



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ RDF

GRATE RDF BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Lachman

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jakub Lachman**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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

Roštový kotel na spalování RDF

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování tříděného odpadu. Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Množství vzduchu a umístění sekundárního vzduchu ve spalovací komoře je dáno dodavatelem roštu.

Parametry kotle: výkon kotle 50 t/h, tlak přehřáté páry 4,1 MPa, teplota přehřáté páry 420 °C, teplota napájecí vody 120 °C. Parametry paliva budou specifikovány v rámci práce.

Cíle diplomové práce:

Provést stechiometrický a tepelný výpočet kotle.
Provést základní rozměrový návrh kotle.
Stanovit dosaženou účinnost kotle.
Vypracovat základní schema kotle.

Seznam doporučené literatury:

ČERNÝ, Václav, Břetislav JENEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83.

DLOUHÝ, Tomáš: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80--1-03757-7.

BUDAJ, Florian: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983.

BALÁŠ, Marek: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem kotle na spalování RDF o zadaném výkonu a výstupních parametrech přehřáté páry. Úvod práce tvoří přípravné stechiometrické výpočty a stanovení tepelné účinnosti pomocí nepřímé metody. Hlavní část práce potom tvoří rozměrový návrh teplosměnných ploch a jejich tepelný výpočet. V závěru je uvedena kontrola tepelné bilance a také kontrola chlorové koroze, která se předpokládá z důvodu vyššího obsahu chloru v palivu. Součástí práce je i základní schéma navrženého zařízení.

Klíčová slova

Roštový kotel, spalování RDF, tepelný výpočet, vysokoteplotní chlorová koroze

ABSTRACT

The master's thesis deals with the design of a boiler for RDF combustion, based on the required power output and superheated steam parameters. The first part of the thesis focuses on combustion calculations. Boiler efficiency is also calculated in this chapter, using the heat balance efficiency method. The main part of the thesis consists of dimensional design and heat transfer calculations. The precision of the calculations is checked at the end of the thesis along with the chlorine corrosion, which is considered because of the higher amount of chlorine in the fuel. The thesis comes with a basic schematic of the designed boiler.

Key words

Grate boiler, RDF combustion, heat transfer calculations, high-temperature chlorine corrosion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LACHMAN, Jakub. *Roštový kotel na spalování RDF*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116899>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

PROHLÁŠENÍ

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

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za vedení při vypracování této diplomové práce, dále také Ing. Pavlu Křemínskému za mnoho cenných rad a připomínek a veškerý čas, který mi věnoval během odborných konzultací. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za podporu během celého studia.

OBSAH

ÚVOD.....	13
1 PROVEDENÍ KOTLE	14
2 PŘÍPRAVNÉ VÝPOČTY	15
2.1 Přepočet paliva.....	15
2.2 Stechiometrické výpočty.....	15
2.3 Součinitel přebytku vzduchu a skutečné množství vzduchu a spalin	17
2.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování	18
3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE	20
3.1 Teplo přivedené do kotle	20
3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	20
3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem)	20
3.2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	21
3.2.3 Ztráta sdílením tepla do okolí.....	22
3.2.4 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem)	23
3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta).....	23
3.2.6 Tepelná účinnost kotle.....	23
3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva.....	23
4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	24
4.1 Návrh rozměrů ohniště.....	24
4.2 Výpočet adiabatické teploty plamene	26
4.3 Tepelný výpočet ohniště	27
5 NÁVRH KONVEKČNÍCH PLOCH	32
5.1 Přehřívák P3.....	32
5.2 Přehřívák P2.....	33
5.3 Přehřívák P1	34
5.4 Závěsné trubky	35
5.5 Výparník	35
5.6 Ekonomizér	36
5.7 Celkový tepelný výkon	36
6 NÁVRH II. TAHU	37
6.1 Návrh rozměrů	37
6.2 Tepelný výpočet.....	39
7 NÁVRH III. TAHU.....	42

7.1	Délka III. tahu.....	43
7.2	Rozměry závěsných trubek	44
7.3	Obratová komora.....	45
7.3.1	Membránová stěna	46
7.3.2	Příčné závěsné trubky	48
7.3.3	Podélné závěsné trubky.....	52
7.3.4	Výstupní teplota spalin.....	55
7.4	Úsek s přehřívákem P2.....	56
7.4.1	Přehřívák P2	58
7.4.2	Membránová stěna	62
7.4.3	Závěsné trubky	63
7.4.4	Výstupní teplota spalin.....	65
7.5	Úsek s přehřívákem P3	66
7.5.1	Přehřívák P3	67
7.5.2	Membránová stěna	71
7.5.3	Závěsné trubky	73
7.5.4	Výstupní teplota spalin.....	75
7.6	Úsek s přehřívákem P1	76
7.6.1	Přehřívák P1	77
7.6.2	Membránová stěna	81
7.6.3	Závěsné trubky	82
7.6.4	Výstupní teplota spalin.....	84
7.7	Úsek s ekonomizérem E8	85
7.7.1	Ekonomizér E8.....	86
7.7.2	Membránová stěna	90
7.7.3	Závěsné trubky	91
7.7.4	Výstupní teplota spalin.....	93
7.8	Úsek s ekonomizérem E7	94
7.8.1	Ekonomizér E7.....	95
7.8.2	Membránová stěna	99
7.8.3	Závěsné trubky	100
7.8.4	Výstupní teplota spalin.....	103
8	NÁVRH IV. TAHU	104
8.1	Návrh rozměrů.....	104

8.2	Tepelný výpočet.....	106
9	OHŘÍVÁK VZDUCHU	108
9.1	Návrh rozměrů	108
9.2	Tepelný výpočet.....	111
10	KONTROLA TEPELNÉ BILANCE.....	115
10.1	Odchylna od tepelné bilance	115
10.2	Pilový diagram	116
11	NÁVRH ROZMĚRŮ BUBNU	117
12	KONTROLA CHLOROVÉ KOROZE	118
	ZÁVĚR.....	121
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	122
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	123
	SEZNAM OBRÁZKŮ	128
	SEZNAM TABULEK	129
	SEZNAM PŘÍLOH	130

ÚVOD

Energetické využití odpadu je společně s recyklováním vhodnou alternativou skládkování. Na základě trendů v některých zemích EU (Dánsko, Nizozemsko, Německo, Rakousko atd.) lze předpokládat jeho stále významnější roli. Plán odpadového hospodářství ČR také počítá s výrazným omezením skládkování do roku 2024 a jeho nahrazením právě opětovným a energetickým využitím odpadu. [3]

V ČR se v současnosti nacházejí čtyři zařízení na energetické využití odpadu. Ve všech je spalován směsný komunální odpad, tzn. v takové formě v jaké je vyprodukován, s minimální úpravou před samotným spalováním. Značnou část odpadu pak tvoří látky nevhodné pro spalování nebo se v něm mohou nacházet pevné předměty, které mohou ohrozit chod zařízení. Odpad je z hlediska složení také značně nehomogenní, tzn. že jeho vlastnosti jako je vlhkost a výhřevnost mohou výrazně kolísat, což způsobuje provozní problémy.

V diplomové práci je navrženo zařízení na spalování RDF. RDF (refuse derived fuel) je označení pro komunální odpad, který je před samotným spalováním upraven. Tím se zajistí zvýšení homogenity, a tedy i omezení kolísání vlastností, snížení vlhkosti a zvýšení výhřevnosti. Samotná úprava se skládá z několika procesů, z nichž ne všechny musí být použity. Patří mezi ně třídění a mechanická separace, redukce velikosti jednotlivých složek drcením, sekáním a mletím, síťování, promíchání, sušení a peletizace. [4]

Výhodami zařízení na spalování RDF jsou pak vyšší stabilita spalování, menší kolísání výkonu, vyšší tepelná účinnost díky větší výhřevnosti paliva, menší produkce škodlivých emisí.

Návrh zařízení v diplomové práci probíhal podle metodiky popsané v [1] (pokud není uvedeno jinak) a odborných konzultací. Všechny výpočty byly provedeny v programu MS Excel, který umožňuje zaokrouhlení vypočtených hodnot až na 15 desetinných míst. Vypočtené hodnoty jsou v práci z praktického hlediska zaokrouhleny na menší počet desetinných míst, ale samotný výpočet je pro větší přesnost proveden s počtem platných desetinných míst programu.

1 PROVEDENÍ KOTLE

Kotel je koncipován jako bubnový s přirozeným oběhem parovodní směsi ve výparníku. Je tvořen čtyřmi tahy, přičemž první tři tahy jsou chlazeny membránovou stěnou výparníku a čtvrtý tah tvoří nechlazená plechová šachta. Kotel je proveden jako samonosný, tzn. že je postaven na nosné ocelové konstrukci pod zavodňovacím komorovým rámem výparníku. Jmenovitý výkon kotle je 50 t/h s výstupními parametry přehřáté páry 420 °C a 4,1 MPa, teplota napájecí vody je 120 °C.

Zadané palivo je specifické vyšším obsahem chloru, čemuž byla celá koncepce přizpůsobena tak, aby byly zajištěny jak podmínky plynoucí z legislativy, tak i dostatečná ochrana kotle před nepříznivými vlivy spalování, jako je chlorová koroze.

Spalování paliva probíhá na roštu, který je pod kotlem uložen na vlastní nosné konstrukci a chlazen primárním vzduchem. Zvolen byl protiběžný přesuvný rošt s pohazováním paliva. Jeho výhodou v porovnání s např. vratisuvným rostem, který byl také zvažován, je vyšší plošné zatížení, z čehož plynou i menší rozměry spalovací komory. Velká část paliva také shoří ve vzhledu ještě než dopadne na rošt. Dle [4] je značné množství materiálů obsažených v odpadech lehce a rychle spalitelné, což se právě u tohoto provedení příznivě projeví. Na roštu pak dohořívají pouze větší kusy paliva a těžce spalitelné příměsi. K přívodu paliva na rošt slouží podávací šnekové dopravníky, na které navazují pneumatické pohazovače. Rošt se pohybuje od zadní stěny k čelní a dopravuje škváru do mokrého vynašeče.

Nad rostem se nachází spalovací komora, v jejíž čelní a zadní stěně jsou ve čtyřech úrovních rozmístěny trysky sekundárního vzduchu. Spalovací komora je ve spodní části opatřena šamotovou vyzdívkou pro zajištění dostatečné teploty spalin na rozklad sloučenin chloru a organických látek. Toto opatření má také přímý vliv na stabilitu spalování a potlačení produkce CO.

Za spalovací komorou je zařazen prázdný druhý tah, aby došlo k dostatečnému vychlazení spalin před vstupem do přehříváků. Mezi druhým a třetím tahem je umístěna výsypka, která slouží k odloučení části popílku z úletu. Popílek je z výsypky dopravován šnekovým dopravníkem zpět do ohniště, kde dojde k vyhoření nespálené hořlaviny.

Třetí tah je tvořen čtyřmi svazky přehříváků a dvěma svazky ekonomizéru. Jednotlivé svazky jsou zavěšeny na chlazených závěsných trubkách, kterými proudí sytá pára z bubnu. Výstupní teplota páry je regulována dvěma vstříky napájecí vody. První je umístěn mezi přehříváky P1 a P2, druhý potom mezi přehříváky P2 a P3, přičemž P3 je výstupní přehřívák.

Čtvrtý tah je tvořen nechlazenou plechovou šachtou, v které jsou na nechlazených závěsech umístěny zbývající svazky ekonomizéru. Konvekční svazky obou tahů jsou tvořeny hladkými trubkami, které jsou pro snížení zanášení umístěny za sebou. Mezi jednotlivými svazky jsou potom umístěny průlezy pro kontrolu a případnou údržbu a parní ofukovače pro čištění trubek.

Primární vzduch je ohříván mimo kotel vodou z ekonomizéru. Ohřívák vzduchu je tvořen žebrovanými trubkami ve vystřídání uspořádání pro dosažení co nejintenzivnějšího přenosu tepla a snížení potřebné teplosměnné plochy.

2 PŘÍPRAVNÉ VÝPOČTY

Před samotným tepelným výpočtem kotle byly provedeny stechiometrické výpočty ke stanovení objemu a entalpie vzduchu a spalin. Všechny hodnoty jsou vztaženy na 1 kg spáleného paliva. Objem byl ve výpočtech uvažován při normálních podmínkách, tj. při teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa.

2.1 Přepočet paliva

Zadané složení paliva je uvedeno v tabulce 2.1, obsah vody v původním vzorku je 25 % a obsah popelovin v bezvodém stavu je 14,29 %. Při stechiometrických výpočtech se vychází ze složení paliva v hmotnostních podílech pro původní stav. Proto bylo nejprve zadané složení paliva přepočteno.

Obsah popela v původním stavu:

$$A^r = A^d \cdot \left(\frac{100 - W^r}{100} \right) = 14,29 \cdot \left(\frac{100 - 25}{100} \right) = 10,72 \% \quad (2.1)$$

Obsah uhlíku v původním stavu:

$$C^r = C^{daf} \cdot \left(\frac{100 - W^r - A^r}{100} \right) = 61,82 \cdot \left(\frac{100 - 25 - 10,72}{100} \right) = 39,74 \% \quad (2.2)$$

Pro zbývající prvky (H, S, N, O a Cl) byl přepočet proveden obdobně a výsledky jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 2.1 Prvkové složení zadaného a původního stavu paliva

	Zadaný stav paliva (daf) [%]	Původní stav paliva (r) [%]
C	61,82	39,74
N	1,19	0,76
S	0,29	0,19
O	27,40	17,61
H	8,10	5,21
Cl	1,20	0,77

2.2 Stechiometrické výpočty

Cílem stechiometrických výpočtů je stanovit minimální množství vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva a množství suchých spalin tímto vzniklých.

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2, min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r_{prch}}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (2.3)$$

$$O_{O_2, min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{39,74}{12,01} + \frac{5,21}{4,032} + \frac{0,19}{32,06} - \frac{17,61}{32} \right) = 0,9081 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Kde S^r_{prch} je obsah prchavé složky síry v původním palivu, který je schopný oxidace. Při výpočtu byl uvažován celkový obsah síry, protože podíl prchavé složky nebyl z prvkového rozboru znám. Obsah síry v palivu je navíc minimální, proto se tímto zanedbáním nedopustilo vážnější chyby.

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ,min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2,min} = \frac{100}{21} \cdot 0,9081 = 4,3241 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.4)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ,min} = f \cdot O_{VZ,min}^S = 1,016 \cdot 4,3241 = 4,3933 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.5)$$

Kde f je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 Nm³ suchého vzduchu. Dle [2] je možno volit 1,016 pro běžné klimatické podmínky, tj. relativní vlhkost $\varphi = 70 \%$ a teplota $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Minimální množství suchých spalin vznikne dokonalým spálením 1 kg paliva bez přebytku vzduchu, tedy při $\alpha = 1$, a bylo určeno následovně:

$$\begin{aligned} O_{SP,min}^S &= O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \\ O_{SP,min}^S &= 0,7379 + 0,0013 + 3,3811 + 0,0398 = 4,16 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.6)$$

kde objem CO₂ ve spalinách byl vypočten jako:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ,min}^S \quad (2.7)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{39,74}{12,01} + 0,0003 \cdot 4,3241 = 0,7379 \text{ m}^3/\text{kg}$$

objem SO₂:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,19}{32,06} = 0,0013 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.8)$$

objem dusíku:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ,min}^S \quad (2.9)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,76}{28,016} + 0,7805 \cdot 4,3241 = 3,3811 \text{ m}^3/\text{kg}$$

objem argonu, který zahrnuje i další vzácné plyny ve vzduchu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ,min}^S = 0,0092 \cdot 4,3241 = 0,0398 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.10)$$

Objem vodní páry v minimálním množství vlhkých spalin:

$$O_{H_2O,min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{17,016} + (f - 1) \cdot O_{VZ,min}^S \quad (2.11)$$

$$O_{H_2O,min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{5,21}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{25}{17,016} + (1,016 - 1) \cdot 4,3241$$

$$O_{H_2O,min} = 0,9586 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{SP,min} = O_{SP,min}^S + O_{H_2O,min} = 4,16 + 0,9586 = 5,1185 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.12)$$

2.3 Součinitel přebytku vzduchu a skutečné množství vzduchu a spalin

Součinitel přebytku vzduchu je pro roštová ohniště dán typem roštu a obsahem popela v sušině. Po odborné konzultaci byl pro daný rošt zvolen přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$.

Skutečné množství vzduchu s přebytkem $\alpha = 1,3$ je tedy:

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZ,min} = 1,3 \cdot 4,3933 = 5,7113 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (2.13)$$

Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu:

$$\begin{aligned} O_{SP} &= O_{SP,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ,min} \\ O_{SP} &= 5,1185 \cdot (1,3 - 1) \cdot 5,7113 = 6,4365 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Pro výpočet ohniště a součinitelů přestupu tepla sáláním navazujících teplosměnných ploch byla určena objemová část tříatomových plynů a koncentrace popílku ve spalinách.

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,0013 + 0,7379}{6,4365} = 0,1148 \quad (2.15)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,9793}{6,4365} = 0,1522 \quad (2.16)$$

kde

$$\begin{aligned} O_{H_2O} &= O_{H_2O,min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZ,min}^S \\ O_{H_2O} &= 0,9586 + (1,016 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 4,3241 = 0,9793 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Celková objemová část tříatomových plynů ve spalinách:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1148 + 0,1522 = 0,2670 \quad (2.18)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10,72}{6,4365} \cdot \frac{40}{100} = 6,6604 \text{ g/m}^3 \quad (2.19)$$

kde x_p je procento popela v úletu. Po odborné konzultaci bylo zvoleno 40 %.

2.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva je dána objemem jednotlivých složek spalin a jejich entalpií. Hodnoty entalpií produktů spalování a vlhkého vzduchu jsou zobrazeny v následující tabulce. Měrná entalpie vlhkého vzduchu v tabulce je vztažena na kg vzduchu suchého.

Tab. 2.2 Hodnoty měrných entalpií složek spalin a vlhkého vzduchu [2]

Teplota [°C]	Měrné entalpie složek spalin a vzduchu [kJ/Nm ³]					
	CO ₂	SO ₂	N ₂	H ₂ O	Ar	Vzduch
0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	39,1	23,32	32,57
100	170	191,2	129,5	150,6	93,07	132,3
200	357,5	394,1	259,9	304,5	186	266,2
300	558,8	610,4	392,1	462,8	278,8	402,5
400	771,9	836,5	526,7	625,9	371,7	541,7
500	994,4	1070	664	794,5	464,7	684,1
600	1225	1310	804,3	968,8	557,3	829,6
700	1462	1554	947,3	1149	650,2	978,1
800	1705	1801	1093	1335	743,1	1129
900	1952	2052	1241	1526	835,7	1283
1000	2203	2304	1392	1723	928,2	1439
1100	2458	2540	1544	1925	1020	1597
1200	2716	2803	1698	2132	1114	1756
1300	2976	3063	1853	2344	1207	1916

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva pro $t = 500 \text{ °C}$:

$$\begin{aligned} I_{SP} &= I_{SP,min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ,min} + I_p \\ I_{SP} &= 3760,2 + (1,3 - 1) \cdot 2958,1 + 0 = 4647,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (2.20)$$

kde $I_{SP,min}$ je entalpie spalin při $\alpha = 1$

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

$$I_{SP,min} = 0,7379 \cdot 994,4 + 0,0013 \cdot 1070 + 3,3811 \cdot 664 +$$

$$+ 0,9586 \cdot 794,5 + 0,0398 \cdot 464,7 = 3760,2 \text{ kJ/kg}$$

$I_{VZ,min}$ je entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{VZ,min} = O_{VZ,min}^S \cdot i_{VZ,min} = 4,3241 \cdot 684,1 = 2958,1 \text{ kJ/kg} \quad (2.22)$$

a I_p je entalpie popílku, která se podle [1] uvažuje jen pokud je splněna nerovnost:

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} \quad (2.23)$$

$$10,72 > \frac{6 \cdot 12000}{41,8 \cdot 40}$$

$$10,72 > 43,06$$

Výše uvedená podmínka splněna není, proto $I_p = 0$. Ukázkový výpočet byl proveden pro teplotu 500 °C. Pro ostatní tabelované teploty a součinitel přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$ jsou hodnoty entalpií uvedeny níže.

