11 \cdot 19,94 = 327,62 \text{ kW} \quad (12.47)$$

12.3 Membránová stěna

12.3.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Stejný jako u závěsných trubek.

$$\alpha_k = 20,64 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.3.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (12.48)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t' + \Delta t + 273,15 = 287,74 + 25 + 273,15 = 585,89 \text{ K} \quad (12.49)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,192 \cdot 980,98^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{585,89}{980,98}\right)^{3,6}}{1 - \frac{585,89}{980,98}} = 19,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

12.3.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} \quad (12.50)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$\alpha_s = 1 \cdot 20,64 + 19,48 = 40,12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_s \quad (12.51)$$

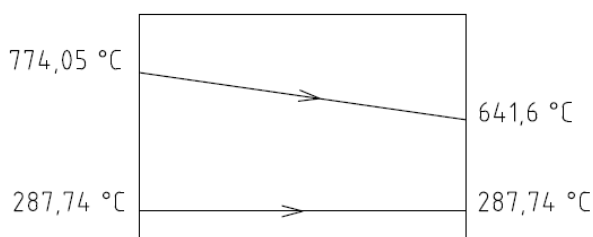
Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = 0,85$$

$$k = 0,85 \cdot 40,12 = 34,10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (12.52)$$



Obr. 12-4 Teplotní spád membránové stěny

$$\Delta t_1 = t_1 - t' = 774,05 - 287,74 = 486,31 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.53)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t' = 641,6 - 287,74 = 353,86 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.54)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{486,31 - 353,86}{\ln \frac{486,31}{353,86}} = 416,58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Plocha membránové stěny

$$S_{ms} = 2 \cdot l_s \cdot (\check{s} + b) = 2 \cdot 1,92 \cdot (4,56 + 5,27) = 37,75 \text{ } m^2 \quad (12.55)$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou

$$Q_{ms} = k \cdot \Delta T \cdot S_{ms} = 34,10 \cdot 416,58 \cdot 37,75 = 536,25 \text{ } kW \quad (12.56)$$

12.4 Tepelná bilance

Celkový tepelný výkon přijatý v oblasti přehříváku PI

$$Q_C = Q_{PI} + Q_{zav} + Q_{ms} = 8470,32 + 275,62 + 536,25 = 9282,18 \text{ } kW \quad (12.57)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 12056,98 - 9282,18}{4,17} = 9831,43 \text{ } kJ \cdot m_N^{-3} \quad (12.58)$$

Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 641,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota je stejná jako předpokládaná teplota na výstupu z uvažované oblasti. Výpočet lze uvažovat za správný.

13 PROSTOR POD PI

Je to oblast mezi přehřívákem PI a konvekční částí výparníku ve spodní části druhého tahu. Nacházejí se zde závěsné trubky odcházející z tahu skrz membránovou stěnu do sběrné komory. Ve výpočtu zavádíme zjednodušení kvůli různé délce a sklonu jednotlivých řad. Jako hlavní plochu uvažujeme podélně obtékané závěsné trubky a následný výkon membránové stěny je přepočítaný podle poměru jednotlivých ploch.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 641,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 635,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

13.1 Závěsné trubky

Tab. 13-1 Parametry závěsných trubek

Vnější průměr	D_{zav}	0,038 m
Tloušťka stěny	S_{zav}	0,007 m
Počet trubek	n_{zav}	87
Střední délka	l_{str}	0,6 m

Světlý průřez

$$F = \check{s} \cdot b - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} = 4,56 \cdot 5,27 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} = 23,93 \text{ m}^2 \quad (13.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{641,6 + 635,7}{2} = 638,65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13.2)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{F} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{23,93} \cdot \frac{273,15 + 638,65}{273,15} = 6,09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.3)$$

13.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (13.4)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (\check{s} + b) + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} = 2 \cdot (4,56 + 5,27) + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 = 30,05 \text{ m} \quad (13.5)$$

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 23,93}{30,05} = 3,19 \text{ m} \quad (13.6)$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,077 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_\lambda = 0,077 \cdot 1,05 = 0,081 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.7)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 9,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,04$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000096 \cdot 1,04 = 0,000098 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.8)$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{stř} = 0,606; \text{ korekční součinitel } M_{\text{Pr}} = 1,045$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}_{stř} \cdot M_{\text{Pr}} = 0,606 \cdot 1,045 = 0,633 \quad (13.9)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,081}{3,19} \cdot \left(\frac{6,09 \cdot 3,19}{0,000098} \right)^{0,8} \cdot 0,633^{0,4} = 8,44 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

13.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \quad (13.10)$$

Absolutní střední teplota spalin

$$T_s = t_{st} + 273,15 = 638,65 + 273,15 = 911,8 \text{ K} \quad (13.11)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu

$$T_z = t_{stř-p} + \Delta t + 273,15 = 300 + 25 + 273,15 = 598,15 \text{ K} \quad (13.12)$$

Stupeň černosti povrchu stěn

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

Výška sálavé vrstvy

$$h = 1,18 \text{ m}$$

Objem sálajícího prostoru

$$V = \check{s} \cdot b \cdot h - n_{zav} \cdot \pi \cdot \frac{D_{zav}^2}{4} \cdot h = 4,56 \cdot 5,27 \cdot 1,18 - 87 \cdot \pi \cdot \frac{0,038^2}{4} \cdot 1,18 = 28,24 \text{ m}^3 \quad (13.13)$$

Povrch sálajícího prostoru

$$F_{st} = 2 \cdot \check{s} \cdot h + 2 \cdot b \cdot h + n_{zav} \cdot \pi \cdot D_{zav} \cdot h \quad (13.14)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 4,56 \cdot 1,18 + 2 \cdot 5,27 \cdot 1,18 + 87 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 1,18 = 35,45 \text{ m}^2$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{28,24}{35,45} = 2,87 \text{ m} \quad (13.15)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_s \quad (13.16)$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,192}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 2,87}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{911,8}{1000} \right) \cdot 0,282 = 2,04$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s) \cdot p \cdot s = 2,04 \cdot 0,103 \cdot 2,87 = 0,602 \quad (13.17)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,04 \cdot 0,103 \cdot 2,87} = 0,452 \quad (13.18)$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,452 \cdot 911,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{598,15}{911,8} \right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{598,15}{911,8} \right)} = 39,91 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

13.1.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně pracovního média

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_z} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_z}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (13.19)$$

Tab. 13-2 Parametry pracovního média

Hmotnostní tok páry	M_{pl}	44,48 kg·s ⁻¹
Vnitřní průměr	d_z	0,024 m
Průtočný průřez trubek	S_{tr}	0,039 m ²
Střední teplota páry	$t_{str,p}$	300 °C
Střední tlak páry	p_{str}	71,5 bar
Měrný objem páry	v	0,029 m ³ ·kg ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,062 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	5,63·10 ⁻⁷ m ² ·s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	1,4

Rychlost páry v závěsných trubkách

$$w_p = \frac{M_{p1} \cdot v}{S_{tr}} = \frac{44,48 \cdot 0,029}{0,039} = 32,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.20)$$

$$\alpha_{kp} = 0,023 \cdot \frac{0,062}{0,024} \cdot \left(\frac{32,36 \cdot 0,024}{5,63 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4^{0,4} = 5548,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

13.1.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_{kp}}} \quad (13.21)$$