Tab. 2.3 Entalpie spalin pro přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$ v závislosti na teplotě

Teplota t [°C]	$I_{SP,min}^t$ [kJ/kg]	$I_{VZ,min}^t$ [kJ/kg]	I_{SP} [kJ/kg]
0	0	0	0
25	179,2	140,8	221,4
100	711,6	572,1	883,2
200	1442,3	1151,1	1787,6
300	2193,5	1740,4	2715,7
400	2966,2	2342,4	3668,9
500	3760,2	2958,1	4647,6
600	4575,8	3587,3	5651,9
700	5410,9	4229,4	6680
800	6265,1	4881,9	7730
900	7134,8	5547,8	8799,2
1000	8023,4	6222,4	9890,1
1100	8923,1	6905,6	10994,7
1200	9836,6	7593,1	12114,5
1300	10759,8	8285	13245,2

3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Cílem tepelné bilance je stanovit účinnost kotle a spotřebu paliva pro dosažení požadovaného tepelného výkonu.

3.1 Teplo přivedené do kotle

Pro určení účinnosti je třeba znát tepelný příkon kotle. Ten se vyjádří z celkového tepla přivedeného do kotle vztaženého na 1 kg paliva daného vzorcem:

$$Q_P^P = Q_i^r + i_p = 12000 + 37,9 = 12037,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.1)$$

kde i_p je fyzické teplo paliva. Pokud není palivo ohříváno cizím zdrojem, uvažuje se jen u paliv s obsahem vody:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \quad (3.2)$$

$$25 \geq \frac{12000}{4,19 \cdot 150}$$

$$25 \geq 19,09$$

Výše uvedená podmínka je splněna. Teplota paliva se potom uvažuje 20 °C a fyzické teplo paliva bylo určeno jako:

$$i_p = c_p \cdot t_p = 1,895 \cdot 20 = 37,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.3)$$

Měrná tepelná kapacita paliva c_p je dána obsahem vody a sušiny a jejich měrnými tepelnými kapacitami:

$$c_p = c_w \frac{W_t^r}{100} + c_{su} \frac{100 - W_t^r}{100} = 4,19 \cdot \frac{25}{100} + 1,13 \cdot \frac{75}{100} = 1,895 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (3.4)$$

Měrná tepelná kapacita sušiny byla na základě konzultace volena 1,13 kJ/Kg·K, což odpovídá hodnotě pro hnědé uhlí, které je výhřevnostně nejbližší zadanému palivu.

3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

Účinnost kotle byla určena nepřímou metodou. Pro snížení ztráty mechanickým nedopalem je popílek zachycený ve výsypce mezi druhým a třetím tahem zaváděn šnekovým dopravníkem zpět do ohniště.

3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem)

Byla určena jako suma dílčích ztrát mechanickým nedopalem:

$$z_c = z_{cs} + z_{cp} + z_{cú} = 0,5386 + 0,9675 + 1,9349 = 3,441 \% \quad (3.5)$$

Kde z_{cs} je ztráta ve škváře, tj. tuhých zbytcích zachycených v ohništi, z_{cp} je ztráta v popílku zachyceném ve výsypce čtvrtého tahu a $z_{cú}$ je ztráta v úletu, tedy tuhých zbytcích odcházejících z kotle. Jednotlivé ztráty byly určeny podle vztahu:

$$z_{ci} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \quad (3.6)$$

C_i je procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků a X_i je procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků vztaženo k hmotě popela v palivu. Hodnoty byly voleny na základě konzultace. Q_{ci} je výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků. Průměrná výhřevnost spalitelných látek ve zbytcích činí dle [1] 32600 kJ/kg.

Ztráta mechanickým nedopalem ve škváře:

$$z_{cs} = \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{10,72}{12037,9} \cdot 32600 = 0,5386 \% \quad (3.6.1)$$

Ztráta mechanickým nedopalem v popílku ve výsypce čtvrtého tahu:

$$z_{cp} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{10,72}{12037,9} \cdot 32600 = 0,9675 \% \quad (3.6.2)$$

Ztráta mechanickým nedopalem v úletu:

$$z_{cú} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{20}{100} \cdot \frac{10,72}{12037,9} \cdot 32600 = 1,9349 \% \quad (3.6.3)$$

3.2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Byla určena obdobně jako ztráta mechanickým nedopalem jako suma dílčích ztrát fyzickým teplem:

$$z_f = z_{fs} + z_{fp} + z_{fú} = 0,2088 + 0,0199 + 0,0357 = 0,2644 \% \quad (3.7)$$

Kde jednotlivé složky jsou analogické složkám ztráty mechanickým nedopalem a byly určeny ze vztahu:

$$z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (3.8)$$

Teplota t_i uvažovaného druhu tuhých zbytků byla volena na základě konzultace 400 °C pro škváru a 160 °C pro popílek ve výsypce čtvrtého tahu a úlet. Měrná tepelná kapacita tuhých zbytků popela byla pro tyto teploty určena dle [1] jako 0,9039 kJ/Kg·K, a 0,8313 kJ/Kg·K. Popílek, který je do ohniště vracen z výsypky mezi druhým a třetím tahem, byl zahrnut do ztrát v poměru 3:3:4 pro škváru, popílek ve výsypce čtvrtého tahu a úlet.

Ztráta fyzickým teplem škváry:

$$z_{fs} = \left(\frac{60}{100 - 3} + \frac{3}{100} \right) \cdot \frac{10,72}{12037,9} \cdot 0,9039 \cdot 400 = 0,2088 \% \quad (3.8.1)$$

Kde člen 3/100 představuje popílek, který je vrácen z výsypky mezi druhým a třetím tahem a pro který u škváry platí $X_i = 3 \%$ a $C_i = 0$.

Ztráta fyzickým teplem popílku ve výsypce čtvrtého tahu:

$$z_{fp} = \left(\frac{10}{100 - 25} + \frac{3}{100} \right) \cdot \frac{10,72}{12037,9} \cdot 0,8313 \cdot 160 = 0,0199 \% \quad (3.8.2)$$

Ztráta fyzickým teplem popílku v úletu:

$$z_{fú} = \left(\frac{20}{100 - 25} + \frac{4}{100} \right) \cdot \frac{10,72}{12037,9} \cdot 0,8313 \cdot 160 = 0,0357 \% \quad (3.8.3)$$

3.2.3 Ztráta sdílením tepla do okolí

Pro výpočet ztráty sdílením tepla do okolí byla na základě konzultace zvolena jiná metodika než je uvedena v [1].

Ztráta sdílením tepla do okolí:

$$z_s = \frac{Q_{RC}}{Q_N} = \frac{0,4036}{38,2297} = 1,0558 \% \quad (3.9)$$

kde Q_{RC} představuje ztrátové teplo kotle [MW] a bylo určeno ze vztahu:

$$Q_{RC} = Q_N^{0,7} \cdot c = 38,2297^{0,7} \cdot 0,0315 = 0,4036 \text{ MW} \quad (3.10)$$

Konstanta c závisí na ploše kotle a kvalitě paliva a na základě konzultace byla volena její hodnota pro hnědé uhlí 0,0315, které se výhřevností nejvíce blíží spalovanému palivu.

Q_N ve výše uvedených rovnicích představuje tepelný výkon kotle daný vztahem:

$$Q_N = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = \frac{50}{3,6} \cdot (3259,77 - 507,24) = 38,2297 \text{ MW} \quad (3.11)$$

Kde: M_{pp} – požadovaný parní výkon kotle [kg/s]

i_{pp} – entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle ($t = 420 \text{ }^\circ\text{C}$, $p = 4,1 \text{ MPa}$) [kJ/kg]

i_{nv} – entalpie napájecí vody ($t = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, $p = 5,1 \text{ MPa}$) [kJ/kg]

3.2.4 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem)

Tato ztráta dosahuje obvykle velmi malých hodnot a dle [2] je možné ji při návrhu nových zařízení zcela zanedbat. Při spalování paliv s nižší výhřevností a nižší teplotou plamene ztráta roste, proto byla na základě konzultace volena hodnota $z_{co} = 0,05 \%$.

3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Jedná se o nejvýznamnější ztrátu kotle, která výrazně ovlivňuje jeho účinnost. Byla určena ze vztahu:

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_P^P} \quad (3.12)$$

$$z_k = (100 - 3,441) \cdot \frac{1425,86 - 220,46}{12037,9} = 9,6688 \%$$

Kde I_{VZ} je entalpie vzduchu s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,3$ za kotlem při teplotě okolí $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Entalpie spalin I_{SP} byla odečtena z tabulky 2.3 pro teplotu $160 \text{ }^\circ\text{C}$ lineární interpolací. Teplota odchozích spalin $160 \text{ }^\circ\text{C}$ byla zvolena na základě konzultace. S klesající teplotou spalin klesá i komínová ztráta, ale naopak roste riziko vzniku nízkoteplotní koroze na posledních teplosměnných plochách kotle. Navržená vyšší teplota spalin bere v potaz jak navazující části spalinového traktu, tak i možnost provozu kotle při dílčích výkonech, kdy může teplota spalin výrazně poklesnout.

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Tepelná účinnost se určí pomocí výše vypočtených ztrát jako:

$$\eta_k = 100 - \sum z_i \quad (3.13)$$

$$\eta_k = 100 - (3,441 + 0,2644 + 1,0558 + 0,05 + 9,6688) = 85,52 \%$$

3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

Množství odluhu z bubnu je dle konzultace pod 2% . Podle [1] je možné jej při výpočtu proto zanedbat a výrobní teplo páry se potom určí stejně jako tepelný výkon kotle ze vztahu 3.11 a tedy:

$$Q_V = M_{PP} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = \frac{50}{3,6} \cdot (3259,77 - 507,24) = 38229,7 \text{ kW} \quad (3.14)$$

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_P^P \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{38229,7}{12037,9 \cdot \frac{85,52}{100}} = 3,713 \text{ kg/s} \quad (3.15)$$

Skutečně spálené (výpočtové) množství paliva:

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 3,714 \cdot \left(1 - \frac{3,441}{100}\right) = 3,586 \text{ kg/s} \quad (3.16)$$

4 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Výpočet spalovací komory zahrnuje návrh rozměrů ohniště a výstupního okna, výpočet adiabatické teploty plamene a teploty na výstupu z ohniště a množství tepla odebraného membránovou stěnou výparníku.

4.1 Návrh rozměrů ohniště

Průřez spalovací komory se odvíjí od plošného zatížení roštu, které by se pro zvolený typ roštu mělo dle odborné konzultace volit v rozmezí 1,8 – 2,2 MW/m². Předběžně bylo zvoleno 2 MW/m². Plošné zatížení roštu je dáno vztahem:

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_{ro}} \quad (4.1)$$

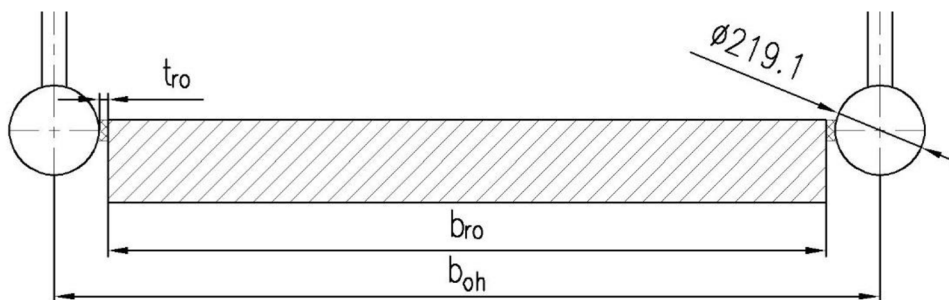
Pro plochu roštu tedy platí:

$$S_{ro} = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{3,714 \cdot 12000}{2} = 22,285 \text{ m}^2 \quad (4.1.1)$$

Spalovací komoru tvoří membránová stěna. Ta se skládá z varných trubek o vnějším průměru 60,3 mm s roztečí 90 mm. Délka spalovací komory musí tedy být násobkem rozteče varných trubek a byla zvolena shodně s aktivní délkou roštu 5,31 m. Šířka roštu byla určena jako:

$$b_{ro} = \frac{S_{ro}}{a_{ro}} = \frac{22,285}{5,31} = 4,20 \text{ m} \quad (4.2)$$

Šířka spalovací komory b_{oh} je oproti šířce roštu b_{ro} na obou stranách větší o poloměr nosné zavodňovací komory membránové stěny a těsnění t_{ro} (znázorněno na obrázku níže). Průměr nosné zavodňovací komory D_{zk} byl zvolen 219,1 mm a tloušťka těsnění 20 mm.

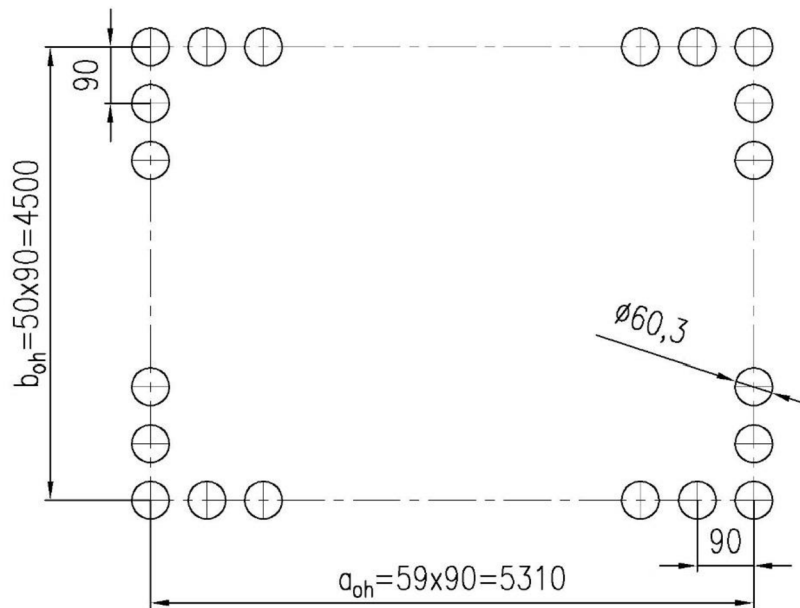


Obr. 4.1 Schéma umístění roštu ve spalovací komoře

Z výše uvedeného byla určena minimální šířka spalovací komory jako:

$$b_{oh} = b_{ro} + D_{zk} + 2 \cdot t_{ro} = 4,20 + 0,2191 + 2 \cdot 0,02 = 4,46 \text{ m} \quad (4.3)$$

S ohledem na to, že šířka spalovací komory musí být násobkem rozteče varných trubek a tloušťka těsnění by dle odborné konzultace neměla být menší než 20 mm, byla zvolena skutečná šířka spalovací komory $b_{oh} = 4,5 \text{ m}$. Skutečná tloušťka těsnění byla následně určena z rovnice (4.3) jako 40 mm.



Obr. 4.2 Schéma půdorysu spalovací komory

Výška spalovací komory se odvíjí od technických podmínek provozu stacionárních zdrojů tepelně zpracovávajících odpad, které jsou dány přílohou č. 4 k vyhlášce č. 415/2012 Sb. Tyto podmínky nařizují, aby odpadní plyn za posledním přívodem spalovacího vzduchu byl řízeným způsobem ohřát ve všech místech profilu toku na teplotu nejméně 850 °C po dobu nejméně dvou sekund. [5]

Z tohoto důvodu byla tedy určena minimální potřebná dráha spalin v ohništi jako:

$$l_{SP} = w_{SP} \cdot t_{min} = 7,05 \cdot 2 = 14,1 \text{ m} \quad (4.4)$$

Kde w_{SP} je rychlost spalin v ose rychlostního profilu. Ten totiž není v průtočném průřezu konstantní, a právě v ose profilu je rychlost proudění podstatně vyšší než je rychlost střední. Pro rychlost v ose proudu byl na základě konzultace zvolen koeficient $k = 1,5$:

$$w_{SP} = w_{SP}^{stř} \cdot k = 4,7 \cdot 1,5 = 7,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

Střední rychlost proudu spalin byla určena ze vztahu:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{S_{oh}} = \frac{M_{SP}^{skut}}{a_{oh} \cdot b_{oh}} = \frac{112,37}{5,31 \cdot 4,5} = 4,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

kde skutečný objemový průtok spalin byl vypočten jako:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (4.7)$$

$$M_{SP}^{skut} = 23,08 \cdot \left(\frac{1056,6 + 273,15}{273,15} \right) = 112,37 \text{ m}^3/\text{s}$$

objemový průtok spalín pro normální podmínky je dán vztahem:

$$M_{SP} = M_{PV} \cdot O_{SP} = 3,586 \cdot 6,4365 = 23,08 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.8)$$

a střední teplota spalín byla určena z adiabatické teploty plamene a teploty na konci ohniště:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_a + t_{ok}}{2} = \frac{1254,2 + 859}{2} = 1056,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.9)$$

Teplota na výstupu z ohniště byla pro dosažení co nejmenších rozměrů ohniště volena i s jistotou rezervou jako 859 °C a její hodnota byla následně ověřena v kapitole 4.3. Adiabatická teplota plamene byla určena v kapitole 4.2

Poslední trysky sekundárního vzduchu jsou umístěny 4 metry nad roštem, což by dle odborné konzultace mělo zajistit dokonalé vyhoření plynných složek hořlaviny. Od tohoto místa by spaliny měly proudit dalších 14,1 metru nad teplotou 850 °C. Po uvážení zakřivení proudu spalín před vstupem do výstupního okna a 9° teplotní rezervy na výstupu z ohniště byla výška ohniště zvolena $h_{oh} = 18 \text{ m}$.

Zadní stěna ohniště je nahoře zakončena sběrnou komorou, přechod mezi ohništěm a druhým tahem je tedy tvořen pouze oknem. Mříž by z důvodu vysokého zanášení popelem byla z provozního hlediska nevhodná. Doporučená rychlost proudění spalín výstupním oknem je 7 m/s. Výška okna byla tedy určena jako:

$$h_{ok} = \frac{M_{SP}^{ok}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{ok} + 273,15}{273,15} \right)}{w_{SP} \cdot b_{oh}} \quad (4.10)$$

$$h_{ok} = \frac{23,08 \cdot \left(\frac{859 + 273,15}{273,15} \right)}{7 \cdot 4,5} = 3 \text{ m}$$

4.2 Výpočet adiabatické teploty plamene

Pro určení adiabatické teploty plamene bylo nejprve třeba stanovit užitečné teplo uvolněné v ohništi podle vztahu:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{co} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{vz} \quad (4.11)$$

$$I_u = 12037,9 \cdot \frac{100 - 0,05 - 3,441 - 0,199}{100 - 3,441} + 720,06 = 12726,91 \text{ kJ/kg}$$

Pro tuto entalpii a přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$ byla z tabulky 2.3 lineární interpolací odečtena adiabatická teplota plamene $t_a = 1254,2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Q_{VZ} v rovnici 4.11 představuje teplo přivedené do ohniště se vzduchem. Vzduch přiváděný do kotle se dělí na primární, sekundární a pohazovací. Primární vzduch je mimo kotel ohříván na 190 °C vodou z ekonomizéru a tvoří 45 % celkového množství. Sekundární a pohazovací vzduch se přivádí o teplotě 20 °C a tvoří 45 %, a 10 % celkového množství vzduchu. Celkové teplo přivedené se vzduchem bylo určeno následovně:

$$\begin{aligned} Q_{VZ} &= \alpha \cdot (0,45 \cdot I_{VZ,min}^{190^{\circ}C} + 0,55 \cdot I_{VZ,min}^{20^{\circ}C}) \\ Q_{VZ} &= 1,3 \cdot (0,45 \cdot 1093,17 + 0,55 \cdot 112,67) = 720,06 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Entalpie vzduchu byly odečteny z tabulky 2.3.