Součinitel tepelné efektivity

$$\psi = 0,85$$

Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

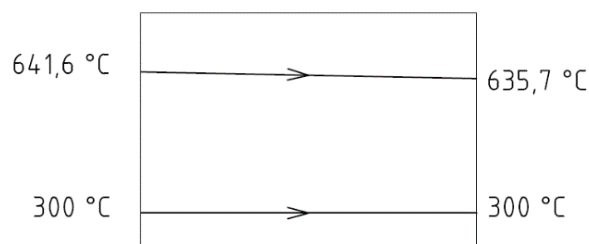
$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 1 \cdot 8,44 + 39,91 = 48,35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (13.22)$$

Součinitel omývání plochy $\omega = 1$

$$k = \frac{0,85 \cdot 48,35}{1 + \frac{48,35}{5548,48}} = 40,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (13.23)$$



Obr. 13-1 Teplotní spád závěsných trubek

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{in} = 641,6 - 300 = 341,6 \text{ °C} \quad (13.24)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{out} = 635,7 - 300 = 335,7 \text{ °C} \quad (13.25)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{341,6 - 335,7}{\ln \frac{341,6}{335,7}} = 338,64 \text{ °C}$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek

$$S_{zav} = \pi \cdot D_{zav} \cdot n_{zav} \cdot l_{str} = \pi \cdot 0,038 \cdot 87 \cdot 0,6 = 6,23 \text{ m}^2 \quad (13.26)$$

Tepelný výkon přijatý závěsnými trubkami

$$Q_{zav} = k \cdot \Delta T \cdot S_{zav} = 40,74 \cdot 338,64 \cdot 6,23 = 85,98 \text{ kW} \quad (13.27)$$

Tepelný tok

$$q = \frac{Q_{zav}}{S_{zav}} = \frac{85,98}{6,23} = 13,8 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (13.28)$$

13.2 Membránová stěna

Celková plocha membránové stěny

$$S_{ms} = 2 \cdot h \cdot (\check{s} + b) = 2 \cdot 1,18 \cdot (4,56 + 5,27) = 23,2 \text{ m}^2 \quad (13.29)$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou

$$Q_{ms} = q \cdot S_{ms} = 13,8 \cdot 23,2 = 320,09 \text{ kW} \quad (13.30)$$

13.3 Tepelná bilance

Celkový výkon prostoru pod PI

$$Q_C = Q_{zav} + Q_{ms} = 85,98 + 320,09 = 406,07 \text{ kW} \quad (13.31)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 9831,43 - 406,07}{4,17} = 9734,07 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (13.32)$$

Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 635,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota je stejná jako předpokládaná teplota na výstupu z uvažované oblasti.

Výpočet lze uvažovat za správný.

14 OBLAST KONVEKČNÍ ČÁSTI VÝPARNÍKU

Ve spodní části druhého tahu je umístěna konvekční část výparníku doplňující výparník v podobě membránové stěny. Hlavní teplosměnnou plochou je příčně obtékáný žebrovaný výparníkový svazek tvořený 60 trubkami. Pro výpočet je zavedeno zjednodušení v uvažování svazku se 4 podélnými řadami. Výkon membránové stěny této oblasti je poměrně přepočítán na základě jejího povrchu.

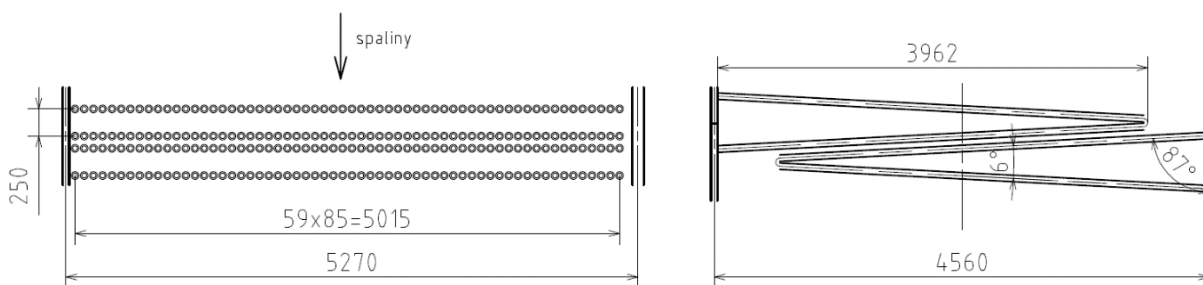
Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 635,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 502,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

14.1 Konvekční část výparníku



Obr. 14-1 Schéma konvekční části výparníku

Tab. 14-1 Parametry konvekční části výparníku

Průměr nosné trubky	D	0,0445 m
Tloušťka stěny	s	0,004 m
Výška žebra	h_z	0,013 m
Tloušťka žebra	t_z	0,0013 m
Počet žeber na 1 m	n_z	200 m^{-1}
Počet trubek v řadě	z_1	60
Počet řad podélně	z_2	4
Příčná rozteč	s_1	0,085 m
Podélná rozteč	s_2	0,25 m
Rozteč žeber	s_z	0,005 m
Střední délka svazku	l_{str}	3,92 m

Průměr žebra

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,0445 + 2 \cdot 0,013 = 0,0705 \text{ m} \quad (14.1)$$

Průtočná plocha kanálu

$$S = \check{s} \cdot b - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - 2 \cdot l_{str} \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot z_1$$

$$S = 4,56 \cdot 5,27 - 60 \cdot 3,92 \cdot 0,0445 - 2 \cdot 3,92 \cdot 0,013 \cdot 0,0013 \cdot 200 \cdot 60 = 11,97 \text{ m}^2 \quad (14.2)$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{635,7 + 502,25}{2} = 568,98 \text{ }^\circ\text{C} \quad (14.3)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{11,97} \cdot \frac{273,15 + 568,98}{273,15} = 11,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.4)$$

14.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Pro uspořádání trubek za sebou s kruhovými žebry

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,72} \quad (14.5)$$

Opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku

$$C_z = 1 \text{ při } z_1 \geq 4$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,25}{0,0445} = 5,62 \quad (14.6)$$

Opravný koeficient na uspořádání trubek podle podélné rozteče

$$C_s = 1 \text{ při } \sigma_2 > 2$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,072 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,05$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_\lambda = 0,072 \cdot 1,05 = 0,075 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (14.7)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 8,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\nu = 1,02$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_\nu = 0,000084 \cdot 1,02 = 0,000086 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.8)$$

$$\alpha_k = 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,075}{0,005} \cdot \left(\frac{0,0445}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{11,24 \cdot 0,005}{0,000086}\right)^{0,72} = 45,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

14.1.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_{Sr} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (14.9)$$

Součinitel zanesení trubek

$$\varepsilon = 0,0043$$

Součinitel rozšíření žebra

$$\mu = 1$$

Součinitel charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra

$$\psi_z = 0,85$$

Součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\lambda_z = 42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 45,1}{0,0013 \cdot 42 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 45,1)}} = 34,72 \quad (14.10)$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right)$$

$$\beta \cdot h_z = 34,72 \cdot 0,013 = 0,45$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0705}{0,0445} = 1,58$$

$$E = 0,931 \quad \text{určeno graficky dle [1]}$$

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z - t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0705}{0,0445}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0705}{0,0445}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{0,0445} - \frac{0,0013}{0,0445}\right)} = 0,9 \quad (14.11)$$

Podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9 = 0,1 \quad (14.12)$$

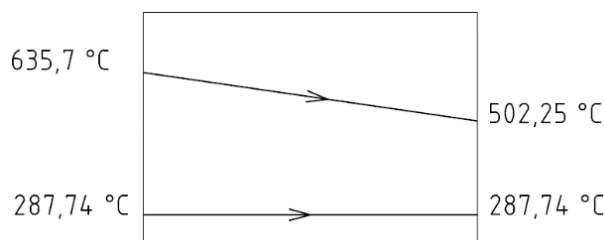
$$\alpha_{Sr} = [0,9 \cdot 0,931 \cdot 1 + 0,1] \cdot \frac{0,85 \cdot 45,1}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 45,1} = 30,86 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

14.1.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sr}}} = \frac{1}{30,86} = 30,86 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (14.13)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (14.14)$$

**Obr. 14-2 Teplotní spád konvekční části výparníku**

$$\Delta t_1 = t_1 - t' = 635,7 - 287,74 = 347,96 \text{ °C} \quad (14.15)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t' = 502,25 - 287,74 = 214,51 \text{ °C} \quad (14.16)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{347,96 - 214,51}{\ln \frac{347,96}{214,51}} = 275,89 \text{ °C}$$

Plocha jednoho žebra

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0705^2 - 0,0445^2)}{4} + \pi \cdot 0,0705 \cdot 0,0013 \quad (14.17)$$

$$S_{1z} = 0,005 \text{ m}^2$$

Plocha trubky na 1 m délky

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,0445 \cdot (1 - 200 \cdot 0,0013) + 200 \cdot 0,005 = 1,1 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (14.18)$$

Plocha výparníkového svazku

$$S_{konV} = z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} \cdot S_{1m} = 60 \cdot 4 \cdot 3,92 \cdot 1,1 = 1035,23 \text{ m}^2 \quad (14.19)$$

Tepelný výkon přijatý konvekční částí výparníku

$$Q_{konV} = k \cdot \Delta T \cdot S_{konV} = 30,86 \cdot 275,89 \cdot 1035,23 = 8815,18 \text{ kW} \quad (14.20)$$

Tepelný tok

$$q = \frac{Q_{konV}}{S_{konV}} = \frac{8815,18}{1035,23} = 8,52 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (14.21)$$

14.2 Membránová stěna

Výška membránové stěny v této oblasti

$$h = 1,6 \text{ m}$$

Celková plocha membránové stěny

$$S_{ms} = 2 \cdot h \cdot (\check{s} + b) = 2 \cdot 1,6 \cdot (4,56 + 5,27) = 31,46 \text{ m}^2 \quad (14.22)$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou

$$Q_{ms} = q \cdot S_{ms} = 8,52 \cdot 31,46 = 267,85 \text{ kW} \quad (14.23)$$

14.3 Tepelná bilance

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

Teplo přenesené na straně pracovního média v konvekční části výparníku

$$Q_{vyp_konv} = Q_{VYP} - Q_o - Q_M - \sum Q_{ms} \quad (14.24)$$

Tepelný výkon výparníku (viz rovnice 7.11)

$$Q_{VYP} = M_{p1} \cdot (i_{VYPout} - i_{EKOout}) = 44,485 \cdot (2769,93 - 1028,49) = 77467,19 \text{ kW}$$

Tepelný výkon přijatý membránovou stěnou v ohništi (viz rovnice 6.28)

$$Q_o = 57644,13 \text{ kW}$$

Tepelný výkon přijatý mříží (viz rovnice 8.27)

$$Q_M = 4501,75 \text{ kW}$$

Suma celkového tepelného výkonu přijatého membránovou stěnou v jednotlivých oblastech druhého tahu kotle.

$$\sum Q_{ms} = Q_{ms(obrat)} + Q_{ms(PII)} + Q_{ms(PIII)} + Q_{ms(PI)} + Q_{ms(podPI)} + Q_{ms(konV)} \quad (14.25)$$

$$\sum Q_{ms} = 3973,57 + 823,57 + 579,66 + 536,25 + 320,09 + 267,85 = 6500,99 \text{ kW}$$

$$Q_{vyp_konv} = 77467,19 - 57644,13 - 4501,75 - 6500,99 = 8820,33 \text{ kW}$$

$$x = \frac{Q_{vyp_konv} - Q_{konV}}{Q_{vyp_konv}} \cdot 100 = \frac{8820,33 - 8815,18}{8820,33} \cdot 100 = 0,06 \% \quad (14.26)$$

Zjištěná odchylka splňuje požadavek odchylky bilance do 2 %.

Celkový výkon v oblasti konvekční části výparníku

$$Q_C = Q_{konV} + Q_{ms} = 8815,18 + 267,85 = 9083,03 \text{ kW} \quad (14.27)$$

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_C}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 9734,07 - 9083,03}{4,17} = 7556,27 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (14.28)$$

Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 502,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota je stejná jako předpokládaná teplota na výstupu z uvažované oblasti.
Výpočet lze uvažovat za správný.

15 EKONOMIZÉR

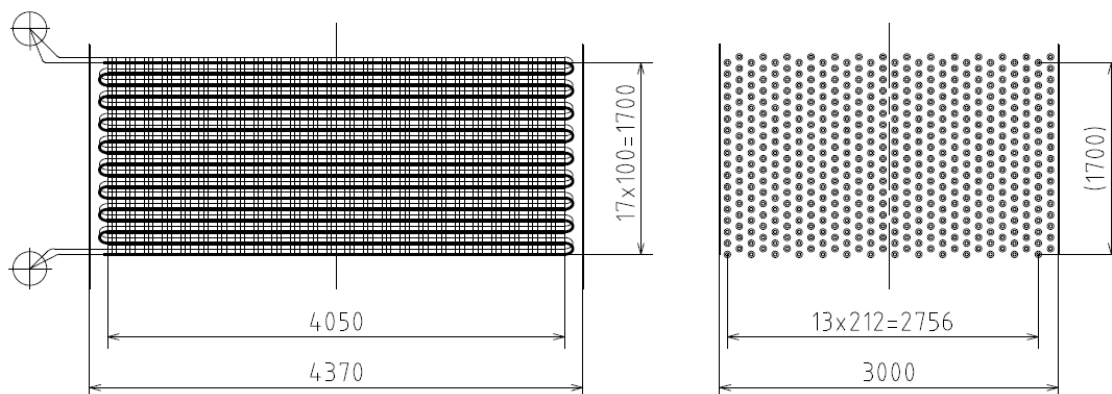
Ekonomizér je umístěný v posledním tahu kotle a je složený ze tří dvouřadých svazků nad sebou. Jedná se o příčně obtékaný žebrovaný trubkový svazek s vystřídáním uspořádáním. Je to protiproudý výměník, přičemž napájecí voda je přiváděna přes komoru do prvního svazku. Ze sběrné komory třetího svazku ohřátá voda putuje do bubnu. Nedohřev vody na výstupu z ekonomizéru se rovná 49,74 °C.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 502,25 \text{ °C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

$$t_2 = 139,45 \text{ °C}$$



Obr. 15-1 Schéma ekonomizéru

Tab. 15-1 Parametry ekonomizéru

Průměr nosné trubky	D	0,032 m
Tloušťka stěny	s	0,0032 m
Výška žebra	h_z	0,013 m
Tloušťka žebra	t_z	0,0013 m
Počet žeber na 1 m	n_z	200 m ⁻¹
Počet trubek v řadě	z_1	14
Počet řad podélně	z_2	18
Příčná rozteč	s_1	0,212 m
Podélná rozteč	s_2	0,05 m
Rozteč žeber	s_z	0,005 m
Střední délka svazku	l_{str}	4,05 m
Rozměry spalin. kanálu	A	4,37 m
	B	3 m

Teplota vody na vstupu:

$$t_{in} = 120 \text{ °C}$$

Teplota vody na výstupu:

$$t_{out} = 238 \text{ °C}$$

Průměr žebra

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,032 + 2 \cdot 0,013 = 0,058 \text{ m} \quad (15.1)$$

Průtočná plocha kanálu

$$S = A \cdot B - z_1 \cdot l_{str} \cdot D - 2 \cdot l_{str} \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot z_1 \quad (15.2)$$

$$S = 4,37 \cdot 3 - 14 \cdot 4,05 \cdot 0,032 - 2 \cdot 4,05 \cdot 0,013 \cdot 0,0013 \cdot 200 \cdot 14 = 10,91 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{502,25 + 139,45}{2} = 320,84 \text{ }^\circ\text{C} \quad (15.3)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{10,91} \cdot \frac{273,15 + 320,84}{273,15} = 8,70 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (15.4)$$

15.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,65} \quad (15.5)$$

Opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku

$$C_z = 1,1$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,212}{0,032} = 6,63 \quad (15.6)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,05}{0,032} = 1,56 \quad (15.7)$$

Poměrná uhlopříčná rozteč

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 6,63^2 + 1,56^2} = 3,66 \quad (15.8)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{6,63 - 1}{3,66 - 1} = 2,11 \quad (15.9)$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{str} = 0,050 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_\lambda = 1,03$$

$$\lambda = \lambda_{str} \cdot M_\lambda = 0,050 \cdot 1,03 = 0,052 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (15.10)$$

Kinematická viskozita

$$v_{stř} = 4,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_v = 1$$

$$v = v_{stř} \cdot M_v = 0,000047 \cdot 1 = 0,000047 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (15.11)$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1,1 \cdot 2,11^{0,2} \cdot \frac{0,052}{0,005} \cdot \left(\frac{0,032}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,013}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{8,7 \cdot 0,005}{0,000047}\right)^{0,65} = 82,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

15.1.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalín

$$\alpha_{Sr} = \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k} \quad (15.12)$$

Součinitel zanesení trubek

$$\varepsilon = 0,0043$$

Součinitel rozšíření žebra

$$\mu = 1$$

Součinitel charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra

$$\psi_{\dot{z}} = 0,85$$

Součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\lambda_{\dot{z}} = 42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 82,9}{0,0013 \cdot 42 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 82,9)}} = 44,51 \quad (15.13)$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$E = f\left(\beta \cdot h_{\dot{z}}; \frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 44,51 \cdot 0,013 = 0,58$$

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{0,058}{0,032} = 1,81$$

$$E = 0,855 \quad \text{určeno graficky dle [1]}$$

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\dot{z}} - t_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,058}{0,032}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,058}{0,032}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{0,032} - \frac{0,0013}{0,032}\right)} = 0,91 \quad (15.14)$$

Podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně spalín

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,91 = 0,09 \quad (15.15)$$

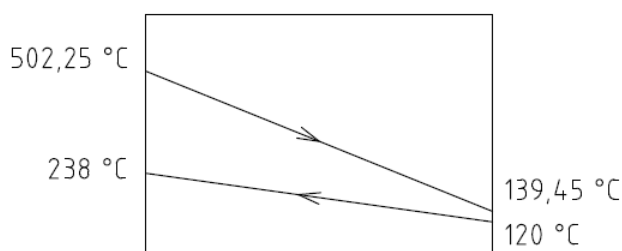
$$\alpha_{sr} = [0,91 \cdot 0,855 \cdot 1 + 0,09] \cdot \frac{0,85 \cdot 82,9}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 82,9} = 46,96 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

15.1.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sr}}} = \frac{1}{\frac{1}{46,96}} = 46,96 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (15.16)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (15.17)$$



Obr. 15-2 Teplotní spád ekonomizéru

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{out} = 502,25 - 238 = 264,25 \text{ °C} \quad (15.18)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{in} = 139,45 - 120 = 19,45 \text{ °C} \quad (15.19)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{264,25 - 19,45}{\ln \frac{264,25}{19,45}} = 93,82 \text{ °C}$$

Plocha jednoho žebra

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,058^2 - 0,032^2)}{4} + \pi \cdot 0,058 \cdot 0,0013 \quad (15.20)$$

$$S_{1z} = 0,004 \text{ m}^2$$

Plocha trubky na 1 m délky

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} = \pi \cdot 0,032 \cdot (1 - 200 \cdot 0,0013) + 200 \cdot 0,004 = 0,857 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1} \quad (15.21)$$

Plocha jednoho svazku ekonomizéru

$$S_{eko} = 2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} \cdot S_{1m} = 2 \cdot 14 \cdot 18 \cdot 4,05 \cdot 0,857 = 1749,11 \text{ m}^2 \quad (15.22)$$

Plocha tří svazků

$$S_{3eko} = 2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{str} \cdot S_{1m} \cdot 3 = 2 \cdot 14 \cdot 18 \cdot 4,05 \cdot 0,857 \cdot 3 = 5247,32 \text{ m}^2 \quad (15.23)$$

Tepelný výkon přijatý třemi svazky ekonomizéru

$$Q_{3eko} = k \cdot \Delta T \cdot S_{3eko} = 46,96 \cdot 93,82 \cdot 5247,32 = 23120,31 \text{ kW} \quad (15.24)$$

15.2 Tepelná bilance

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

Výkon na straně pracovního média (viz rovnice 7.12)

$$Q_{EKO} = M_{p1} \cdot (i_{EKOout} - i_{EKOin}) = 44,485 \cdot (1028,49 - 508,92) = 23113,2 \text{ kW}$$

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

$$x = \frac{Q_{EKO} - Q_{3eko}}{Q_{EKO}} \cdot 100 = \frac{23113,2 - 23120,31}{23113,2} \cdot 100 = -0,03 \% \quad (15.25)$$

Skutečný výkon ekonomizéru se liší od ideálního o 0,03 %. Zjištěná odchylka splňuje požadavek odchylky bilance do 2 %.

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_{3eko}}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 7556,27 - 23120,31}{4,17} = 2012,82 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (15.26)$$

Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 139,45 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota je stejná jako předpokládaná teplota na výstupu z uvažované oblasti. Výpočet lze uvažovat za správný.

16 OHŘÍVÁK VZDUCHU

Ohřívák vzduchu je řazen jako poslední teplosměnná plocha ve směru spalin. Je uvažován trubkový ohřívák, ve kterém proudí ventilátorem nasávaný vzduch uvnitř trubek. Při výpočtu je uvažováno příčné obtékání hladkého svazku trubek ve vystřídaném uspořádání. Zapojení je realizované jako křížové proudění.

Ohřívák vzduchu se využívá pro účinné dochlazení spalin a zvyšuje účinnost celého kotle.