4.3 Tepelný výpočet ohniště

V prvním kroku tepelného výpočtu byla zvolena teplota na konci ohniště $t_{ok} = 859$ °C. Následně byl proveden samotný tepelný výpočet a určena skutečná hodnota výstupní teploty. Ta však vycházela výrazně nižší než je teplota volená. Pro zvýšení výstupní teploty, a tedy i splnění legislativních podmínek bylo spodních 8,4 metru spalovací komory pokryto šamotovou vyzdívkou. To sníží množství tepla odebrané membránovou stěnou ohniště a tím zvýší výstupní teplotu na požadovanou hodnotu.

Skutečná teplota na výstupu z ohniště byla určena z Gurvičova poloempirického vztahu (4.13) za pomoci čtyř podobnostních charakteristik, a to:

- adiabatické teploty plamene t_a [°C] z kapitoly 4.2
- součinitele M [-] z rovnice (4.14)
- Boltzmannova čísla B_o [-] z rovnice (4.15)
- stupně černosti ohniště a_o [-] z rovnice (4.22)

$$t_{ok}^{skut} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (4.13)$$

$$t_{ok}^{skut} = \frac{1254,2 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,8362}{2,0083}\right)^{0,6}} - 273,15 = 859,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Součinitel M

Pro spalování tuhých paliv v roštových ohništích platí vztah:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o = 0,59 \quad (4.14)$$

kde x_o vyjadřuje poměrnou výšku maximální hodnoty teploty plamene. Dle [1] pro roštová ohniště s tenkou vrstvou platí $x_o = 0$.

Boltzmannovo číslo B_o

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

$$B_o = \frac{0,9878 \cdot 3,586 \cdot 11,0494}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,2394 \cdot 400,95 \cdot (1254,2 + 273,15)^3} = 2,0083$$

kde: φ – součinitel uchování tepla [-]
 M_{pv} – množství skutečně spáleného paliva [kg/s]
 $\overline{O_{SP} \cdot c}$ – střední celkové měrné teplo spalin
 T_a – absolutní adiabatická teplota plamene [K]
 F_{st} – celkový povrch stěn ohniště [m²]
 $\bar{\psi}$ – střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_s}{\eta_k + z_s} = 1 - \frac{1,0558}{85,51 + 1,0558} = 0,9878 \quad (4.16)$$

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_u - I_{ok}}{t_a - t_{ok}} = \frac{12726,91 - 8360,66}{1254,2 - 859} = 11,0494 \quad (4.17)$$

Entalpie spalin na výstupu z ohniště I_{ok} byla odečtena z tabulky 2.3 pro odpovídající teplotu.

Celkový povrch stěn ohniště je definován jako uzavřený povrch aktivního objemu ohniště a byl určen jako:

$$F_{st} = 2 \cdot (a_{oh} \cdot b_{oh} + a_{oh} \cdot h_{oh} + b_{oh} \cdot h_{oh}) \\ F_{st} = 2 \cdot (5,31 \cdot 4,5 + 5,31 \cdot 18 + 4,5 \cdot 18) = 400,95 \text{ m}^2 \quad (4.18)$$

Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn byla určena podle vztahu:

$$\bar{\psi} = \frac{\sum x_i \cdot \xi_i \cdot F_i}{F_{st}} = \frac{x \cdot (\xi_{RDF} \cdot F_{MS} + \xi_V \cdot F_V)}{F_{st}} \quad (4.19)$$

$$\bar{\psi} = \frac{1 \cdot (0,4 \cdot 198,75 + 0,1 \cdot 164,8)}{400,95} = 0,2394$$

kde: x – úhlový součinitel [-]
 ξ – součinitel zanešení stěn ohniště [-]
 F_i – povrch stěn ohniště [m²]

Dle [1] je hodnota x pro membránovou stěnu rovna 1. Pro stěny nepokryté trubkami, tedy rošt a výstupní okno, dále platí $\psi = 0$. Zbývající plochy ohniště byly rozděleny na plochy tvořené čistě membránovou stěnou a plochy zakryté vyzdívkou. Součinitel zanešení stěn ohniště je pro vyzdívkou dle [1] 0,1 a pro membránovou stěnu v závislosti na palivu dle odborné konzultace 0,4.

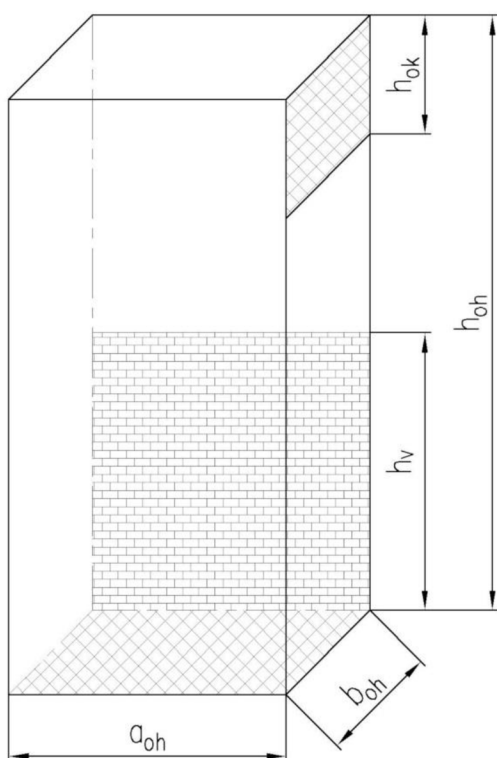
Povrch stěn vyzdívkou:

$$F_V = 2 \cdot h_V \cdot (a_{oh} + b_{oh}) = 2 \cdot 8,4 \cdot (5,31 + 4,5) = 164,8 \text{ m}^2 \quad (4.20)$$

Povrch membránové stěny:

$$\begin{aligned} F_{MS} &= 2(h_{oh} - h_{ok} - h_v) \cdot (a_{oh} + b_{oh}) + a_{oh} \cdot b_{oh} + h_{ok} \cdot (2a_{oh} + b_{oh}) \\ F_{MS} &= 2(18 - 3 - 8,4) \cdot (5,31 + 4,5) + 5,31 \cdot 4,5 + 3 \cdot (2 \cdot 5,31 + 4,5) \\ F_{MS} &= 198,75 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Pro přehlednost je uvedena tabulka hodnot jednotlivých rozměrů ohniště a jejich znázornění:



Obr. 4.3 Schéma rozměrů ohniště

Tab. 4.1 Rozměry ohniště

Rozměr	Značení	Velikost [m]
Délka ohniště	a_{oh}	5,31
Šířka ohniště	b_{oh}	4,5
Výška ohniště	h_{oh}	18
Výška okna	h_{ok}	3
Výška vyzdívkou	h_v	8,4

Stupeň černosti ohniště a_o

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (4.22)$$

$$a_o = \frac{0,5231 + (1 - 0,5231) \cdot \frac{22,51}{400,95}}{1 - (1 - 0,5231) \cdot (1 - 0,2394) \cdot \left(1 - \frac{22,51}{400,95}\right)} = 0,8362$$

příčměž plocha hořící vrstvy paliva na roštu R [m^2] je dána rozměry roštu:

$$R = a_{ro} \cdot b_{ro} = 5,31 \cdot 4,24 = 22,51 \text{ m}^2 \quad (4.23)$$

a efektivní stupeň černosti plamene a_{pl} [-] jako:

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-1,9175 \cdot 0,1 \cdot 3,8618} = 0,5231 \quad (4.24)$$

kde: k – součinitel zeslabení sálání [$1/m \cdot MPa$]
 p – tlak v ohništi [MPa], u kotlů bez přetlaku dle [1] 0,1 MPa
 s – účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy (kde V_o představuje aktivní objem ohniště [m^3]):

$$s = 3,6 \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{a_{oh} \cdot b_{oh} \cdot h_{oh}}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{5,31 \cdot 4,5 \cdot 18}{400,95} = 3,8618 \text{ m} \quad (4.25)$$

Součinitel zeslabení sálání k se skládá ze součinitele zeslabení sálání nsvítivými tříatomovými plyny, součinitele zeslabení sálání popílkem a součinitele zeslabení sálání koksovými částicemi:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu + 10k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (4.26)$$

$$k = 1,4097 + 0,3578 + 0,15 = 1,9175 \text{ 1/m} \cdot MPa$$

Součinitel zeslabení sálání nsvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_{ok}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (4.27)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 3,8618}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1132,15}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 1,4097 \text{ 1/m} \cdot MPa$$

kde: r_{H_2O} a r_{SP} – objemová část tříatomových plynů ve spalinách
 p_{SP} – parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách [MPa]
 T_{ok} – absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště [K]

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách byl určen jako:

$$p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,267 = 0,0267 \text{ MPa} \quad (4.28)$$

U kotlů bez přetlaku se dle [1] uvažuje $p = 0,1 \text{ MPa}$.

Součinitel zeslabení sálání popílkem:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_{ok}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1132,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 6,6604 = 0,3578 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (4.29)$$

kde: μ – střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách [g/m^3] z rovnice (2.19)
 d – střední efektivní průměr částic popílku [μm], odečteno z [1] pro roštová ohniště
jako $d = 20 \mu\text{m}$

Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi:

$$10k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 0,15 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa} \quad (4.30)$$

Kde součinitel k_k je dle [1] roven $1 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$, κ_1 pro ostatní paliva $0,5 [-]$ a κ_2 pro roštová ohniště $0,03 [-]$.

Tepelný výkon ohniště

Ze skutečné teploty spalin na výstupu z ohniště, tedy $t_{ok} = 859,2 \text{ }^\circ\text{C}$, byla určena entalpie spalin $I_{ok} = 8362,74 \text{ kJ/kg}$ a následně vypočteno množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn:

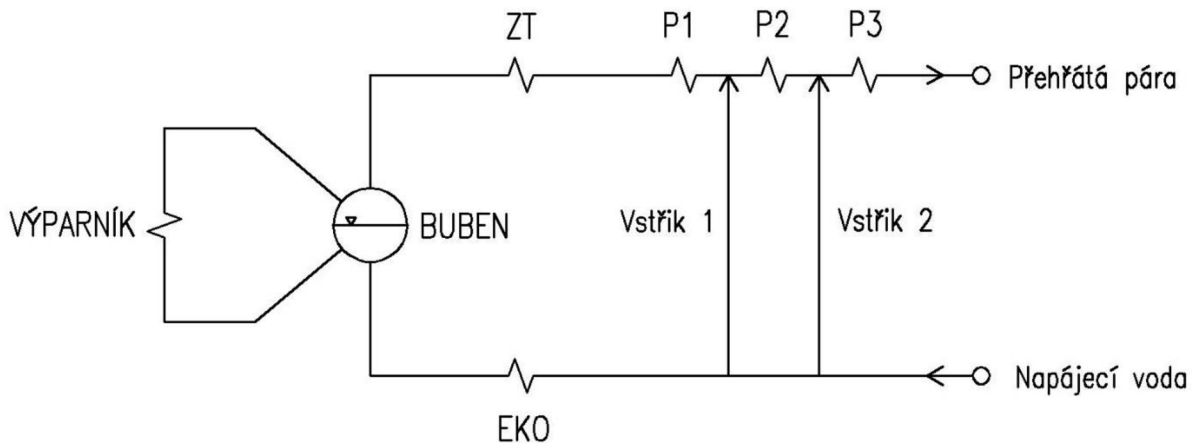
$$Q_s = \varphi(I_u - I_{ok}) = 0,9878 \cdot (12726,91 - 8362,74) = 4310,93 \text{ kJ/kg} \quad (4.31)$$

Vynásobením odevzdaného tepla množstvím skutečně spáleného paliva byl určen tepelný výkon ohniště:

$$Q_{oh} = Q_s \cdot M_{pv} = 4310,64 \cdot 3,586 = 15457,83 \text{ kW} \quad (4.32)$$

5 NÁVRH KONVEKČNÍCH PLOCH

Cílem předběžného návrhu konvekčních ploch je určit potřebné tepelné výkony jednotlivých ploch tak, aby byly zajištěny požadované výstupní parametry páry. Výpočet byl tedy proveden ze strany vody/páry na základě entalpických spádů teplosměnných ploch. Na vstupu a výstupu každé plochy byly určeny všechny parametry páry potřebné pro další výpočty. Pro přehled jsou shrnuty v tabulce 5.1 na konci kapitoly. Pro určení parametrů páry byl použit plugin ThermoTables pro MS Excel, který pracuje s IAPWS-IF97 [7]. Řazení teplosměnných ploch je znázorněno na schématu níže.



Obr. 5.1 Řazení teplosměnných ploch

Tlakové ztráty jednotlivých ploch byly voleny na základě odborné konzultace následovně:

- | | |
|------------------|------------------------------------|
| - Přehřívák P3 | $\Delta p_{P3} = 0,15 \text{ MPa}$ |
| - Přehřívák P2 | $\Delta p_{P2} = 0,15 \text{ MPa}$ |
| - Přehřívák P1 | $\Delta p_{P1} = 0,15 \text{ MPa}$ |
| - Závěsné trubky | $\Delta p_{ZT} = 0,05 \text{ MPa}$ |
| - Výparník | $\Delta p_V = 0 \text{ MPa}$ |
| - Ekonomizér | $\Delta p_{EKO} = 0,5 \text{ MPa}$ |

5.1 Přehřívák P3

Parametry výstupní páry jsou dány požadavky zadání. Entalpický spád přehříváku byl s ohledem na nutnou přesnost regulace parametrů výstupní páry volen nižší než u zbývajících dvou přehříváků, a to $\Delta i_{P3} = 160 \text{ kJ/kg}$.

Parametry páry na výstupu:

Tlak: $p_{P3,out} = 4,1 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{P3,out} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie: $i_{P3,out} = f(p_{P3,out}; t_{P3,out}) = f(4,1 \text{ MPa}; 420 \text{ }^\circ\text{C}) = 3259,77 \text{ kJ/kg}$

Parametry páry na vstupu:

Tlak: $p_{P3,in} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 4,1 + 0,15 = 4,25 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{P3,in} = f(p_{P3,in}; i_{P3,in}) = f(4,25 \text{ MPa}; 3099,77 \text{ kJ/kg}) = 354,9 \text{ }^\circ\text{C}$

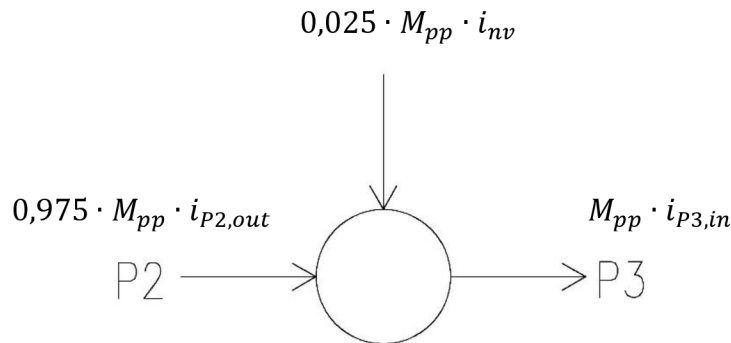
Entalpie: $i_{P3,in} = i_{P3,out} - \Delta i_{P3} = 3259,77 - 160 = 3099,77 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon přehříváku P3:

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{P3} = \frac{50}{3,6} \cdot 160 = 2222,22 \text{ kW} \quad (5.1)$$

5.2 Přehřívák P2

Mezi přehříváky P2 a P3 je umístěn druhý vstřík napájecí vody pro regulaci parametrů páry. Na základě odborné konzultace bylo množství vstříkované napájecí vody voleno nižší než u prvního vstříku, a to 2,5 % M_{pp} .



Obr. 5.2 Bilance vstříku mezi P2 a P3

Entalpie páry na výstupu z P2 byla určena z bilanční rovnice vstříku:

$$0,975 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,out} + 0,025 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{P3,in} \rightarrow \quad (5.2)$$

$$\rightarrow i_{P2,out} = \frac{i_{P3,in} - 0,025 \cdot i_{nv}}{0,975} = \frac{3099,77 - 0,025 \cdot 507,24}{0,975}$$

$$i_{P2,out} = 3166,25 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád v P2 byl volen $\Delta i_{P2} = 195 \text{ kJ/kg}$.

Parametry páry na výstupu:

Tlak: $p_{P2,out} = p_{P3,in} = 4,25 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{P2,out} = f(p_{P2,out}; i_{P2,out}) = f(4,25 \text{ MPa}; 3166,25 \text{ kJ/kg}) = 381,8 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie: $i_{P2,out} = 3166,25 \text{ kJ/kg}$

Parametry páry na vstupu:

Tlak: $p_{P2,in} = p_{P2,out} + \Delta p_{P2} = 4,25 + 0,15 = 4,4 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{P2,in} = f(p_{P2,in}; i_{P2,in}) = f(4,4 \text{ MPa}; 2971,25 \text{ kJ/kg}) = 308,1 \text{ }^\circ\text{C}$

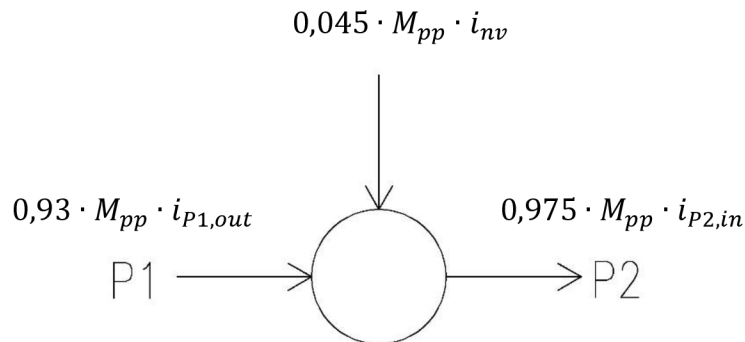
Entalpie: $i_{P2,in} = i_{P2,out} - \Delta i_{P2} = 3166,25 - 195 = 2971,25 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon přehříváku P2:

$$Q_{P2} = 0,975 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{P2} = 0,975 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 195 = 2640,63 \text{ kW} \quad (5.3)$$

5.3 Přehřívák P1

Mezi přehříváky P1 a P2 je umístěn první vstřík napájecí vody. Množství vstříkované vody bylo voleno 4,5 % M_{pp} .



Obr. 5.3 Bilance vstříku mezi P1 a P2

Entalpie páry na výstupu z P1 byla určena z bilanční rovnice vstříku:

$$0,93 \cdot M_{pp} \cdot i_{P1,out} + 0,045 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} = 0,975 \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,in} \rightarrow \quad (5.4)$$

$$\rightarrow i_{P1,out} = \frac{0,975 \cdot i_{P2,in} - 0,045 \cdot i_{nv}}{0,93} = \frac{0,975 \cdot 2971,25 - 0,045 \cdot 507,24}{0,93}$$

$$i_{P1,out} = 3090,48 \text{ kJ/kg}$$

Entalpický spád v P1 byl volen $\Delta i_{P1} = 250 \text{ kJ/kg}$.