Teplota spalin na vstupu:

$$t_1 = 139,45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaná teplota spalin na výstupu:

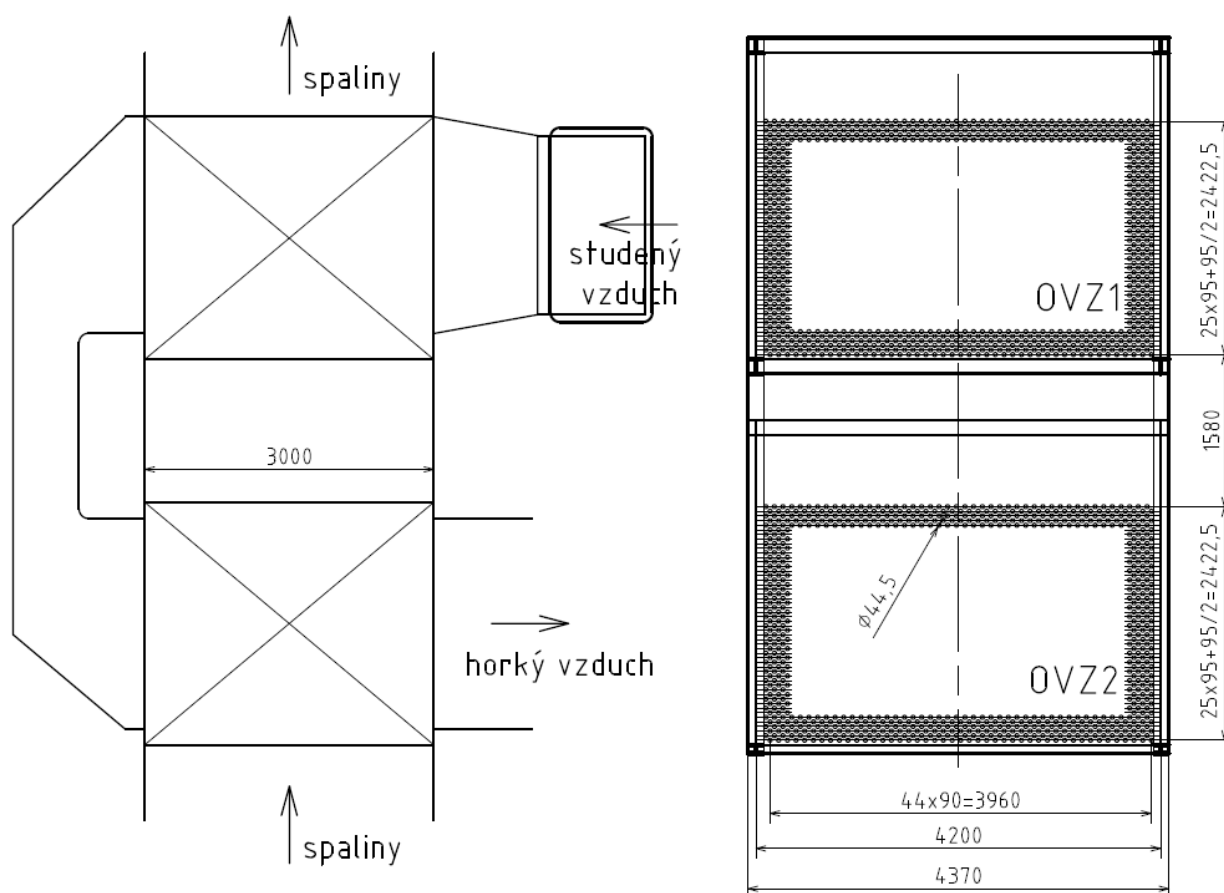
$$t_2 = 87,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota vzduchu na vstupu:

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

Teplota vzduchu na výstupu:

$$t_{out} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 16-1 Schéma ohříváku vzduchu

Tab. 16-1 Parametry ohříváku vzduchu

Vnější průměr trubek	D	0,0445 m
Tloušťka trubky	s	0,002 m
Příčná rozteč	s ₁	0,09 m
Podélná rozteč	s ₂	0,0475 m
Počet trubek příčně	z ₁	45
Počet řad podélně	z ₂	26
Střední délka trubek	l _{str}	3 m
Rozměry spalín. kanálu:	A'	4,2 m
	B	3 m

Průtočný průřez

$$S = A' \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{str} = 4,2 \cdot 3 - 45 \cdot 0,0445 \cdot 3 = 6,59 \text{ m}^2 \quad (16.1)$$

Střední teplota spalín

$$t_{st} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{139,45 + 87,2}{2} = 113,32 \text{ }^\circ\text{C} \quad (16.2)$$

Rychlost spalín

$$w_{sp} = \frac{O_{SV}^\alpha \cdot M_{pv}}{S} \cdot \frac{273,15 + t_{st}}{273,15} = \frac{10,47 \cdot 4,17}{6,59} \cdot \frac{273,15 + 113,32}{273,15} = 9,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (16.3)$$

16.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

$$\alpha_s = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (16.4)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

$$C_z = 1 \quad \text{při } z_2 \geq 10$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0445} = 2,02 \quad (16.5)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0475}{0,0445} = 1,07 \quad (16.6)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,02^2 + 1,07^2} = 1,47 \quad (16.7)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,02 - 1}{1,47 - 1} = 2,17 \quad (16.8)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0,275 \cdot 2,17^{0,5} = 0,41 \quad (16.9)$$

Fyzikální charakteristiky pro střední teplotu spalin:

Součinitel tepelné vodivosti spalin

$$\lambda_{stř} = 0,033 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_{\lambda} = 1,014$$

$$\lambda = \lambda_{stř} \cdot M_{\lambda} = 0,033 \cdot 1,014 = 0,033 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (16.10)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_{stř} = 0,000022 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}; \text{ korekční součinitel } M_{\nu} = 1,01$$

$$\nu = \nu_{stř} \cdot M_{\nu} = 0,000022 \cdot 1,01 = 0,000022 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (16.11)$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_{stř} = 0,696; \text{ korekční součinitel } M_{\text{Pr}} = 1,045$$

$$\text{Pr} = \text{Pr}_{stř} \cdot M_{\text{Pr}} = 0,696 \cdot 1,045 = 0,727 \quad (16.12)$$

$$\alpha_s = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} = 1 \cdot 0,41 \cdot \frac{0,033}{0,0445} \cdot \left(\frac{9,37 \cdot 0,0445}{0,000022} \right)^{0,6} \cdot 0,727^{0,33}$$

$$\alpha_s = 99,92 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

16.1.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu

Pro podélné proudění uvnitř trubek

$$\alpha_v = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (16.13)$$

Vnitřní průměr trubky

$$d = D - 2 \cdot s = 0,0445 - 2 \cdot 0,002 = 0,0405 \text{ m} \quad (16.14)$$

Střední teplota vzduchu

$$t_{stř} = \frac{30 + 90}{2} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (16.15)$$

Fyzikální charakteristika vzduchu pro střední teplotu vzduchu:

Součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda = 0,029 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Kinematická viskozita

$$\nu = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr} = 0,694$$

Průtočný průřez trubek ohříváku vzduchu

$$S_{tr} = 2 \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2 \cdot 45 \cdot 26 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0405^2}{4} = 3,01 \text{ m}^2 \quad (16.16)$$

Množství přiváděného vzduchu

$$M_{vz} = M_{pv} \cdot O_{VV \min} \cdot \alpha \cdot \frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} = 4,17 \cdot 8,995 \cdot 1,05 \cdot \frac{273,15 + 60}{273,15} = 48,05 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (16.17)$$

Rychlost vzduchu

$$w_{vz} = \frac{M_{vz}}{S_{tr}} = \frac{48,05}{3,01} = 15,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (16.18)$$

$$\alpha_v = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,029}{0,0405} \cdot \left(\frac{15,94 \cdot 0,0405}{1,9 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 694^{0,4}$$

$$\alpha_v = 59,21 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

16.1.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_s \cdot \alpha_v}{\alpha_s + \alpha_v} \quad (16.19)$$

Součinitel využití plochy

$$\xi = 0,85 \quad \text{dle [1]}$$

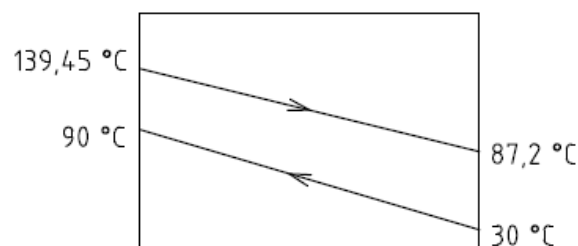
$$k = 0,85 \cdot \frac{99,92 \cdot 59,21}{99,92 + 59,21} = 31,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (16.20)$$

Teplotní spád pro křížové proudění

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{pr} \quad (16.21)$$

Teplotní spád protiproudu pro konečné teploty obou médií

$$\Delta t_{pr} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (16.22)$$

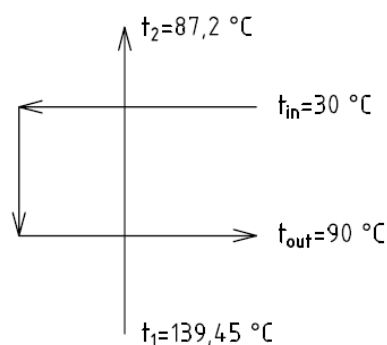


Obr. 16-2 Teplotní spád ohříváku vzduchu

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{out} = 139,45 - 90 = 49,45 \text{ °C} \quad (16.23)$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{in} = 87,2 - 30 = 57,2 \text{ °C} \quad (16.24)$$

$$\Delta t_{pr} = \frac{49,45 - 57,2}{\ln \frac{49,45}{57,2}} = 53,23 \text{ °C}$$



Obr. 16-3 Schéma křížového zapojení

Součinitel ψ jehož velikost se určuje z nomogramu podle velikosti parametrů P a R

$$P = \frac{\tau_m}{t_1 - t_{in}} \quad (16.25)$$

$$R = \frac{\tau_v}{\tau_m} \quad (16.26)$$

τ_m menší rozdíl teplot mezi vstupem a výstupem každého média

τ_v větší rozdíl teplot mezi vstupem a výstupem každého média

$$\tau_m = t_1 - t_2 = 139,45 - 87,2 = 52,25\text{ °C} \quad (16.27)$$

$$\tau_v = t_{out} - t_{in} = 90 - 30 = 60\text{ °C} \quad (16.28)$$

$$P = \frac{52,25}{139,45 - 30} = 0,48$$

$$R = \frac{60}{52,25} = 1,15$$

$\psi = 0,961$ určeno graficky dle [1]

$$\Delta t = \psi \cdot \Delta t_{pr} = 0,961 \cdot 53,23 = 51,15\text{ °C}$$

Plocha trubek ohříváku vzduchu

$$S_{ovz} = \pi \cdot D \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot 2 \cdot l_{str} \cdot 2 = \pi \cdot 0,0445 \cdot 45 \cdot 26 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 2 = 1962,8\text{ m}^2 \quad (16.29)$$

Tepelný výkon přijatý ohřívákem vzduchu

$$Q_{ovz} = k \cdot \Delta t \cdot S_{ovz} = 31,6 \cdot 51,15 \cdot 1962,8 = 3172,97\text{ kW} \quad (16.30)$$

16.2 Tepelná bilance

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného vzduchem

Tepelný výkon ohříváku vzduchu

$$Q_{OVZ} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot (I_{VZ}^{90^{\circ}C} - I_{VZ}^{30^{\circ}C}) = 4,17 \cdot 1,05 \cdot (1073,43 - 354,08) = 3150,24 \text{ kW} \quad (16.31)$$

Odchylka přijatého tepla spalinami a tepla odvedeného pracovním médiem

$$x = \frac{Q_{OVZ} - Q_{ovz}}{Q_{OVZ}} \cdot 100 = \frac{3150,24 - 3172,97}{3150,24} \cdot 100 = -0,72 \% \quad (16.32)$$

Skutečný výkon ohříváku vzduchu se liší od ideálního o 0,72 %. Zjištěná odchylka splňuje požadavek odchylky bilance do 2 %.

Entalpie odcházejících spalin

$$i_2 = \frac{M_{pv} \cdot i_1 - Q_{ovz}}{M_{pv}} = \frac{4,17 \cdot 2012,82 - 3172,97}{4,17} = 1252,05 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \quad (16.33)$$

Teplota odpovídající entalpii odcházejících spalin

$$t_2 = 87,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Výsledná teplota se liší o 0,02 °C než předpokládaná teplota na výstupu.

17 KONTROLA VÝKONU KOTLE

Výrobní teplo páry (celkový tepelný výkon kotle)

$$Q_v = Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{zav} + Q_{VYP} + Q_{EKO} \quad (17.1)$$

Tab. 17-1 Tepelný výkon na straně pracovního média

Teplosměnná plocha		Výkon [kW]
Přehřívák PII	Q_{P2}	17491,38
Přehřívák PIII	Q_{P3}	6142,37
Přehřívák PI	Q_{P1}	8403,38
Závěsné trubky	Q_{zav}	2889,57
Výparník	Q_{VYP}	77467,19
Ekonomizér	Q_{EKO}	23113,20
Výrobní teplo páry	Q_v	135507,10

Součtový výkon kotle

Tab. 17-2 Tepelný výkon odevzdaný teplosměnným plochám

Oblast	Výkon [kW]
Spalovací komora - výparník	57644,13
Mříž	4501,75
Obratová komora	5842,09
Oblast přehříváku PII	18894,69
Oblast přehříváku PIII	6972,64
Oblast přehříváku PI	9282,18
Prostor pod PI	406,07
Oblast konv. části výparníku	9083,03
Ekonomizér	23120,31
ΣQ	135746,89

Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \frac{Q_v - \sum Q}{Q_v} \cdot 100 = \frac{135507,1 - 135746,89}{135507,1} \cdot 100 = -0,177 \% \quad (17.2)$$

Odchylka celkového tepla odevzdaného výhřevným plochám od celkového tepelného výkonu kotle splňuje toleranci $\pm 0,5 \%$ dle [1].

17.1 Účinnost kotle

Výpočet účinnosti kotle se liší od výpočtu z kapitoly 4 pouze teplotou na výstupu z kotle, respektive komínovou ztrátou, která je pro tuto teplotu přepočítaná.