Parametry páry na výstupu:

Tlak: $p_{P1,out} = p_{P2,in} = 4,4 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{P1,out} = f(p_{P1,out}; i_{P1,out}) = f(4,4 \text{ MPa}; 3090,48 \text{ kJ/kg}) = 352,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie: $i_{P1,out} = 3090,48 \text{ kJ/kg}$

Parametry páry na vstupu:

Tlak: $p_{P1,in} = p_{P1,out} + \Delta p_{P1} = 4,4 + 0,15 = 4,55 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{P1,in} = f(p_{P1,in}; i_{P1,in}) = f(4,55 \text{ MPa}; 2840,48 \text{ kJ/kg}) = 269 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie: $i_{P1,in} = i_{P1,out} - \Delta i_{P1} = 3090,48 - 250 = 2840,48 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon přehříváku P1:

$$Q_{P1} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{P1} = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 250 = 3229,17 \text{ kW} \quad (5.5)$$

5.4 Závěsné trubky

Závěsné trubky jsou chlazeny sytou parou z bubnu, která následně vstupuje do přehříváku P1. Vstupní parametry páry závěsných trubek jsou proto rovny výstupním parametrům výparníku. Výstupní parametry páry jsou rovny vstupním parametrům P1. Tlaková ztráta v závěsných trubkách byla volena $\Delta p_{ZT} = 0,05$ MPa. Entalpický spád ZT byl určen z rozdílu vstupní a výstupní entalpie a tedy:

$$\Delta i_{ZT} = i_{ZT,out} - i_{ZT,in} = i_{P1,in} - i_{V,out} = 2840,48 - 2797,3 = 43,18 \frac{kJ}{kg} \quad (5.6)$$

Tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q_{ZT} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{ZT} = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 43,18 = 557,58 \text{ kW} \quad (5.7)$$

5.5 Výparník

Výparník je tvořen membránovou stěnou ohniště a druhého a třetího tahu. Probíhá v něm var, tedy izobaricko-izotermický děj, a proto:

Tlak: $p_{V,sat} = konst. = p_{P1,in} + \Delta i_{ZT} = 4,55 + 0,05 = 4,6 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{V,sat} = konst. = f(p_{V,sat}) = f(4,6 \text{ MPa};) = 258,8 \text{ }^\circ\text{C}$

Množství tepla potřebného k fázové přeměně vody na páru je dáno rozdílem entalpie syté páry a syté kapaliny pro saturační tlak $p_{V,sat} = 4,6$ MPa.

Entalpie syté páry: $i_{V,out} = f(p_{V,sat}; x = 1) = 2797,3 \text{ kJ/kg}$

Entalpie syté kapaliny: $i_{V,in} = f(p_{V,sat}; x = 0) = 1128,79 \text{ kJ/kg}$

$$\Delta i_V = i_{V,out} - i_{V,in} = 2797,3 - 1128,79 = 1668,51 \text{ kJ/kg} \quad (5.8)$$

Minimální tepelný výkon výparníku (bez nedohřevu):

$$Q_V = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_V = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 1668,51 = 21551,71 \text{ kW} \quad (5.9)$$

Z provozního hlediska je značně nežádoucí, aby voda začala vřít ještě před vstupem do bubnu, proto se volí určitý nedohřev. Ten je dán rozdílem teplot mezi vstupem do výparníku a výstupem z ekonomizéru. Po odborné konzultaci byla zvolena hodnota nedohřevu $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Navrhovaný tepelný výkon výparníku by proto měl být vyšší o:

$$Q_{ne} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{ne} = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 96,93 = 1251,98 \text{ kW} \quad (5.10)$$

kde entalpický spád Δi_{ne} je dán jako:

$$\Delta i_{ne} = i_{V,in} - i_{E,out} = 1128,79 - 1031,86 = 96,93 \text{ kJ/kg} \quad (5.11)$$

5.6 Ekonomizér

Vstupní parametry vody se odvíjí od teploty napájecí vody, výstupní jsou potom dány 20° nedohřevem před vstupem do výparníku.

Parametry vody na výstupu:

Tlak: $p_{E,out} = p_{V,in} = 4,6 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{E,out} = t_{V,sat} - t_{ne} = 258,8 - 20 = 238,8 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie: $i_{E,out} = f(p_{E,out}; t_{E,out}) = f(4,6 \text{ MPa}; 238,8 \text{ }^\circ\text{C}) = 1031,86 \text{ kJ/kg}$

Parametry vody na vstupu:

Tlak: $p_{E,in} = p_{E,out} + \Delta p_E = 4,6 + 0,5 = 5,1 \text{ MPa}$

Teplota: $t_{E,in} = t_{nv} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie: $i_{E,in} = f(p_{E,in}; t_{E,in}) = f(5,1 \text{ MPa}; 120 \text{ }^\circ\text{C}) = 507,24 \text{ kJ/kg}$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_E = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot (i_{E,out} - i_{E,in}) \quad (5.12)$$

$$Q_E = 0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot (1031,86 - 507,24) = 6776,4 \text{ kW}$$

5.7 Celkový tepelný výkon

Celkový tepelný výkon je dán součtem dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch a je společně s ostatními vypočtenými parametry uveden v následující tabulce.

Tab. 5.1 Přehled parametrů teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha		Teplota t [°C]	Tlak p [MPa]	Entalpie i [kJ/kg]	Entalpický spád Δi [kJ/kg]	Tepelný výkon Q [kW]
Přehřívák P3	out	420	4,1	3259,77	160	2222,22
	in	354,9	4,25	3099,77		
Přehřívák P2	out	381,8	4,25	3166,25	195	2640,63
	in	308,1	4,4	2971,25		
Přehřívák P1	out	352,6	4,4	3090,48	250	3229,17
	in	269	4,55	2840,48		
Závěsné trubky	out	269	4,55	2840,48	43,18	557,58
	in	288,8	4,6	2797,3		
Výparník (s nedohřevem)	out	258,8	4,6	2797,3	1765,44	22803,69
	in	238,8	4,6	1031,86		
Ekonomizér	out	238,8	4,6	1031,86	524,62	6776,4
	in	120	5,1	507,24		
Celkový tepelný výkon Q _C [kW]						38229,69

6 NÁVRH II. TAHU

Vysoká teplota spalin na výstupu ze spalovací komory by v přehřívákových svazcích vedla k vysokoteplotní chlorové korozi a také k silnému zanášení trubek přehříváků popelem. Druhý tah byl z těchto důvodů ponechán prázdný a je tvořen pouze membránovou stěnou výparníku. V dolní části mezi druhým a třetím tahem je umístěna výsyпка, která slouží k odstranění popílku ze spalin před vstupem do přehříváků.

6.1 Návrh rozměrů

Rozměry konvekčních tahů se odvíjí od rychlosti proudění spalin. Ta by se dle odborné konzultace měla ve všech konvekčních tazích pohybovat v rozmezí 6 a 7 m/s. Rychlost spalin je dána jako poměr objemového průtoku spalin a průtočného průřezu. Pro stanovení objemového průtoku bylo nejprve třeba určit střední teplotu spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok} + t_{II,out}}{2} = \frac{859,2 + 713,5}{2} = 786,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

Teplota na vstupu do druhého tahu je rovna teplotě na výstupu ze spalovací komory. Teplota na konci druhého tahu byla předběžně volena 713,5 °C a její hodnota byla na konci tepelného výpočtu ověřena.

Objemový průtok spalin odpovídající střední teplotě:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{786,4 + 273,15}{273,15} \right) = 89,54 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.2)$$

Tím, že je druhý tah ponechán prázdný, odpadá riziko abraze trubek svazků a rychlost spalin se může pohybovat blíže vyšší hranici. Proto byla volena 7 m/s, což se kladně projeví na množství tepla odevzdaného do stěn výparníku. Šířka druhého tahu je shodná s šířkou spalovací komory. Délka tahu byla potom z rovnice kontinuity určena jako:

$$a_{II} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{89,54}{7 \cdot 4,5} = 2,84 \text{ m} \quad (6.3)$$

Protože je tah tvořen membránovou stěnou, musí být délka násobkem rozteče varných trubek, tedy 90 mm. Z tohoto důvodu byla volena 2,88 m. Skutečná střední rychlost spalin potom je:

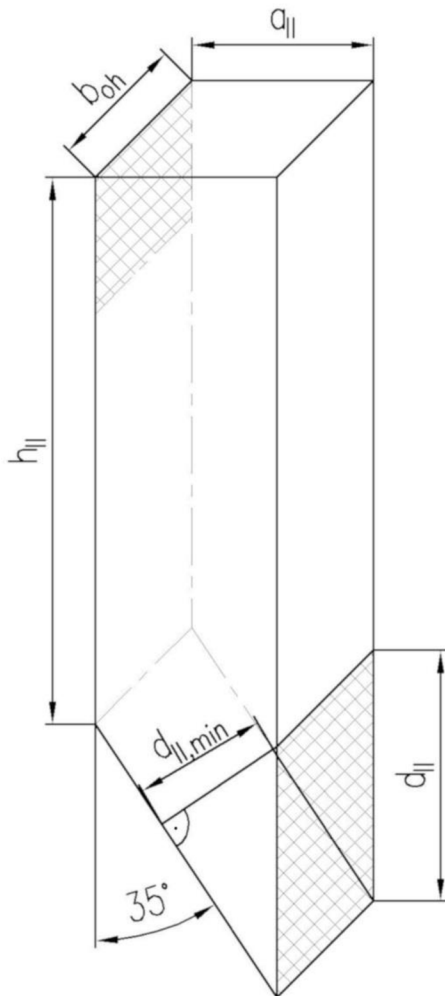
$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{II} \cdot b_{oh}} = \frac{89,54}{2,88 \cdot 4,5} = 6,91 \text{ m/s} \quad (6.4)$$

Výška výstupního průřezu d_{II} se odvíjí od rozměru $d_{II,min}$, který představuje vzdálenost mezi zadní stěnou tahu a stěnou výsyпки. V tomto místě je průtočný průřez spalin nejmenší a rychlost by se zde dle odborné konzultace měla pohybovat okolo 9 m/s, proto:

$$d_{II,min} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{89,54}{9 \cdot 4,5} = 2,21 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 2,24 \text{ m} \quad (6.5)$$

Výška výstupního průřezu byla potom určena jako:

$$d_{II} = \frac{d_{II,min}}{\sin 35^\circ} = \frac{2,24}{\sin 35^\circ} = 3,9 \text{ m} \quad (6.6)$$



Obr. 6.1 Schéma rozměrů II. tahu

Všechny navržené rozměry potřebné pro další výpočet jsou znázorněny na schématu vlevo a jejich hodnoty uvedeny v tabulce níže.

Tab. 6.1 Rozměry II. tahu

Rozměr	Značení	Velikost [m]
Šířka tahu	b_{oh}	4,5
Délka tahu	a_{II}	2,88
Výška od stěny výsypky	h_{II}	13,9
Výška výstupního průřezu	d_{II}	3,9
Výška nejmenšího průřezu	$d_{II,min}$	2,24

Pro přehlednost jsou v této kapitole uvedeny i výpočty vycházející z rozměrů tahu, které jsou třeba pro následující tepelný výpočet, tj. celková teplosměnná plocha S [m²], objem sálající vrstvy V [m³] a celkový povrch stěn sálající vrstvy F_{st} [m²].

Objem sálající vrstvy:

$$V = a_{II} \cdot b_{II} \cdot \left(h_{II} + \frac{h_{oh} - h_{II}}{2} \right) \quad (6.7)$$

$$V = 2,88 \cdot 4,5 \cdot \left(13,9 + \frac{18 - 13,9}{2} \right)$$

$$V = 206,71 \text{ m}^3$$

Kde h_{oh} je výška ohniště. V následujícím výpočtu je pro zjednodušení rozdíl h_{oh} a h_{II} nahrazen výslednou hodnotou 4,1 m.

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = 2 \cdot a_{II} \cdot \left(h_{II} + \frac{4,1}{2} \right) + b_{II} \cdot \left(h_{II} + \frac{4,1}{\cos 35^\circ} + h_{oh} + a_{II} \right) \quad (6.8)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 2,88 \cdot \left(13,9 + \frac{4,1}{2} \right) + 4,5 \cdot \left(13,9 + \frac{4,1}{\cos 35^\circ} + 18 + 2,88 \right)$$

$$F_{st} = 270,88 \text{ m}^2$$

Celková teplosměnná plocha:

$$S = F_{st} - b_{oh} \cdot (d_{II} + h_{ok}) = 270,88 - 4,5 \cdot (3,9 + 3) = 239,83 \text{ m}^2 \quad (6.9)$$

6.2 Tepelný výpočet

Pro stanovení tepla odevzdaného do stěn tahu byly nejprve určeny součinitelé přestupu tepla konvekcí a sáláním a střední logaritmický teplotní spád.

Součinitel přestupu tepla konvekcí byl stanoven ze vztahu pro podélné proudění jako:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6.10)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0928}{3,5122} \left(\frac{6,91 \cdot 3,5122}{131 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,611^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,169 \frac{W}{m^2 K}$$

kde: d_e – ekvivalentní průměr [m]

$w_{SP}^{stř}$ – střední rychlost spalin [m/s] z rovnice (6.4)

λ , ν , Pr – fyzikální vlastnosti spalin

c_t , c_l , c_m – opravné koeficienty

Opravné koeficienty byly určeny z [1] a ve všech dalších případech podélného proudění jsou shodné, proto nejsou v následujících výpočtech uváděny. Fyzikální vlastnosti spalin byly lineární interpolací odečteny z [1] pro střední teplotu spalin 786,4 °C z rovnice (6.1) a procentuální obsah vody ve spalinách. Ten je ve všech dalších výpočtech konstantní a byl stanoven jako:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,9793}{6,4365} = 0,15 \rightarrow 15\% \quad (6.11)$$

a tedy:

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 92,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 131 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,611 [-]$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{II} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{II} + b_{oh})} = \frac{2 \cdot (2,88 \cdot 4,5)}{(2,88 + 4,5)} = 3,5122 \text{ m} \quad (6.12)$$

kde: F – průtočný průřez kanálu [m²]

O – obvod průřezu kanálu [m]

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_S}\right)} \quad (6.13)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3866 \cdot 1059,5^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{1059,5}\right)^4}{1 - \left(\frac{519,9}{1059,5}\right)}$$

$$\alpha_s = 48,238 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_S [-], z rovnice (6.14)
 T_S – absolutní střední teplota proudu spalin [K]
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K], z rovnice (6.18)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{0,4887} = 0,3866 \text{ [-]} \quad (6.14)$$

Exponent kps představuje optickou hustotu a byl určen jako:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 1,7788 \cdot 0,1 \cdot 2,7472 = 0,4887 \text{ [-]} \quad (6.15)$$

kde: $k_{SP} \cdot r_{SP}$ – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny [1/m·MPa]
 p – parciální tlak tříatomových plynů, dle [1] 0,1 MPa
 s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

U roštových ohnišť dle [1] člen $k_p \cdot \mu$ odpadá. Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny byl vypočten ze vzorce:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (6.16)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 2,7472}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{1059,5}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 1,7788 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{206,71}{270,88} = 2,7472 \text{ m} \quad (6.17)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 258,78 + 60 + 273,15 = 519,9 \text{ K} \quad (6.18)$$

Kde t_v [°C] je teplota média uvnitř trubek stěny, v tomto případě výparníku, a Δt je teplotní přírůstek, o který je střední teplota nánosů oproti teplotě média větší. Na základě odborné konzultace bylo Δt pro výparné plochy zvoleno 60 °C. Dle [2] ani značná chyba při určení T_z nezpůsobí znatelnou chybu ve výsledném součiniteli přestupu tepla sáláním.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 8,169 + 48,238 = 56,407 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (6.19)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{56,407}{1 + 0,005 \cdot 56,407} = 43,998 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (6.20)$$

kde ε představuje součinitel zanesení výhřevné plochy [-] a dle odborné konzultace lze pro dané palivo uvažovat 0,005.

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{600,4 - 454,7}{\ln \frac{600,4}{454,7}} = 524,2 \text{ °C} \quad (6.21)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_v = 859,2 - 258,8 = 600,4 \text{ °C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_v = 713,5 - 258,8 = 454,7 \text{ °C} \end{aligned} \quad (6.21a)$$

Teplota odebrané spalinám v druhém tahu:

$$Q_{II} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{43,998 \cdot 239,83 \cdot 524,2}{10^3} = 5531,53 \text{ kW} \quad (6.22)$$

Entalpie spalin na výstupu z druhého tahu:

$$I_{II,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{ok} - Q_{II}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 8363,04 - 5531,53}{3,586} = 6820,51 \text{ kJ/kg} \quad (6.23)$$

Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z druhého tahu $t_{II,out}^{skut} = 713,43 \text{ °C}$, která se od předběžně zvolené teploty liší o 0,07 °C, proto lze výpočet považovat za dostatečně přesný.

7 NÁVRH III. TAHU

Třetí tah je opět tvořen membránovými stěnami. Jsou v něm umístěny svazky všech tří přehříváků a poslední dva svazky ekonomizéru. Protože jsou mezi varnými trubkami zadní stěny umístěny vstupy a výstupy jednotlivých svazků, byla jejich rozteč zvětšena na 100 mm. Svazky jsou zavěšeny na závěsných trubkách chlazených sytou párou z bubny, aby se předešlo deformaci závěsů vlivem vysoké teploty spalin.

Kvůli možnosti vzniku chlorové koroze na povrchu trubek přehříváků bylo při prvotním návrhu tahu zavedeno několik opatření. Jejich efektivnost byla ověřena v kapitole 12. Riziko chlorové koroze roste s rostoucí teplotou spalin a teplotou povrchu trubek, proto:

- Přehřívák P3 byl umístěn až za přehřívák P2
- Oba tyto přehříváky byly navrhovány jako souproudé

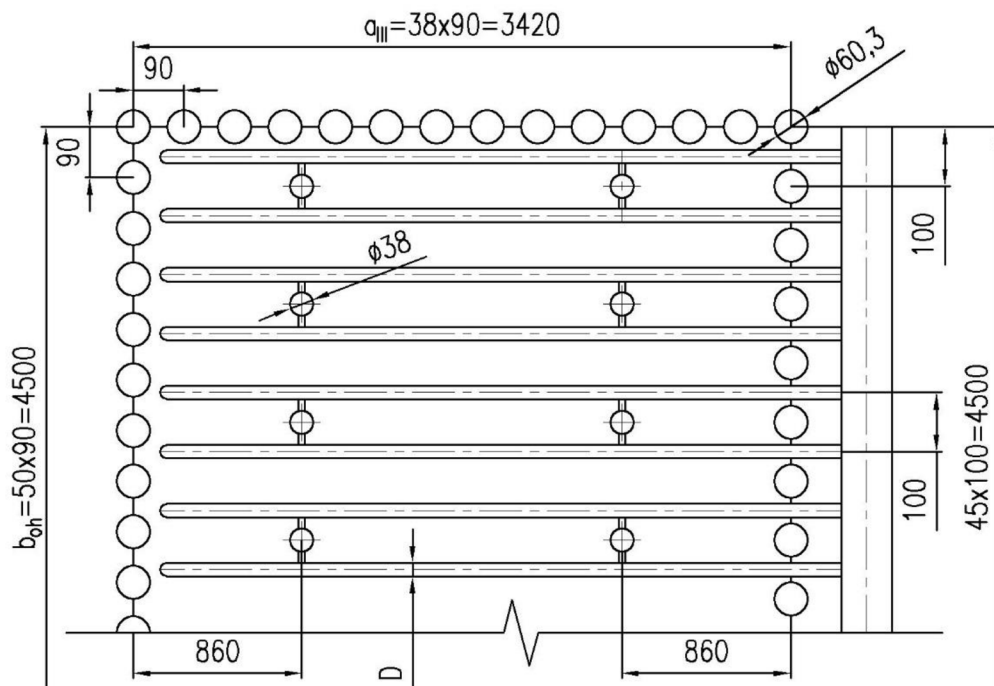
Příčné rozteče trubek přehříváku P2 jsou navíc rozvolněné, tedy 200 mm oproti 100 mm v ostatních svazcích, aby se při zanášení trubek předešlo výraznému snížení průtočného průřezu spalin.

Mezery mezi jednotlivými svazky jsou 800 mm, pro zajištění dostatečného prostoru pro průlez. Výška svazku by také neměla přesahovat 2 metry, kvůli dosahu parních ofukovačů umístěných mezi svazky.