Ztráta citelným teplem spalin (komínová)

$$Z_k = \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i\ red}} \quad (17.3)$$

Entalpie spalin při teplotě $t_k = 87,22 \text{ }^\circ\text{C}$ a přebytku vzduchu $\alpha_k = 1,05$ za kotlem

$$I_S^{87,22^\circ\text{C}} = 1252 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

Entalpie studeného vzduchu

$$I_{VZ}^{25^\circ\text{C}} = 294,13 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3}$$

$$Z_k = \frac{1252 - 1,05 \cdot 294,13}{33540} = 0,0281$$

Ztráta chemickým nedopalem (stejně jako rovnice 4.4)

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 8,021}{(21 - 3) \cdot 33540} = 0,00028 \quad (17.4)$$

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

$$Z_{sv} = 0,0027 \quad \text{graficky odečteno z [1]}$$

Ztráta nepočitatelná

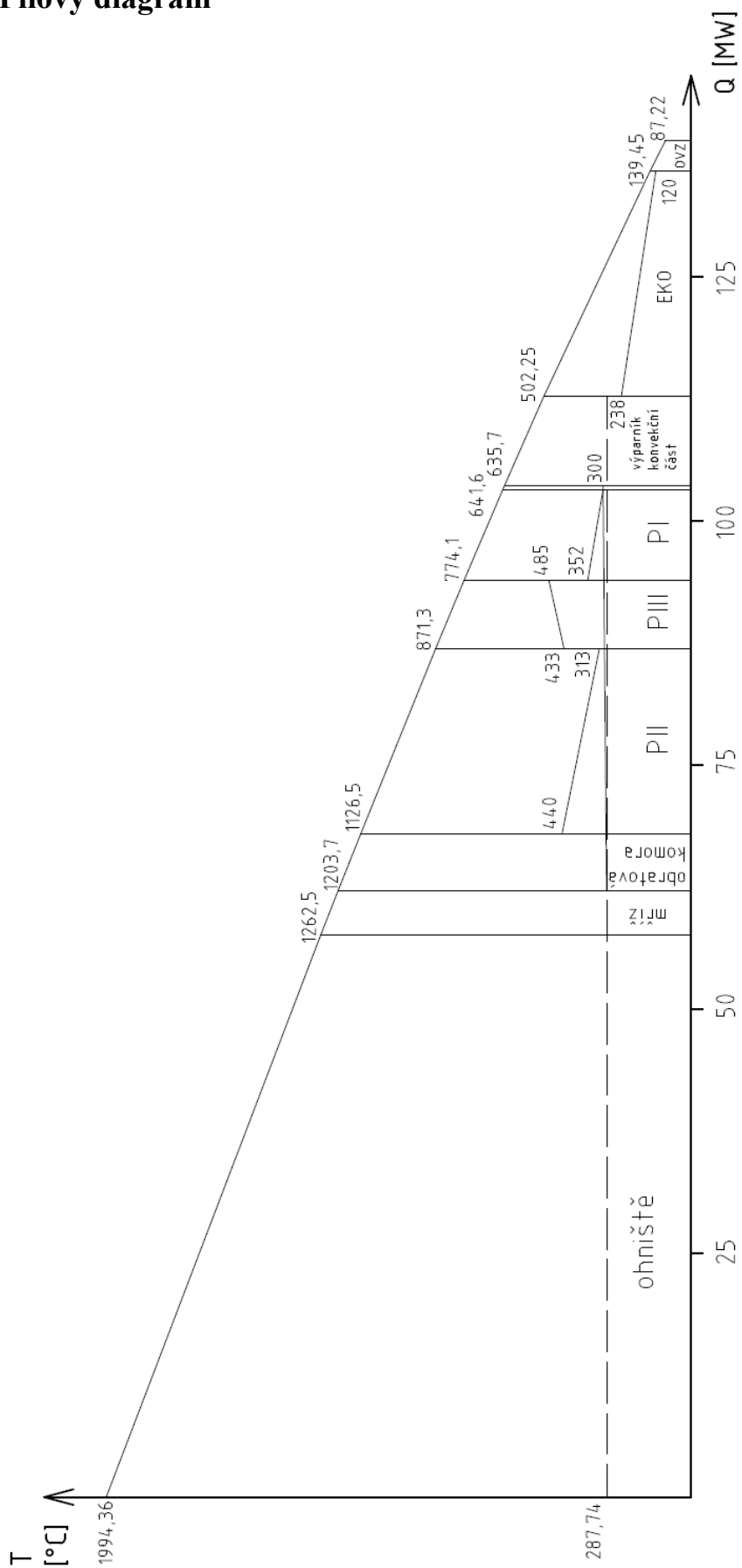
$$Z_N = 0,0003 \quad \text{určeno na základě zkušenosti dodavatelské společnosti}$$

Účinnost kotle

$$\eta_k = 1 - Z_k - Z_{CO} - Z_{sv} - Z_N = 1 - 0,0281 - 0,00028 - 0,0027 - 0,0003 = 0,9686 \quad (17.5)$$

Výsledná účinnost kotle je 96,86 %. Vyčíslená účinnost kotle je téměř totožná jako prvotní předpokládaná účinnost. Rozdíl činí 0,01 %.

17.2 Pilový diagram



Obr. 17-1 Pilový diagram

18 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést tepelný výpočet kotle na spalování zemního plynu včetně základního rozměrového návrhu kotle. Kotel je navržen na parní výkon 170 t/h, teplotu přehřáté páry 485 °C o tlaku 6,7 MPa.

V první části je provedena stechiometrie, bylo stanoveno potřebné množství vzduchu a množství vzniklých spalin. Poté byla vytvořena tabulka obsahující entalpie spalin a vzduchu pro určené složení spalin. Protože se jedná o přetlakový kotel, byl stanoven přebytek vzduchu $\alpha = 1,05$ pro celý kotel. Pomocí nepřímé metody, tj. ze ztrát kotle, byla určena účinnost kotle $\eta_k = 96,87$ % pro uvažovanou teplotu odchozích spalin. Z celkového tepelného výkonu kotle bylo stanoveno množství spáleného paliva. Následně byl proveden návrh spalovací komory a tepelný výpočet ohniště, pomocí něhož byla stanovena teplota spalin na konci ohniště ($t_{ok} = 1262,51$ °C).

Před dimenzováním a tepelným výpočtem jednotlivých teplosměnných ploch byl proveden návrh teplosměnných ploch na straně média. Stěžejní část práce tvoří výpočet teplosměnných ploch řazených postupně ve směru proudění spalin. Výpočty jednotlivých oblastí jsou ověřeny tepelnou bilancí a rozdíl v tepelné bilanci oblastí nepřekračuje 2 %. Výpočet prvního svazku přehříváku je doplněn o výpočet teploty stěny trubky na výstupu páry. Na konci je ověřena odchylka tepelná bilance celého kotle, která má hodnotu $-0,177$ % splňuje toleranci $\pm 0,5$ %. Teplota spalin na výstupu z kotle je 87,22 °C, liší se nepatrně od uvažované teploty 87 °C. Teplota odchozích spalin se pohybuje dostatečně vysoko nad teplotou rosného bodu, a tedy nedochází ke kondenzaci vodní páry ve spalinách. Výsledná účinnost kotle je 96,86 % a je téměř totožná jako prvotní předpokládaná účinnost. Jako poslední je v práci sestavený diagram průběhu teploty pracovního média a spalin – tzv. pilový diagram. Práce je doplněna výkresem parního kotle představující jedinou přílohu.