Rozměry svazků byly navrhovány iteračně, tak aby byla zajištěna optimální rychlost páry uvnitř trubek (dle odborné konzultace 15–25 m/s), rychlost spalin (6–7 m/s) a tepelný výkon svazku se výrazně nelišil od výkonu předpokládaného z kapitoly 5. V jednotlivých tabulkách jsou potom uvedeny finální rozměry a tepelný výpočet jim odpovídající. U posledních dvou svazků ekonomizéru rychlost spalin klesá pod 6 m/s, což má negativní dopad na intenzitu přenosu tepla. Umístěním těchto svazků do třetího tahu ale umožní použití pouze čtyř tahů oproti původně předpokládaným pěti, a také zvětší plochu membránové stěny pro zajištění dostatečného nedohřevu.

7.1 Délka III. tahu

Délka třetího tahu byla navržena s ohledem na rychlost spalin. Na obrázku 7.1 je zobrazeno schéma příčného průřezu libovolným svazkem třetího tahu. Rozměr D představuje vnější průměr trubky svazku. Ten byl volen na základě rychlosti proudění páry uvnitř a je uveden společně s ostatními rozměry svazku před jeho tepelným výpočtem. Nejvyšší rychlost spalin byla předpokládána v oblasti přehříváku P3. Teplota, a tedy i objemový průtok spalin zde jsou menší než v předřazeném P2, ale průtočný průřez je zde výrazně menší.



Obr. 7.1 Schéma příčného průřezu svazkem III. tahu

Protože při návrhu délky tahu nebylo známo několik parametrů, které na délce tahu závisí, byl výpočet proveden iteračně a níže jsou uvedeny až finální hodnoty. Například střední teplota spalin procházejících P3 byla určena až při samotném tepelném výpočtu P3 jako 568,8 °C.

Minimální průtočný průřez spalin pro teplotu 568,8 °C:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = \frac{23,08}{7} \cdot \frac{568,8 + 273,15}{273,15} = 10,165 \text{ m}^2 \quad (7.1.1)$$

Při návrhu délky třetího tahu byla v oblasti P3 volena vyšší hodnota rychlosti, tedy 7 m/s pro zachování dostatečně intenzivního přenosu tepla ve všech dalších svazcích, kde bude rychlost spalin pouze nižší. Z výše vypočteného průtočného průřezu byla délka tahu určena následovně:

$$a_{III} = \frac{F_{SP} + n_{ZT} \cdot \frac{\pi D_{ZT}^2}{4}}{b_{oh} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{10,165 + 46 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}}{4,5 - 45 \cdot 0,0337} = 3,42 \text{ m} \quad (7.1.2)$$

Délka tahu musí být opět násobkem rozteče 90 mm, což výše uvedená hodnota splňuje.

Pro zjednodušení bylo uvažováno s tím, že trubky svazku prochází přes celou délku. Skutečná rychlost spalin tedy bude mírně nižší a je určena v tepelném výpočtu P3.

7.2 Rozměry závěsných trubek

Trubky jednotlivých svazků jsou zavěšeny vždy na dvou místech, vzdálených 860 mm od osy membránové stěny (viz obr. 7.1). Každá závěsná trubka nese dvě trubky svazku. Protože mají všechny svazky kromě P2 45 trubek, nese poslední závěsná trubka v každé řadě pouze jednu trubku. Celkový počet závěsných trubek je tedy 46.

Vnější průměr závěsných trubek byl volen 38 mm, tloušťka stěny 5 mm z důvodu vyššího namáhání od zavěšených svazků. Střední rychlost páry v závěsných trubkách byla určena z rovnice kontinuity:

$$w_{pp}^{stř} = \frac{0,93 \cdot M_{pp} \cdot v_{pp}^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{0,93 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 0,0443}{0,0283} = 20,22 \text{ m/s} \quad (7.2.1)$$

Rychlost páry v trubkách by se dle odborné konzultace měla pohybovat v rozmezí 15–25 m/s. Měrný objem páry byl určen jako střední hodnota vstupního a výstupního měrného objemu:

$$v_{pp}^{stř} = \frac{v_{pp,in} + v_{pp,out}}{2} = \frac{0,0431 + 0,0456}{2} = 0,0443 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.2.2)$$

Kde vstupní a výstupní měrný objem byly stanoveny jako funkce vstupních a výstupních teplot a tlaků z kapitoly 5.4.

Průtočný průřez páry v závěsných trubkách byl určen jako:

$$F_{ZT} = n_{ZT} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 46 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,0283 \text{ m}^2 \quad (7.2.3)$$

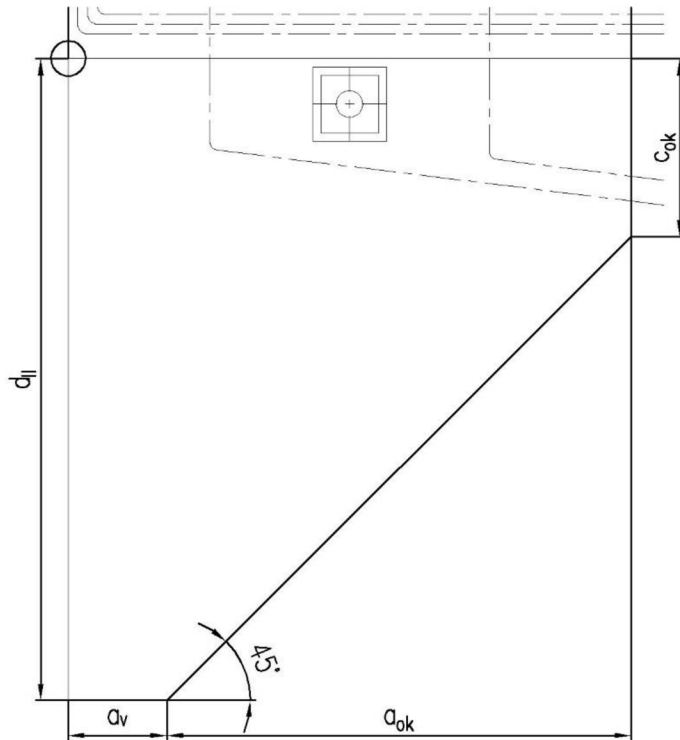
Navrhnuté rozměry závěsných trubek jsou shrnuty v následující tabulce:

Tab. 7.1 Rozměry závěsných trubek

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	38	mm
Tloušťka stěny trubky	t	5	mm
Vnitřní průměr trubky	d	28	mm
Počet trubek v řadě	n_{tr}	23	-
Počet řad	$n_{řad}$	2	-
Rozteč trubek v řadě	s_1	200	mm

7.3 Obratová komora

Vstupní část třetího tahu tvoří obratová komora, jejíž geometrie je znázorněna na schématu níže. Dno obratové komory je tvořeno výsypkou, odkud je odloučený popílek dopravován zpět do ohniště šnekovým dopravníkem.



Tab. 7.2 Rozměry obratové komory

Rozměr	Hodnota [m]
d_{II}	3,9
a_v	0,6
a_{ok}	2,82
c_{ok}	1,08

Do výstupní části obratové komory vstupují závěsné trubky, které jsou vyvedeny zadní stěnou do sběrné komory. Z hlediska tepelného výpočtu byly závěsné trubky v komoře rozděleny na vstupní horizontální a výstupní vertikální část. Teplota na výstupu z obratové komory byla volena 689 °C a je opět ověřena na konci tepelného výpočtu.

Obr. 7.2 Schéma obratové komory

Střední teplota spalin v obratové komoře:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{II,out} + t_{ok,out}}{2} = \frac{713,4 + 689}{2} = 701,2 \text{ °C} \quad (7.3.1)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{701,2 + 273,15}{273,15} \right) = 82,33 \frac{m^3}{s} \quad (7.3.2)$$

Střední rychlost spalin v obratové komoře:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{stř} \cdot b_{oh}} = \frac{82,33}{3,57 \cdot 4,5} = 5 \text{ m/s} \quad (7.3.3)$$

Kde rozměr $a_{stř}$ představuje střední hodnotu vstupního rozměru d_{II} a výstupního a_{III} .

7.3.1 Membránová stěna

Membránová stěna v obrátové komoře tvoří zadní a boční stěny tahu. Tepelný výpočet byl proveden obdobně jako u druhého tahu.

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.3.4)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0848}{4,0368} \left(\frac{5 \cdot 4,0368}{113 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,62^{0,4} = 6,346 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 701,2 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 84,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 113 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,62 [-]$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{stř} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{stř} + b_{oh})} = \frac{2 \cdot (3,57 \cdot 4,5)}{(3,57 + 4,5)} = 4,0368 \text{ m} \quad (7.3.5)$$

Protože se vstupní a výstupní délka průtočného průřezu liší, byla pro výpočet ekvivalentního průměru volena střední hodnota.

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.3.6)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3565 \cdot 974,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{974,3}\right)^4}{1 - \left(\frac{519,9}{974,3}\right)}$$

$$\alpha_s = 37,233 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.3.7)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.3.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.13)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,4409} = 0,3565 [-] \quad (7.3.7)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$k_{ps} = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 2,2433 \cdot 0,1 \cdot 1,9653 = 0,4409 [-] \quad (7.3.8)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.3.9)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 1,9653}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{974,3}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 2,2433 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{42,13}{77,17} = 1,9653 \text{ m} \quad (7.3.10)$$

Objem sálající vrstvy:

$$V = \left(a_{III} \cdot d_{II} - \frac{a_{ok}^2}{2} \right) \cdot b_{oh} = \left(3,42 \cdot 3,9 - \frac{2,82^2}{2} \right) \cdot 4,5 = 42,13 \text{ m}^3 \quad (7.3.11)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = 2 \cdot \left(a_{III} \cdot d_{II} - \frac{a_{ok}^2}{2} \right) + b_{oh} \cdot (a_v + \sqrt{2} \cdot a_{ok} + c_{ok} + a_{III} + d_{II}) \quad (7.3.12)$$

$$F_{st} = 2 \left(3,42 \cdot 3,9 - \frac{2,82^2}{2} \right) + 4,5(0,6 + \sqrt{2} \cdot 2,82 + 1,08 + 3,42 + 3,9)$$

$$F_{st} = 77,17 \text{ m}^2$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn byla určena obdobně jako v rovnici (6.18):

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 258,78 + 60 + 273,15 = 519,9 \text{ K} \quad (7.3.13)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 6,346 + 37,233 = 43,578 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.3.14)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{43,578}{1 + 0,005 \cdot 43,578} = 35,782 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.3.15)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{454,6 - 430,2}{\ln \frac{454,6}{430,2}} = 442,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.3.16)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_V = 713,4 - 258,8 = 454,6 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_V = 689 - 258,8 = 430,2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.3.16a)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$\begin{aligned} S &= F_{st} - b_{oh} \cdot (d_{II} + a_v + a_{III}) \\ S &= 77,17 - 4,5 \cdot (3,9 + 0,6 + 3,42) = 41,53 \text{ } m^2 \end{aligned} \quad (7.3.17)$$

Teplu odebrané spalinám membránovou stěnou obrátové komory:

$$Q_{MS} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{35,782 \cdot 41,53 \cdot 442,3}{10^3} = 657,26 \text{ } kW \quad (7.3.18)$$

7.3.2 Příčné závěsné trubky

Při výpočtu jednotlivých částí závěsných trubek byly vstupní parametry páry voleny a následně na konci výpočtu ověřeny. Geometrie závěsných trubek je v celém tahu stejná, viz tab. 7.1. Fyzikální vlastnosti páry na vstupu byly dopředu voleny a následně ověřeny na konci tepelného výpočtu. K jejich určení byl opět použit plugin ThermoTables pro MS Excel.

Tab. 7.3 Fyzikální vlastnosti páry v příčných ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,55	4,55	4,55
Teplota [°C]	269	265	267
Entalpie [kJ/kg]	2825,12	2840,48	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0453
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$52,5 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$82,4 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,3

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.3.19)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0525}{0,028} \cdot \left(\frac{20,64 \cdot 0,028}{82,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,3^{0,4} = 2276,17 \text{ } W/m^2K$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0453}{0,0283} = 20,64 \text{ m/s} \quad (7.3.20)$$

Průtočný průřez páry v závěsných trubkách byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.3.21)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{0,0848}{0,038} \left(\frac{6,21 \cdot 0,038}{113 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,62^{0,33} = 55,5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr závěsných trubek. Fyzikální vlastnosti spalín byly určeny v kapitole 7.3.1, součinitel opravy na počet podélných řad c_z byl pro počet řad $n_{řad} < 10$ určen ze vztahu:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad (7.3.22)$$

kde $n_{řad} = 2$. Součinitel c_s představuje opravu na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 a dle [1] je možné volit $c_s = 1$, pro $\sigma_2 \geq 2$. Poměrná podélná rozteč byla stanovena jako:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,15}{0,038} = 3,94 \quad (7.3.23)$$

Podélná rozteč s_2 byla odečtena z předběžného výkresu jako 0,15 m. Střední rychlost spalín příčnou částí závěsných trubek byla určena z rovnice kontinuity:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F} = \frac{82,33}{13,27} = 6,21 \text{ m/s} \quad (7.3.24)$$

Střední objemový průtok spalín je shodný s rovnicí (7.3.2), průtočný průřez spalín byl stanoven jako:

$$F = a_{III} \cdot b_{oh} - D \cdot n_{tr} \cdot l_{tr} = 3,42 \cdot 4,5 - 0,038 \cdot 23 \cdot 2,43 = 13,27 \text{ m}^2 \quad (7.3.25)$$

Kde n_{tr} je počet závěsných trubek v řadě z tab. 7.1 a l_{tr} je příčná délka trubek odečtena z předběžného výkresu.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.3.26)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2598 \cdot 974,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{652,7}{974,3}\right)^4}{1 - \left(\frac{652,7}{974,3}\right)}$$

$$\alpha_s = 29,829 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.3.27)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.3.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.31)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,3009} = 0,2598 [-] \quad (7.3.27)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 3,4565 \cdot 0,1 \cdot 0,8705 = 0,3009 [-] \quad (7.3.28)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.3.29)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 0,8705}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{974,3}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 3,4565 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,15}{0,038^2} - 1 \right) = 0,8705 \text{ m} \quad (7.3.30)$$

Kde příčná rozteč s_1 je z tabulky 7.1 a podélná rozteč s_2 určena obdobně jako v rovnici (7.3.23).

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_{zT}^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.3.31)$$

$$T_z = 267 + \left(0,005 + \frac{1}{2276,17} \right) \cdot \frac{194,36}{9,39} \cdot 10^3 + 273,15 = 652,7 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2840,48 - 2825,12) = 194,36 \text{ kW} \quad (7.3.32)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot (l_{tr,1} + l_{tr,2}) = \pi \cdot 0,038 \cdot 23 \cdot (2,43 + 0,98) = 9,39 \text{ m}^2 \quad (7.3.33)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.3.32) byly odečteny z tabulky 7.3. Rozměry $l_{tr,1}$ a $l_{tr,2}$ [m] představující délky trubek první a druhé řady, a byly určeny z předběžného výkresu.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 29,829 + 55,5 = 85,33 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.3.34)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 85,33}{1 + \frac{85,33}{2276,17}} = 49,35 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.3.35)$$

kde ψ je součinitel tepelné efektivity [-]. Jeho hodnota byla odečtena z [1] pro konvekční přehříváky a méněhodnotná paliva jako 0,6.

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{444,4 - 424}{\ln \frac{444,4}{424}} = 428,1 \text{ °C} \quad (7.3.36)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 713,4 - 269 = 444,4 \text{ °C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 689 - 265 = 424 \text{ °C} \end{aligned} \quad (7.3.36a)$$

Teplo odebrané spalínám příčnými závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT,příčné} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{49,35 \cdot 9,39 \cdot 428,1}{10^3} = 198,36 \text{ kW} \quad (7.3.37)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek je téměř shodný s výkonem předpokládaným z rovnice (7.3.32), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.3.3 Podélné závěsné trubky

Tepelný výpočet byl proveden obdobně a se stejnými součiniteli jako u příčných závěsných trubek, pokud není uvedeno jinak.

Tab. 7.4 Fyzikální vlastnosti páry v podélných ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,55	4,55	4,55
Teplota [°C]	264	265	264,5
Entalpie [kJ/kg]	2821,6	2825,12	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0448
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$52,6 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$80,7 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,336

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.3.38)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0526}{0,028} \cdot \left(\frac{20,43 \cdot 0,028}{80,7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,336^{0,4} = 2324,95 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0448}{0,0283} = 20,43 \text{ m/s} \quad (7.3.39)$$

průtočný průřez páry v závěsných trubkách F_{ZT} byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.3.40)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0848}{2,8761} \left(\frac{5,37 \cdot 2,8761}{113 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,62^{0,4} = 7,189 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny v kapitole 7.3.1. Ekvivalentní průměr pro podélné proudění byl určen jako:

$$d_e = \frac{4F}{O} = \frac{4 \cdot 15,34}{21,33} = 2,8761 \text{ m} \quad (7.3.41)$$

V kanálech zaplněných svazky trubek je dle [1] světlý průřez F uvažován bez průřezu trubek ve směru proudu, tedy:

$$F = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{tr,c} = 3,42 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 = 15,34 \text{ m}^2 \quad (7.3.42)$$

a obvod průřezu O je uvažován včetně obvodu trubek v daném průřezu kolmém na směr proudu, tedy:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi D_{ZT} \cdot n_{tr,c} \\ O &= 2 \cdot (3,42 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 = 21,33 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.3.43)$$

$n_{tr,c}$ v obou vztazích představuje celkový počet závěsných trubek. Střední rychlost spalin byla následně určena jako:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F} = \frac{82,33}{15,34} = 5,37 \text{ m/s} \quad (7.3.44)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \\ \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4552 \cdot 974,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{627,5}{974,3}\right)^4}{1 - \left(\frac{627,5}{974,3}\right)} \\ \alpha_s &= 65,826 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned} \quad (7.3.45)$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.3.46)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.3.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.50)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,6074} = 0,4552 \text{ [-]} \quad (7.3.46)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 0,8879 \cdot 0,1 \cdot 6,8413 = 0,6074 [-] \quad (7.3.47)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.3.48)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 6,8413}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{974,3}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 0,8879 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 1,14}{0,038^2} - 1 \right) = 6,8413 \text{ m} \quad (7.3.49)$$

Kde příčná rozteč s_1 je z tabulky 7.1 a podélná rozteč s_2 určena z předběžného výkresu.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_{zT}^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.3.50)$$

$$T_z = 264,5 + \left(0,005 + \frac{1}{2324,95} \right) \cdot \frac{55}{3,02} \cdot 10^3 + 273,15 = 627,5 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2825,12 - 2821,6) = 55 \text{ kW} \quad (7.3.51)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 0,55 = 3,02 \text{ m}^2 \quad (7.3.52)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.3.51) byly odečteny z tabulky 7.4. Rozměr l_{tr} [m] představuje délku závěsných trubek a byl určen z předběžného výkresu.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 7,189 + 65,826 = 73,015 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.3.53)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 73,015}{1 + \frac{73,015}{2276,17}} = 42,475 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.3.54)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{436,3 - 425}{\ln \frac{436,3}{425}} = 430,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.3.55)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 713,4 - 265 = 436,3 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 689 - 264 = 425 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.3.55a)$$

Tepl odebrané spalinám příčnými závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT,podélné} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{42,478 \cdot 3,02 \cdot 430,6}{10^3} = 55,2 \text{ kW} \quad (7.3.56)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek je téměř shodný s výkonem předpokládaným z rovnice (7.3.51), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

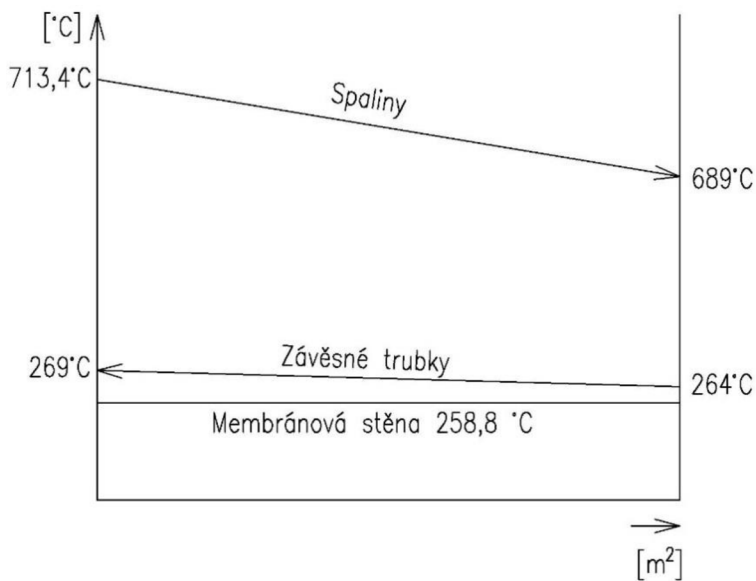
7.3.4 Výstupní teplota spalin

Celkové množství tepla odebraného spalinám v obrátové komoře bylo určeno jako suma dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch, tedy:

$$\begin{aligned} Q_{ok} &= Q_{MS} + Q_{ZT,příčné} + Q_{ZT,podélné} \\ Q_{ok} &= 657,26 + 198,36 + 55,2 = 910,87 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.3.57)$$

Entalpie spalin na výstupu z obrátové komory:

$$I_{ok,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{II,out} - Q_{ok}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 6820,51 - 910,87}{3,586} = 6566,14 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.3.58)$$

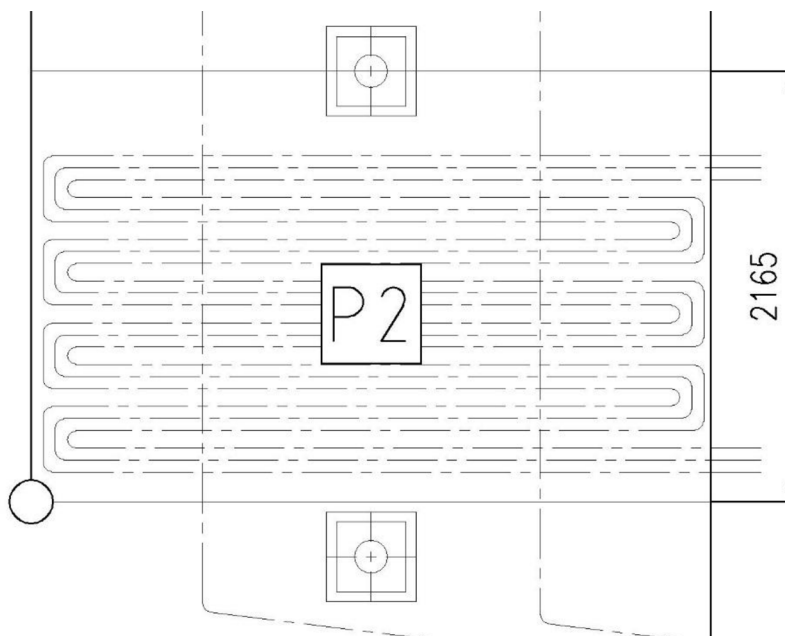


Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z obrátové komory $t_{ok,out}^{skut} = 689\text{ °C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší v řádu setin, proto lze výpočet považovat za dostatečně přesný. Průběh teplot spalin a pracovního média je pro přehlednost znázorněn na obrázku vlevo.

Obr. 7.3 Průběh teplot v obrátové komoře

7.4 Úsek s přehřívákem P2

Na obrátovou komoru navazuje úsek s přehřívákem P2. Výška úseku byla volena od konce obrátové komory, tedy osy zavodňovací komory přední stěny, po osu ofukovače a je znázorněna na následujícím schématu:



Obr. 7.4 Úsek s přehřívákem P2

Tepelný výpočet byl rozdělen do tří částí, a to pro samotný přehřívač P2, membránovou stěnu tvořící stěny kanálu a závěsné trubky. Teplota na výstupu z úseku byla volena 605 °C. Střední teplota spalin tedy je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok,out} + t_{SP,out}}{2} = \frac{689 + 605}{2} = 647 \text{ °C} \quad (7.4.1)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{647 + 273,15}{273,15} \right) = 77,75 \frac{m^3}{s} \quad (7.4.2)$$

Střední rychlost spalin procházejících přes svazek P2:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{77,75}{12,53} = 6,21 \text{ m/s} \quad (7.4.3)$$

Průtočný průřez spalin:

$$\begin{aligned} F_{SP} &= a_{III} \cdot b_{oh} - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} = \\ F_{SP} &= 3,42 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,038 \cdot 3,36 \cdot 22 = 12,53 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.4.4)$$

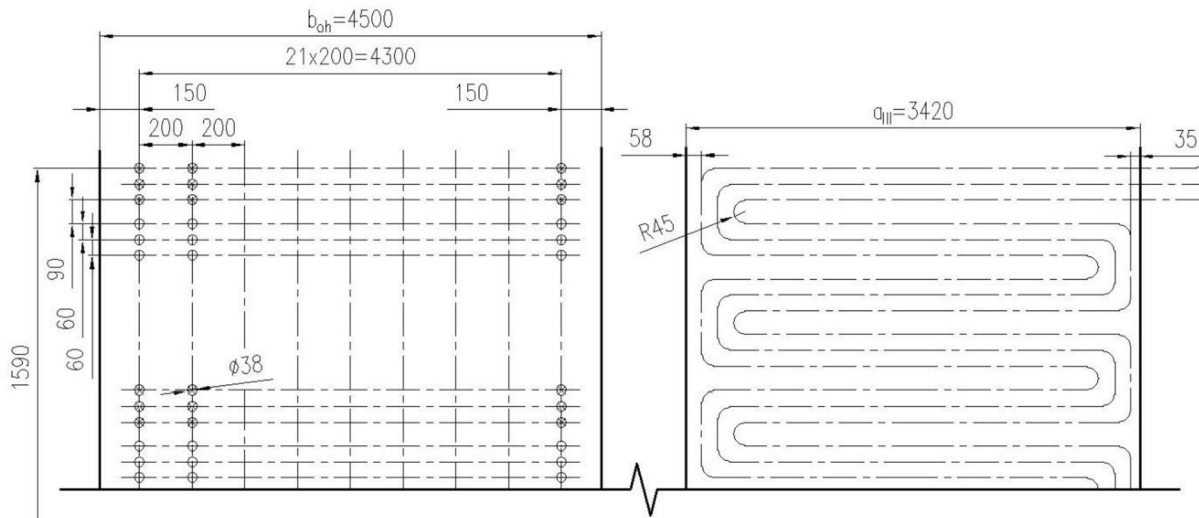
- kde:
- D_{ZT} , n_{ZT} jsou parametry závěsných trubek z tabulky 7.1
 - D_{tr} , l_e , n_{tr} jsou parametry přehřívačku P2 z tabulky 7.5

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 647 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 80,1 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 103,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,625 [-]$

7.4.1 Přehřívák P2

Z důvodu vyššího zanášení prvních svazků tahu, byly rozteče přehříváku P2 oproti následujícím svazkům voleny dvojnásobné, tedy 200 mm. Přehřívák byl dále koncipován jako souproudý, aby se předešlo chlorové korozi na povrchu jeho trubek. Kvůli vysoké rychlosti proudění páry trubkami přehříváku bylo uspořádání trubek voleno jako trojhad. Uspořádání přehříváku je znázorněno na následujícím schématu.



Obr. 7.5 Uspořádání přehříváku P2

Rozměry přehříváku a parametry páry v něm proudící jsou zobrazeny v tabulkách níže.

Tab. 7.5 Rozměry přehříváku P2

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	38	mm
Tloušťka stěny trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	30	mm
Efektivní délka trubky	l_e	3360	mm
Příčná rozteč	s_1	200	mm
Střední podélná rozteč	s_2	70	mm
Počet trubek v řadě	n_{tr}	22	-
Počet hadů	n_{had}	3	-
Počet řad	$n_{řad}$	8	-

Tab. 7.6 Fyzikální vlastnosti páry v P2

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,4	4,25	4,325
Teplota [°C]	308,1	381,8	345
Entalpie [kJ/kg]	2971,25	3166,25	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			13,54
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0602
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$54,9 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$1,32 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,026

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.4.5)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0549}{0,03} \cdot \left(\frac{17,48 \cdot 0,03}{1,32 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,026^{0,4} = 1285,448 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_p} = \frac{13,54 \cdot 0,0602}{0,0467} = 17,48 \text{ m/s} \quad (7.4.6)$$

a průtočný průřez páry uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 22 \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0467 \text{ m}^2 \quad (7.4.7)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.4.8)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 0,985 \cdot 0,997 \cdot \frac{0,0801}{0,038} \left(\frac{6,21 \cdot 0,038}{103,2 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,625^{0,33}$$

$$\alpha_k = 54,871 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr trubek přehříváku. Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.4, střední rychlost spalin z rovnice (7.4.3) a součinitel opravy na počet podélných řad c_z byl pro počet řad $n_{řad} < 10$ určen ze vztahu:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (8 - 2) = 0,985 \quad (7.4.9)$$

Součinitel c_s představuje opravu na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči σ_1 a poměrné podélné rozteči σ_2 byl určen ze vztahu:

$$c_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.4.10)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,842}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,997$$

Poměrná příčná rozteč byla stanovena jako:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,26 \quad (7.4.11)$$

a poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,07}{0,038} = 1,842 \quad (7.4.12)$$

Pro $\sigma_1 > 3$ a $\sigma_2 < 2$ lze dle [1] dosadit do rovnice (7.4.10) $\sigma_1 = 3$.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.4.13)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1899 \cdot 920,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{690,2}{920,1}\right)^4}{1 - \left(\frac{690,2}{920,1}\right)}$$

$$\alpha_s = 20,751 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.4.14)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalín [K] z rovnice (7.4.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.4.18)

Stupeň černosti proudu spalín:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,2106} = 0,1899 \text{ [-]} \quad (7.4.14)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 5,4275 \cdot 0,1 \cdot 0,388 = 0,2106 \text{ [-]} \quad (7.4.15)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.4.16)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 0,388}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{920,1}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 5,4275 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,07}{0,038^2} - 1 \right) = 0,388 \text{ m} \quad (7.4.17)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.4.18)$$

$$T_z = 345 + \left(0,005 + \frac{1}{1285,45} \right) \cdot \frac{2640,63}{211,79} \cdot 10^3 + 273,15 = 690,2 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný přehřívák P2 z rovnice (5.3) a S [m²] jeho celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,36 \cdot 22 \cdot 3 \cdot 8 = 211,79 \text{ m}^2 \quad (7.4.19)$$

Rozměry přehříváku byly odečteny z tabulky 7.5.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do přehříváku:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 20,751 + 54,871 = 75,622 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4.20)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 75,622}{1 + \frac{75,622}{1285,448}} = 42,853 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4.21)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro souproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{380,8 - 233,2}{\ln \frac{380,8}{233,2}} = 295 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.4.22)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,in} = 689 - 308,1 = 380,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.4.22a)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,out} = 605 - 381,8 = 233,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplo odebrané spalínám přehřívákem P2:

$$Q_{P2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{42,853 \cdot 211,79 \cdot 295}{10^3} = 2677,51 \text{ kW} \quad (7.4.23)$$

7.4.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.4.24)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0801}{0,2933} \left(\frac{6,21 \cdot 0,2933}{103,2 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,625^{0,4} = 12,982 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.4, ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 12,53}{170,84} = 0,2933 \text{ m} \quad (7.4.25)$$

kde průtočný průřez F_{SP} byl stanoven v rovnici (7.4.4) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \\ O &= 2 \cdot (3,42 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,038 + 3,36) \cdot 22 \\ O &= 170,84 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.4.26)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.4.27)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1899 \cdot 920,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{920,1}\right)^4}{1 - \left(\frac{519,9}{920,1}\right)}$$

$$\alpha_s = 17,631 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.4.14)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.4.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.13)

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 17,631 + 12,982 = 30,612 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4.28)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{30,612}{1 + 0,005 \cdot 30,612} = 17,77 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4.29)$$

Střední logaritmičtý teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{430,2 - 346,2}{\ln \frac{430,2}{346,2}} = 386,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.4.30)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_V = 689 - 258,8 = 430,2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_V = 605 - 258,8 = 346,2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.4.30a)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 2,165 \cdot (3,42 + 4,5) = 34,29 \text{ m}^2 \quad (7.4.31)$$

kde h_u představuje výšku úseku znázorněnou na obrázku 7.4.

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou úseku s P2:

$$Q_{MS} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{17,77 \cdot 34,29 \cdot 386,7}{10^3} = 352,05 \text{ kW} \quad (7.4.32)$$

7.4.3 Závěsné trubky

Tab. 7.7 Fyzikální vlastnosti páry v ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,565	4,555	4,56
Teplota [$^\circ\text{C}$]	262,5	263,7	263,1
Entalpie [kJ/kg]	2815,1	2821,6	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m^3/kg]			0,0444
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$52,7 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m^2/s]			$79,9 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,351

Součinitel přestupu tepla konvekci ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.4.33)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0527}{0,028} \cdot \left(\frac{20,25 \cdot 0,028}{79,9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,351^{0,4} = 2341,95 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0444}{0,0283} = 20,25 \text{ m/s} \quad (7.4.34)$$

průtočný průřez páry v závěsných trubkách F_{ZT} byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro podélné proudění je shodný se součinitelem vypočteným u membránové stěny v rovnici (7.4.24), neboť se jedná také o podélné proudění a všechny parametry výpočtu jsou v obou případech totožné.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.4.35)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1899 \cdot 920,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{570,3}{920,1}\right)^4}{1 - \left(\frac{570,3}{920,1}\right)}$$

$$\alpha_s = 17,013 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.4.14)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.4.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.4.36)

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.4.36)$$

$$T_z = 263,1 + \left(0,005 + \frac{1}{2341,95}\right) \cdot \frac{74,55}{11,89} \cdot 10^3 + 273,15 = 570,3 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2821,6 - 2815,1) = 74,55 \text{ kW} \quad (7.4.37)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 2,165 = 11,89 \text{ m}^2 \quad (7.4.38)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.4.37) byly odečteny z tabulky 7.7. Délka závěsných trubek l_{tr} je shodná s délkou úseku h_u , tedy 2,165 m.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 17,013 + 12,982 = 29,995 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4.39)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 29,995}{1 + \frac{29,995}{2341,95}} = 17,77 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.4.40)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{425,2 - 342,5}{\ln \frac{425,2}{342,5}} = 382,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.4.41)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 689 - 263,7 = 425,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 605 - 262,5 = 342,5 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.4.41a)$$

Teplu odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{17,77 \cdot 11,89 \cdot 382,4}{10^3} = 80,78 \text{ kW} \quad (7.4.42)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.4.37), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.4.4 Výstupní teplota spalin

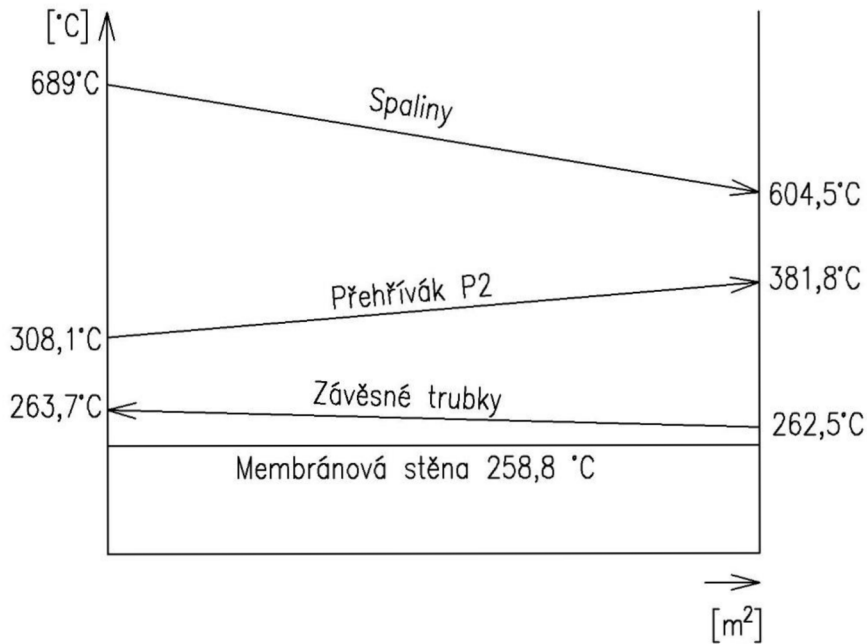
Celkové množství tepla odebraného spalinám v úseku s přehřívákem P2 bylo určeno jako suma dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch, tedy:

$$\begin{aligned} Q_{u,P2} &= Q_{P2} + Q_{MS} + Q_{ZT} \\ Q_{u,P2} &= 2677,51 + 352,05 + 80,78 = 3110,35 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.4.43)$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s P2:

$$I_{P2,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{ok,out} - Q_{u,P2}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 6566,14 - 3110,35}{3,586} = 5698,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.4.44)$$

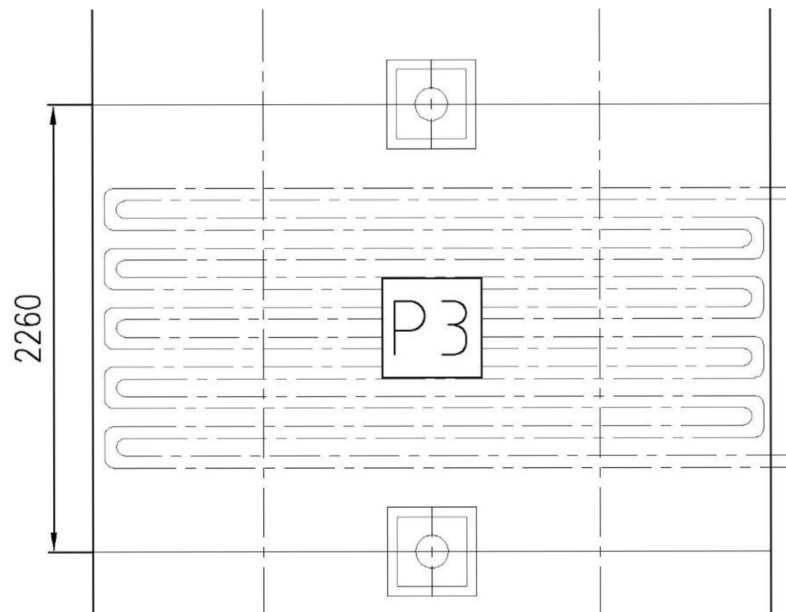
Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z úseku s přehřívákem P2 $t_{P2,out}^{skut} = 604,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší o $0,4 \text{ }^\circ\text{C}$, proto lze výpočet považovat za dostatečně přesný. Průběh teplot spalin a pracovního média je pro přehlednost znázorněn na obrázku 7.6.



Obr. 7.6 Průběh teplot v úseku s P2

7.5 Úsek s přehřívákem P3

Výška úseku s přehřívákem P3 byla volena od konce úseku s P2 po osu navazujícího ofukovače a je znázorněna na následujícím schématu.