19 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [2] Přehled teorie a výpočtových vztahů. *Termomechanika* [online]. [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/teorie/teorie.pdf>
- [3] MUSIL, L. Plyn ve vytápění (I). *TZB-info* [online]. 17.10.2002 [cit. 2017-04-29]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/1163-plyn-ve-vytapeni-i>
- [4] IAPWS IF97 Excel Steam Tables by Magnus Holmgren, version 2.6

20 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Rozměr	Veličina
A, B	[m]	rozměry spalínového kanálu
a	[-]	stupeň černosti proudu spalín
a_o	[-]	stupeň černosti ohniště
a_{ns}	[-]	stupeň černosti nesvítivé části plamene
a_{pl}	[-]	stupeň černosti plamene
a_{st}	[-]	stupeň černosti povrchu stěn
a_{sv}	[-]	stupeň černosti svítivé části plamene
Bo	[-]	Boltzmannovo číslo
b	[m]	rozměr druhého tahu kotle
C_s	[-]	korekční součinitel na uspořádání svazku
C_z	[-]	korekční součinitel na počet řad svazku
D	[m]	vnější průměr trubky
D_z	[m]	průměr žebra
d	[m]	vnitřní průměr trubky
d_e	[m]	ekvivalentní průměr průřezu
E	[-]	součinitel efektivnosti žebra
F	[m ²]	světlý průřez spalínového kanálu
h_h	[m]	výška hořáků
h_o	[m]	výška ohniště
h_z	[m]	výška žebra
i_1	[kJ·mN ⁻³]	entalpie vstupujících spalín
i_2	[kJ·mN ⁻³]	entalpie odcházejících spalín
I_{ok}	[kJ·mN ⁻³]	entalpie spalín na konci ohniště
i_{nv}	[kJ·kg ⁻¹]	entalpie napájecí vody
I_{np}	[kJ·mN ⁻³]	entalpie nechlazeného plamene
i_{pp}	[kJ·kg ⁻¹]	entalpie přehřáté páry
$I_{S\min}$	[kJ·mN ⁻³]	entalpie stechiometrických spalín
I_S^α	[kJ·mN ⁻³]	entalpie spalín s přebytkem vzduchu
$I_{V\min}$	[kJ·mN ⁻³]	entalpie minimálního množství vzduchu
k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
k_o	[-]	korekční součinitel pro sálání
$k \cdot p \cdot s$	[-]	optická hustota spalín
$k_s \cdot r_s$	[-]	součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
k_{sz}	[-]	součinitel zeslabení sálání částicemi sazí
l	[m]	střední délka
l_o	[m]	hloubka volného objemu

l_s	[m]	hloubka následujícího svazku
l_{str}	[m]	střední délka hlavní teplosměnné plochy
m	[-]	součinitel zaplnění ohniště svítivým plamenem
M	[kg·kmol ⁻¹]	střední zdánlivá molová hmotnost
M	[-]	součinitel průběhu teploty v ohništi
M_p	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok páry
M_{pv}	[m _N ³ ·s ⁻¹]	množství spáleného paliva
M_λ	[-]	opravný koeficient součinitele tepelné vodivosti
M_v	[-]	opravný koeficient kinematické viskozity
M_{Pr}	[-]	opravný koeficient Prandtlova čísla
n	[-]	počet trubek
n_z	[m ⁻¹]	počet žeber na 1 m
O	[m]	obvod průřezu kanálu
$O_{H_2O}^V$	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
$O_{H_2O}^S$	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	objem vodní páry po stechiometrickém spálení
$O_{SS\ min}$	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	výsledný objem suchých spalin
$O_{SV\ min}$	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	minimální objem vlhkých spalin
O_{SV}^α	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	celkový objem vlhkých spalin
$O_{VS\ min}$	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	minimální objem suchého vzduchu
$O_{VV\ min}$	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	minimální objem vlhkého vzduchu
O_x	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	objem složky spalin při stechiometrickém spálení
O_x^α	[m _N ³ ·m _N ⁻³]	objem složky spalin s přebytkem vzduchu
P	[kW]	tepelný příkon paliva
p_p	[Pa]	parciální tlak vodní páry
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
p_s	[MPa]	parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách
p_{str}	[bar]	střední tlak páry
q	[W·m ⁻¹]	měrný tepelný tok
Q	[kW]	tepelný výkon přijatý teplosměnnou plochou
Q_i^r	[kJ·m _N ⁻³]	výhřevnost paliva
$Q_{i\ red}$	[kJ·m _N ⁻³]	redukovaná výhřevnost paliva
Q_u	[kJ·m _N ⁻³]	celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi
q_v	[kW·m ⁻³]	objemové zatížení spalovací komory
Q_v	[kW]	výrobní teplo páry
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
R_m	[J·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]	univerzální plynová konstanta
r_s	[-]	objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách
s	[m]	tloušťka stěny trubky
s	[m]	efektivní tloušťka sálové vrstvy spalin

s_1	[m]	příčná rozteč svazku
s_2	[m]	podélná rozteč svazku
s_z	[m]	rozteč žeber
S	[m ²]	výhřevná plocha
S	[m ²]	průtočná plocha kanálu
S_{ir}	[m ²]	průtočný průřez trubek
S_{st}	[m ²]	projekční povrch stěn ohniště
\check{s}	[m]	rozměr druhého tahu kotle
ΔT	[°C]	střední logaritmický teplotní spád
t_1	[°C]	teplota spalin na vstupu
t_2	[°C]	teplota odcházejících spalin
t_{in}	[°C]	teplota páry na vstupu
t_k	[°C]	teplota syté páry
t_{np}	[°C]	teplota nechlazeného plamene
t_{ok}	[°C]	teplota spalin na konci ohniště
t_{out}	[°C]	teplota páry na výstupu
t_r	[°C]	teplota rosného bodu
T_S	[K]	absolutní střední teplota spalin
t_s	[°C]	teplota stěny trubky
t_{st}	[°C]	střední teplota spalin
T_Z	[K]	absolutní teplota zaneseného povrchu
t_z	[m]	tloušťka žebra
v	[m ³ ·kg ⁻¹]	měrný objem
V_o	[m ³]	objem spalovací komory
w_p	[m·s ⁻¹]	rychlost páry
w_{sp}	[m·s ⁻¹]	rychlost spalin
x	[kg·kg s.v. ⁻¹]	měrná vlhkost
x	[%]	odchylka tepelné bilance
x_h	[-]	poměrná výška hořáků v ohništi
x_{pl}	[-]	poměrná poloha maximální teploty plamene
z_1	[-]	počet řad příčně
z_2	[-]	počet řad podélně
Z_{CO}	[-]	ztráta chemickým nedopalem
Z_k	[-]	ztráta citelným teplem spalin
Z_N	[-]	nepočitatelná ztráta
Z_{sv}	[-]	ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
α	[-]	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách
α_k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla konvekcí
α_S	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin

α_{Sr}	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	redukovaný součinitel přestupu tepla
α_{sal}	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla sáláním
χ_v	[-]	podíl vodní páry
ε	[-]	součinitel zanesení trubek
φ	[%]	relativní vlhkost vzduchu
η_k	[-]	účinnost kotle
λ	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
μ	[-]	součinitel rozšíření žebra
ν	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
ρ	$[\text{kg}\cdot\text{m}_N^{-3}]$	hustota spalin
σ_1	[-]	poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	poměrná podélná rozteč
ω	[-]	součinitel omývání plochy
ξ	[-]	součinitel využití plochy
ψ	[-]	součinitel tepelné efektivity
$\psi_{\bar{z}}$	[-]	součinitel nerovnoměrného rozložení α_k
ζ	[-]	součinitel zanesení stěn ohniště

21 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1: Výkres parního kotle