Obr. 7.7 Úsek s přehřívákem P3

Tepelný výpočet celého úseku probíhal obdobně jako u úseku předchozího. Teplota spalin na výstupu byla volena 533 °C. Střední teplota spalin tedy je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P2,out} + t_{P3,out}}{2} = \frac{605 + 533}{2} = 568,8 \text{ °C} \quad (7.5.1)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{568,8 + 273,15}{273,15} \right) = 71,14 \frac{m^3}{s} \quad (7.5.2)$$

Střední rychlost spalin procházejících přes svazek P3:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{71,14}{10,24} = 6,95 \text{ m/s} \quad (7.5.3)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} = \quad (7.5.4)$$

$$F_{SP} = 3,42 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,0337 \cdot 3,36 \cdot 45 = 10,24 \text{ m}^2$$

kde:

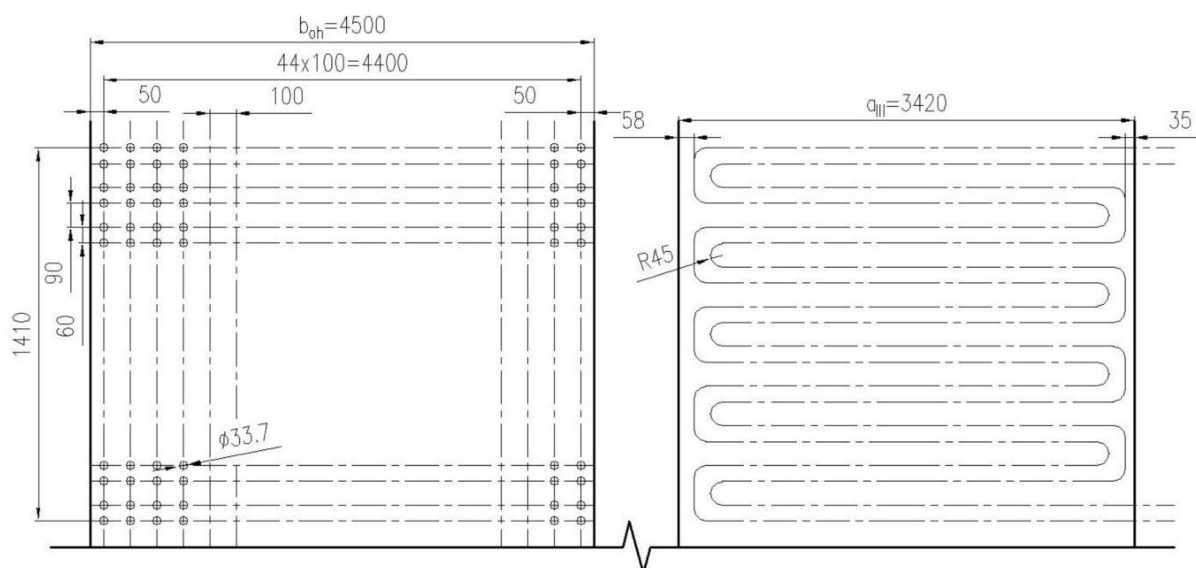
- D_{ZT} , n_{ZT} jsou parametry závěsných trubek z tabulky 7.1
- D_{tr} , l_e , n_{tr} jsou parametry přehříváku P2 z tabulky 7.5

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 568,8 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 73,1 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 89,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,633 [-]$

7.5.1 Přehřívák P3

Svazek přehříváku P3 už vyplňuje celý kanál, příčné rozteče jednotlivých trubek jsou 100 mm. Ze stejného důvodu jako P2 je přehřívák koncipován jako souprůdý. Z hlediska rychlosti páry uvnitř trubek bylo jejich uspořádání voleno jako dvojhad. Uspořádání přehříváku je znázorněno na následujícím schématu.



Obr. 7.8 Uspořádání přehříváku P3

Rozměry přehříváku a parametry páry v něm proudící jsou zobrazeny v tabulkách níže.

Tab. 7.8 Rozměry přehříváku P3

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	33,7	mm
Tloušťka stěny trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,7	mm
Efektivní délka trubky	l _e	3360	mm
Příčná rozteč	s ₁	100	mm
Střední podélná rozteč	s ₂	75	mm
Počet trubek v řadě	n _{tr}	45	-
Počet hadů	n _{had}	2	-
Počet řad	n _{řad}	10	-

Tab. 7.9 Fyzikální vlastnosti páry v P3

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,25	4,1	4,175
Teplota [°C]	354,9	420	387,4
Entalpie [kJ/kg]	3099,77	3259,77	-
Hmotnostní průtok M _p [kg/s]			13,89
Měrný objem v _p [m ³ /kg]			0,0685
Součinitel tepelné vodivosti λ _p [W/mK]			58,3 · 10 ⁻³
Kinematická viskozita ν _p [m ² /s]			1,16 · 10 ⁻⁶
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,984

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.5.5)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0583}{0,0257} \cdot \left(\frac{20,38 \cdot 0,0257}{1,16 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,984^{0,4} = 1727,874 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_p} = \frac{13,89 \cdot 0,0685}{0,0467} = 20,38 \text{ m/s} \quad (7.5.6)$$

a průtočný průřez páry uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 45 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,0467 \text{ m}^2 \quad (7.5.7)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.5.8)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0731}{0,0337} \left(\frac{6,95 \cdot 0,0337}{89,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,633^{0,33} = 62,271 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr trubek přehříváku. Fyzikální vlastnosti spalín byly určeny v úvodu kapitoly 7.5 a střední rychlost spalín z rovnice (7.5.3). Pro počet podélných řad $n_{rad} \geq 10$ se dle [1] součinitel opravy na počet podélných řad uvažuje $c_z = 1$. Součinitel na opravu na uspořádání svazku byl pro $\sigma_2 \geq 2$ dle [1] volen $c_s = 1$. Poměrná podélná rozteč byla určena jako:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,0337} = 2,23 \quad (7.5.9)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.5.10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1551 \cdot 841,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{699,3}{841,9}\right)^4}{1 - \left(\frac{699,3}{841,9}\right)}$$

$$\alpha_s = 8,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.5.11)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalín [K] z rovnice (7.5.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.5.15)

Stupeň černosti proudu spalín:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-1686} = 0,1551 [-] \quad (7.5.11)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 7,5025 \cdot 0,1 \cdot 0,225 = 0,1686 [-] \quad (7.5.12)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.5.13)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 0,225}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{841,9}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 7,5025 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0337 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,075}{0,0337^2} - 1 \right) \quad (7.5.14)$$

$$s = 0,225 \text{ m}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.5.15)$$

$$T_z = 387,4 + \left(0,005 + \frac{1}{1727,874} \right) \cdot \frac{2222,22}{320,16} \cdot 10^3 + 273,15 = 699,3 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný přehříváku P3 z rovnice (5.1) a S [m²] jeho celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 3,36 \cdot 45 \cdot 2 \cdot 10 = 320,16 \text{ m} \quad (7.5.16)$$

Rozměry přehříváku byly odečteny z tabulky 7.8.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do přehříváku:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 8,42 + 62,271 = 70,691 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5.17)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 70,691}{1 + \frac{70,691}{1727,874}} = 40,748 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5.18)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád pro souproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{249,7 - 113}{\ln \frac{249,7}{113}} = 172,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.5.19)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,in} = 605 - 354,9 = 249,7 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,out} = 533 - 420 = 113 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.5.19a)$$

Teplu odebrané spalinám přehřívákem P3:

$$Q_{P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{40,748 \cdot 320,16 \cdot 172,4}{10^3} = 2249,01 \text{ kW} \quad (7.5.20)$$

7.5.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.5.21)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0731}{0,1254} \left(\frac{6,95 \cdot 0,1254}{89,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,633^{0,4} = 17,373 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.5, ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 10,24}{326,76} = 0,1254 \text{ m} \quad (7.5.22)$$

kde průtočný průřez F_{SP} byl stanoven v rovnici (7.5.4) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \\ O &= 2 \cdot (3,42 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,0337 + 3,36) \cdot 45 \\ O &= 326,76 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.5.23)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} \quad (7.5.24)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1551 \cdot 841,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{841,9}\right)^4}{1 - \left(\frac{591,9}{841,9}\right)}$$

$$\alpha_s = 12,087 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_S [-] z rovnice (7.5.11)
 T_S – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.5.1)
 T_Z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.13)

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 12,087 + 17,373 = 29,46 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5.25)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{29,46}{1 + 0,005 \cdot 29,46} = 25,46 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5.26)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{345,8 - 274,2}{\ln \frac{345,8}{274,2}} = 308,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.5.27)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_V = 605 - 258,8 = 345,8 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_V = 533 - 258,8 = 274,2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.5.27a)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 2,26 \cdot (3,42 + 4,5) = 35,8 \text{ m}^2 \quad (7.5.28)$$

kde h_u představuje výšku úseku znázorněnou na obrázku 7.8.

Teplu odebrané spalinám membránovou stěnou úseku s P3:

$$Q_{Ms} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{25,46 \cdot 35,8 \cdot 308,6}{10^3} = 283,68 \text{ kW} \quad (7.5.29)$$

7.5.3 Závěsné trubky

Tab. 7.10 Fyzikální vlastnosti páry v ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,575	4,565	4,57
Teplota [°C]	261,4	262,5	261,9
Entalpie [kJ/kg]	2810,1	2815,1	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0440
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$52,8 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$79 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,368

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.5.30)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0528}{0,028} \cdot \left(\frac{20,09 \cdot 0,028}{79 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,368^{0,4} = 2360,58 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0440}{0,0283} = 20,09 \text{ m/s} \quad (7.5.31)$$

průtočný průřez páry v závěsných trubkách F_{ZT} byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro podélné proudění je shodný se součinitelem vypočteným u membránové stěny v rovnici (7.5.21), neboť se jedná také o podélné proudění a všechny parametry výpočtu jsou v obou případech totožné.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.5.32)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1551 \cdot 841,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{560,6}{841,9}\right)^4}{1 - \left(\frac{560,6}{841,9}\right)}$$

$$\alpha_s = 11,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.5.11)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalín [K] z rovnice (7.5.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.5.33)

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.5.33)$$

$$T_z = 261,9 + \left(0,005 + \frac{1}{2360,58} \right) \cdot \frac{58,56}{12,41} \cdot 10^3 + 273,15 = 560,6 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2815,1 - 2810,1) = 58,56 \text{ kW} \quad (7.5.34)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 2,26 = 12,41 \text{ m}^2 \quad (7.5.35)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.5.34) byly odečteny z tabulky 7.10. Délka závěsných trubek l_{tr} je shodná s délkou úseku h_u , tedy 2,26 m.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 11,42 + 17,373 = 28,793 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5.36)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 28,793}{1 + \frac{28,793}{2360,58}} = 17,068 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.5.37)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{342,2 - 271,6}{\ln \frac{342,2}{271,6}} = 305,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.5.38)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 605 - 262,5 = 342,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 533 - 261,4 = 271,6 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.5.38a)$$

Teplo odebrané spalínám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{17,068 \cdot 12,41 \cdot 305,5}{10^3} = 64,72 \text{ kW} \quad (7.5.39)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.5.34), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.5.4 Výstupní teplota spalin

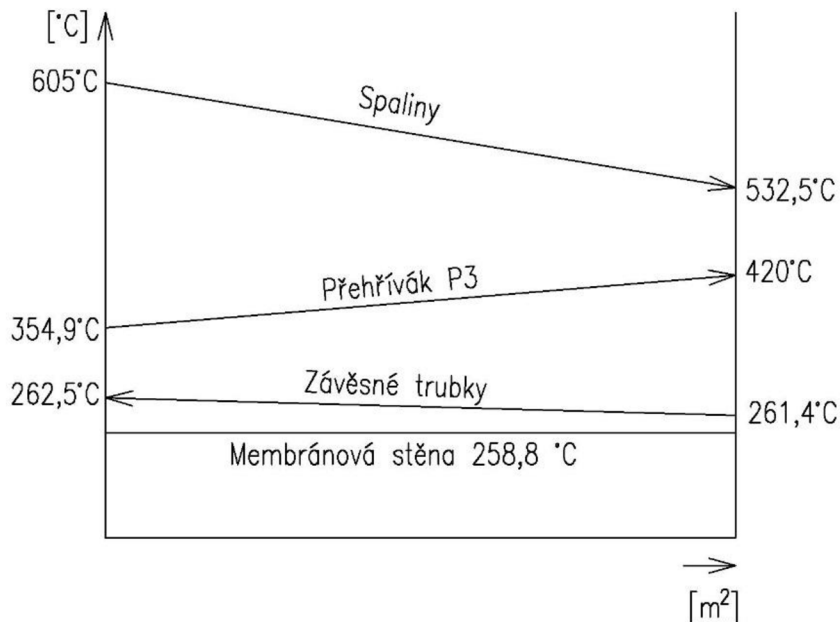
Celkové množství tepla odebraného spalinám v úseku s přehřívákem P3 bylo určeno jako suma dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch, tedy:

$$\begin{aligned} Q_{u,P3} &= Q_{P3} + Q_{MS} + Q_{ZT} \\ Q_{u,P3} &= 2249,01 + 283,68 + 64,72 = 2597,41 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.5.40)$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s P3:

$$I_{P3,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P2,out} - Q_{u,P3}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 5698,71 - 2597,41}{3,586} = 4974,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.5.41)$$

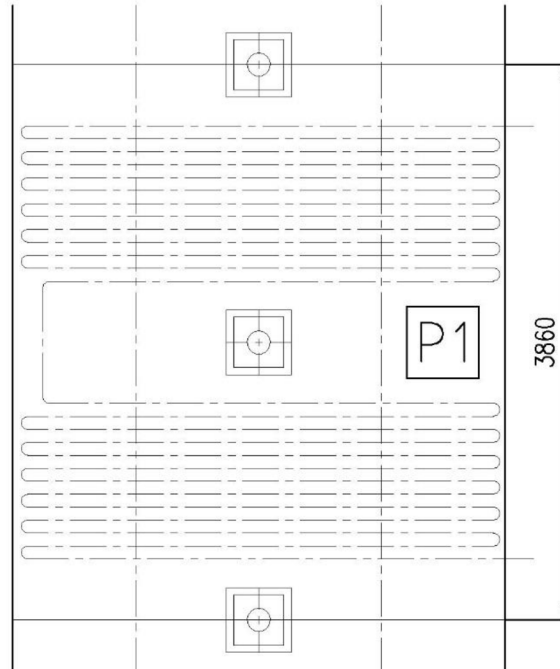
Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z úseku s přehřívákem P3 $t_{P3,out}^{skut} = 532,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší o $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, proto lze výpočet považovat za dostatečně přesný. Průběh teplot spalin a pracovního média je pro přehlednost znázorněn na obrázku 7.9.



Obr. 7.9 Průběh teplot v úseku s P3

7.6 Úsek s přehřívákem P1

Přehřívák P1 byl kvůli svým rozměrům rozdělen na dva svazky, mezi které je umístěn ofukovač a průlez. Výška celého úseku byla tedy brána od výstupu z úseku s P3 po osu druhého ofukovače, jak je znázorněno na následujícím schématu.



Obr. 7.10 Úsek s přehřívákem P1

Tepelný výpočet celého úseku probíhal obdobně jako u úseku předchozího. Teplota spalin na výstupu byla volena 430 °C. Střední teplota spalin tedy je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P3,out} + t_{P1,out}}{2} = \frac{533 + 430}{2} = 481,3 \text{ °C} \quad (7.6.1)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{481,3 + 273,15}{273,15} \right) = 63,74 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.6.2)$$

Střední rychlost spalin procházejících přes svazky P1:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{63,74}{9,59} = 6,65 \text{ m/s} \quad (7.6.3)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} = \quad (7.6.4)$$

$$F_{SP} = 3,42 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,038 \cdot 3,36 \cdot 45 = 9,59 \text{ m}^2$$

kde:

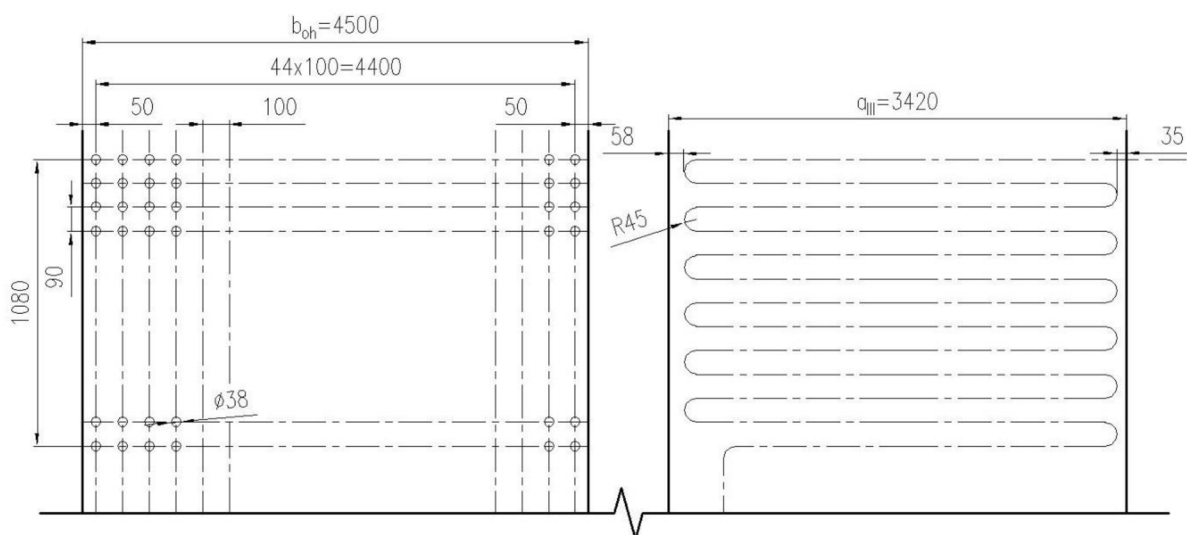
- D_{ZT} , n_{ZT} jsou parametry závěsných trubek z tabulky 7.1
- D_{tr} , l_e , n_{tr} jsou parametry přehříváku P1 z tabulky 7.11

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 481,3 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 65,2 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 74 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,642 [-]$

7.6.1 Přehřívák P1

Svazek přehříváku P1 tvoří jako u P3 45 trubek rozmístěných po šířce kanálu s roztečí 100 mm. Nižší teplota páry uvnitř trubek a spalin procházejících svazky přehříváku umožňuje použití protiproudého zapojení. Uspořádání přehříváku je znázorněno na následujícím schématu.



Obr. 7.11 Uspořádání přehříváku P1

Rozměry přehříváku a parametry páry v něm proudící jsou zobrazeny v tabulkách níže.

Tab. 7.11 Rozměry přehříváku P1

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	38	mm
Tloušťka stěny trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	30	mm
Efektivní délka trubky	l_e	3360	mm
Příčná rozteč	s_1	100	mm
Střední podélná rozteč	s_2	90	mm
Počet trubek v řadě	n_{tr}	45	-
Počet hadů	n_{had}	1	-
Počet řad	$n_{řad}$	2×13	-

Tab. 7.12 Fyzikální vlastnosti páry v P1

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,55	4,4	4,475
Teplota [°C]	269	352,6	310,8
Entalpie [kJ/kg]	2840,48	3090,48	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0529
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$53,4 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$1,09 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,085

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.6.5)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0534}{0,03} \cdot \left(\frac{21,5 \cdot 0,03}{1,09 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,085^{0,4} = 1746,23 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_p} = \frac{12,92 \cdot 0,0529}{0,0318} = 21,5 \text{ m/s} \quad (7.6.6)$$

a průtočný průřez páry uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 45 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0318 \text{ m}^2 \quad (7.6.7)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.6.8)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0652}{0,038} \left(\frac{6,65 \cdot 0,038}{74 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,642^{0,33} = 58,706 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr trubek přehříváku. Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.6 a střední rychlost spalin z rovnice (7.6.3). Pro počet podélných řad $n_{\text{řad}} \geq 10$ se dle [1] součinitel opravy na počet podélných řad uvažuje $c_z = 1$. Součinitel na opravu na uspořádání svazku byl pro $\sigma_2 \geq 2$ dle [1] volen $c_s = 1$. Poměrná podélná rozteč byla určena jako:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37 \quad (7.6.9)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_s}{T_z}\right)} \quad (7.6.10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1658 \cdot 754,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{622,3}{754,4}\right)^4}{1 - \left(\frac{622,3}{754,4}\right)}$$

$$\alpha_s = 11,196 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.6.11)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.6.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.6.15)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,1812} = 0,1658 \text{ [-]} \quad (7.6.11)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 7,6403 \cdot 0,1 \cdot 0,237 = 0,1812 \text{ [-]} \quad (7.6.12)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.6.13)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 0,237}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{754,4}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 7,6403 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,237 \text{ m} \quad (7.6.14)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.6.15)$$

$$T_z = 310,8 + \left(0,005 + \frac{1}{1746,232} \right) \cdot \frac{3229,17}{469,31} \cdot 10^3 + 273,15 = 622,3 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný přehříváku P1 z rovnice (5.5) a S [m²] jeho celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,36 \cdot 45 \cdot 1 \cdot 26 = 469,31 \text{ m}^2 \quad (7.6.16)$$

Rozměry přehříváku byly odečteny z tabulky 7.11.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do přehříváku:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 11,196 + 58,706 = 69,902 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.6.17)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 69,902}{1 + \frac{69,902}{1746,232}} = 40,327 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.6.18)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{180,4 - 161}{\ln \frac{180,4}{161}} = 170,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.6.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{p,out} = 533 - 352,6 = 180,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{p,in} = 430 - 269 = 161 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.6.19a)$$

Teplu odebrané spalinám přehřívákem P3:

$$Q_{P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{40,327 \cdot 469,31 \cdot 170,3}{10^3} = 3222,93 \text{ kW} \quad (7.6.20)$$

7.6.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.6.21)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0652}{0,1173} \left(\frac{6,65 \cdot 0,1173}{74 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,642^{0,4} = 17,699 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.6, ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 9,592}{327,15} = 0,1173 \text{ m} \quad (7.6.22)$$

kde průtočný průřez F_{SP} byl stanoven v rovnici (7.6.4) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \\ O &= 2 \cdot (3,42 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,038 + 3,36) \cdot 45 \\ O &= 327,15 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.6.23)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_S}\right)} \\ \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1658 \cdot 754,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{754,4}\right)^4}{1 - \left(\frac{591,9}{754,4}\right)} = 10,527 \text{ W/m}^2 \end{aligned} \quad (7.6.24)$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_S [-] z rovnice (7.6.11)
 T_S – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.6.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.13)

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 10,527 + 17,699 = 28,226 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.6.25)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{28,226}{1 + 0,005 \cdot 28,226} = 24,735 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.6.26)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{274,2 - 171,2}{\ln \frac{274,2}{171,2}} = 218,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.6.27)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_V = 533 - 258,8 = 274,2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_V = 430 - 258,8 = 171,2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.6.27a)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u(a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 3,86 \cdot (3,42 + 4,5) = 61,14 \text{ m}^2 \quad (7.6.28)$$

kde h_u představuje výšku úseku znázorněnou na obrázku 7.10.

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou úseku s P1:

$$Q_{MS} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{24,735 \cdot 61,14 \cdot 218,5}{10^3} = 330,43 \text{ kW} \quad (7.6.29)$$

7.6.3 Závěsné trubky

Tab. 7.13 Fyzikální vlastnosti páry v ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,585	4,575	4,58
Teplota [$^\circ\text{C}$]	260	261,3	260,6
Entalpie [kJ/kg]	2803,69	2810,1	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m^3/kg]			0,0437
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$52,9 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m^2/s]			$78 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,392

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.6.30)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0529}{0,028} \cdot \left(\frac{19,92 \cdot 0,028}{78 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,392^{0,4} = 2391,01 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0437}{0,0283} = 19,92 \text{ m/s} \quad (7.6.31)$$

průtočný průřez páry v závěsných trubkách F_{ZT} byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro podélné proudění je shodný se součinitelem vypočteným u membránové stěny v rovnici (7.6.21), neboť se jedná také o podélné proudění a všechny parametry výpočtu jsou v obou případech totožné.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.6.32)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1658 \cdot 754,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{533,2}{754,4}\right)^4}{1 - \left(\frac{533,2}{754,4}\right)} = 9,731 \frac{W}{m^2 K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.6.11)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.6.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.6.33)

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.6.33)$$

$$T_z = 260,6 + \left(0,005 + \frac{1}{2391,01}\right) \cdot \frac{75,99}{21,2} \cdot 10^3 + 273,15 = 533,2 K$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2810,1 - 2803,69) = 75,99 kW \quad (7.6.34)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 3,86 = 21,2 m^2 \quad (7.6.35)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.6.34) byly odečteny z tabulky 7.13. Délka závěsných trubek l_{tr} je shodná s délkou úseku h_u , tedy 3,86 m.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 9,731 + 17,699 = 27,43 W/m^2 K \quad (7.6.36)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 27,43}{1 + \frac{27,43}{2360,58}} = 16,271 W/m^2 K \quad (7.6.37)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{272,7 - 170}{\ln \frac{272,7}{170}} = 216,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.6.38)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 533 - 261,3 = 272,7 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 430 - 260 = 170 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.6.38a)$$

Teplu odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{16,271 \cdot 21,2 \cdot 216,7}{10^3} = 74,74 \text{ kW} \quad (7.6.39)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.6.34), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.6.4 Výstupní teplota spalin

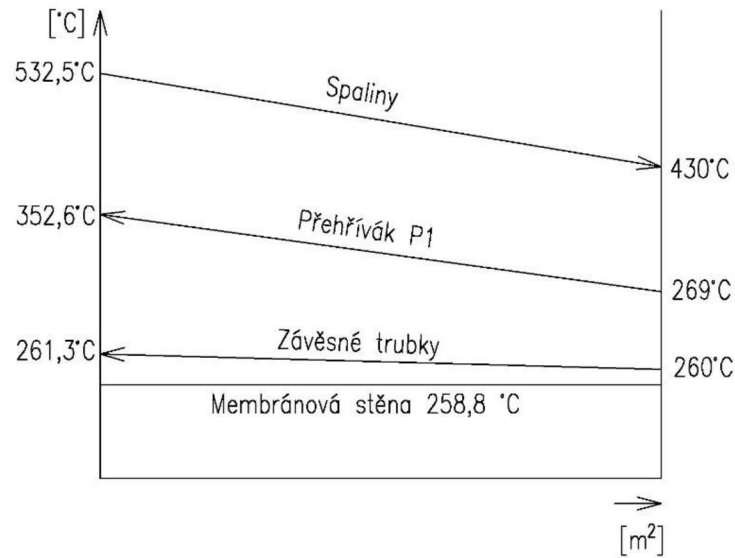
Celkové množství tepla odebraného spalinám v úseku s přehřívákem P1 bylo určeno jako suma dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch, tedy:

$$\begin{aligned} Q_{u,P1} &= Q_{P1} + Q_{MS} + Q_{ZT} \\ Q_{u,P1} &= 3222,93 + 330,43 + 74,74 = 3628,1 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.6.40)$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s P1:

$$I_{P1,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P3,out} - Q_{u,P1}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 4974,33 - 3628,1}{3,586} = 3962,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.6.41)$$

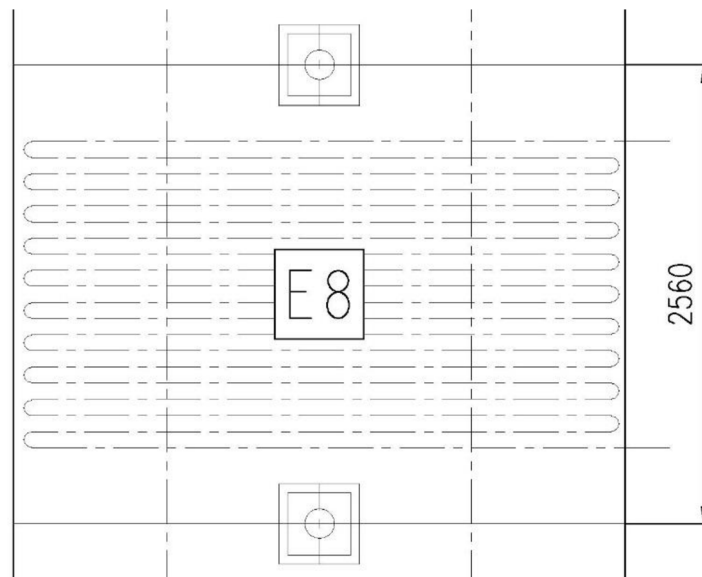
Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z úseku s přehřívákem P1 $t_{P1,out}^{skut} = 430 \text{ } ^\circ\text{C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší až v řádu tisícín, proto lze výpočet považovat za přesný. Průběh teplot spalin a pracovního média je pro přehlednost znázorněn na obrázku 7.12.



Obr. 7.12 Průběh teplot v úseku s P1

7.7 Úsek s ekonomizérem E8

Výška úseku byla volena od výstupu z úseku s P1 po osu ofukovače umístěného nad svazkem E8 a je znázorněna na následujícím schématu.



Obr. 7.13 Úsek s ekonomizérem E8

Tepelný výpočet úseku byl proveden obdobně jako u předchozích svazků přehříváků. Teplota spalin na výstupu byla volena 366,5 °C. Střední teplota spalin tedy je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P1,out} + t_{E8,out}}{2} = \frac{430 + 366,5}{2} = 398,3 \text{ °C} \quad (7.7.1)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{398,3 + 273,15}{273,15} \right) = 56,73 \frac{m^3}{s} \quad (7.7.2)$$

Střední rychlost spalin procházejících přes svazky E8:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{56,73}{10,53} = 5,39 \text{ m/s} \quad (7.7.3)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} =$$

$$F_{SP} = 3,42 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,0318 \cdot 3,36 \cdot 45 = 10,53 \text{ m}^2 \quad (7.7.4)$$

kde:

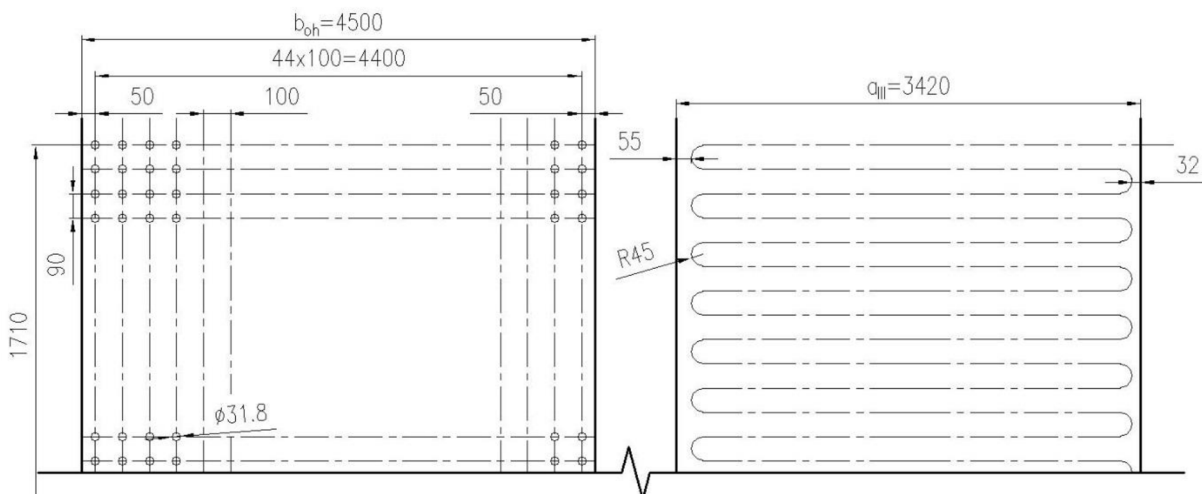
- D_{ZT} , n_{ZT} jsou parametry závěsných trubek z tabulky 7.1
- D_{tr} , l_e , n_{tr} jsou parametry ekonomizéru E8 z tabulky 7.14

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 398,3 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 57,9 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 60,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,65 [-]$

7.7.1 Ekonomizér E8

Svazek ekonomizéru E8 tvoří 45 trubek rozmístěných po šířce kanálu s roztečí 100 mm. Průměr trubek byl volen 31,8 mm pro zachování rychlosti proudění v rozsahu 0,7–1,5 m/s dle odborné konzultace. Svazek byl navržen jako protiproudý a je znázorněn na následujícím schématu.



Obr. 7.14 Uspořádání ekonomizéru E8

Rozměry svazku E8 a parametry vody v něm proudící jsou zobrazeny v tabulkách níže.

Tab. 7.14 Rozměry ekonomizéru E8

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka stěny trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	mm
Efektivní délka trubky	l _e	3360	mm
Příčná rozteč	s ₁	100	mm
Střední podélná rozteč	s ₂	90	mm
Počet trubek v řadě	n _{tr}	45	-
Počet hadů	n _{had}	1	-
Počet řad	n _{řad}	20	-

Tab. 7.15 Fyzikální vlastnosti vody v E8

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,7	4,6	4,65
Teplota [°C]	204,5	238,8	221,6
Entalpie [kJ/kg]	873,87	1031,9	-
Hmotnostní průtok M _v [kg/s]			12,92
Měrný objem v _v [m ³ /kg]			1,19 · 10 ⁻³

Střední rychlost proudění vody uvnitř trubek byla stanovena jako:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 1,19 \cdot 10^{-3}}{0,02} = 0,77 \text{ m/s} \quad (7.7.5)$$

kde průtočný průřez vody uvnitř trubek:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 45 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,02 \text{ m}^2 \quad (7.7.6)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody je řádově vyšší než v případě páry, proto lze dle [1] při výpočtu zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.7.7)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0579}{0,0318} \left(\frac{5,39 \cdot 0,0318}{60,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,65^{0,33} = 55,466 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr trubek ekonomizéru. Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.7 a střední rychlost spalin z rovnice (7.7.3). Pro počet podélných řad $n_{\text{řad}} \geq 10$ se dle [1] součinitel opravy na počet podélných řad uvažuje $c_z = 1$. Součinitel na opravu na uspořádání svazku byl pro $\sigma_2 \geq 2$ dle [1] volen $c_s = 1$. Poměrná podélná rozteč byla určena jako:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,83 \quad (7.7.8)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.7.9)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1897 \cdot 671,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{528,6}{671,4}\right)^4}{1 - \left(\frac{528,6}{671,4}\right)}$$

$$\alpha_s = 8,526 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.7.10)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.7.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.7.14)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,2103} = 0,1897 \text{ [-]} \quad (7.7.10)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 7,1136 \cdot 0,1 \cdot 0,296 = 0,2103 \text{ [-]} \quad (7.7.11)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.7.12)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 0,296}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{671,4}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 7,1136 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0318 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,296 \text{ m} \quad (7.7.13)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_v^{stř} + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.7.14)$$

$$T_z = 221,6 + 0,005 \cdot \frac{2040,72}{302,11} \cdot 10^3 + 273,15 = 528,6 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon E8:

$$Q = M_v \cdot (I_{v,out} - I_{v,in}) = 12,92 \cdot (1031,86 - 873,87) = 2040,72 \text{ kW} \quad (7.7.15)$$

a S [m²] jeho celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 3,36 \cdot 45 \cdot 20 = 302,11 \text{ m}^2 \quad (7.7.16)$$

Vstupní a výstupní entalpie vody v rovnici (7.7.15) byly odečteny z tabulky 7.15. Rozměry svazku byly odečteny z tabulky 7.14.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do svazku E8:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 8,526 + 55,466 = 63,992 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.7.17)$$

Součinitel prostupu tepla pro ohříváky vody a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 63,992 = 38,395 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.7.18)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád pro protiproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{191,2 - 162}{\ln \frac{191,2}{162}} = 176,2 \text{ °C} \quad (7.7.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{v,out} = 430 - 238,8 = 191,2 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{v,in} = 366,5 - 204,5 = 162 \text{ °C} \quad (7.7.19a)$$

Teplo odebrané spalinám svazkem E8:

$$Q_{E8} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{38,395 \cdot 302,11 \cdot 176,2}{10^3} = 2043,89 \text{ kW} \quad (7.7.20)$$

Skutečný tepelný výkon svazku E8 se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.7.15), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti vody, z kterých byl předpokládaný výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.7.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.7.21)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0579}{0,129} \left(\frac{5,39 \cdot 0,129}{60,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,65^{0,4} = 15,414 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.7, ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 10,53}{326,59} = 0,129 \text{ m} \quad (7.7.22)$$

kde průtočný průřez F_{SP} byl stanoven v rovnici (7.7.4) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \\ O &= 2 \cdot (3,42 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,0318 + 3,36) \cdot 45 \\ O &= 326,59 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.7.23)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \\ \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1897 \cdot 671,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{671,4}\right)^4}{1 - \left(\frac{591,9}{671,4}\right)} = 9,85 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned} \quad (7.7.24)$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.7.10)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.7.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.13)

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 9,85 + 15,414 = 25,263 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.7.25)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{25,263}{1 + 0,005 \cdot 25,263} = 22,43 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.7.26)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{171,2 - 107,7}{\ln \frac{171,2}{107,7}} = 137 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.7.27)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_V = 430 - 258,8 = 171,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_V = 366,5 - 258,8 = 107,7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.7.27a)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u(a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 2,56 \cdot (3,42 + 4,5) = 40,55 \text{ m}^2 \quad (7.7.28)$$

kde h_u představuje výšku úseku znázorněnou na obrázku 7.13.

Teplu odebrané spalinám membránovou stěnou úseku s E8:

$$Q_{MS} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{22,43 \cdot 40,55 \cdot 137}{10^3} = 124,63 \text{ kW} \quad (7.7.29)$$

7.7.3 Závěsné trubky

Tab. 7.16 Fyzikální vlastnosti páry v ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,595	4,585	4,59
Teplota [°C]	259,2	260	259,6
Entalpie [kJ/kg]	2801,66	2809,58	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0434
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$53 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$77,3 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,41

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.7.30)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,053}{0,028} \cdot \left(\frac{19,79 \cdot 0,028}{77,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,41^{0,4} = 2413,67 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0434}{0,0283} = 19,92 \text{ m/s} \quad (7.7.31)$$

průtočný průřez páry v závěsných trubkách F_{ZT} byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro podélné proudění je shodný se součinitelem vypočteným u membránové stěny v rovnici (7.7.21), neboť se jedná také o podélné proudění a všechny parametry výpočtu jsou v obou případech totožné.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.7.32)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1897 \cdot 671,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,8}{671,4}\right)^4}{1 - \left(\frac{542,8}{671,4}\right)} = 8,808 \frac{W}{m^2K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.7.10)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.7.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.7.33)

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.7.33)$$

$$T_z = 259,6 + \left(0,005 + \frac{1}{2413,67}\right) \cdot \frac{25,46}{14,06} \cdot 10^3 + 273,15 = 542,8 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2809,58 - 2801,66) = 25,46 \text{ kW} \quad (7.7.34)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 2,56 = 14,06 \text{ m}^2 \quad (7.7.35)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.7.34) byly odečteny z tabulky 7.16. Délka závěsných trubek l_{tr} je shodná s délkou úseku h_u , tedy 2,56 m.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 8,808 + 19,92 = 24,222 \text{ W/m}^2K \quad (7.7.36)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 24,222}{1 + \frac{24,222}{2413,67}} = 14,389 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.7.37)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{170 - 107,3}{\ln \frac{170}{106,9}} = 135,95 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.7.38)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 430 - 260 = 170 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 366,5 - 259,2 = 107,3 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.7.38a)$$

Teplu odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{ZT} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{14,389 \cdot 14,06 \cdot 135,95}{10^3} = 27,5 \text{ kW} \quad (7.7.39)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.7.34), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládaný výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.7.4 Výstupní teplota spalin

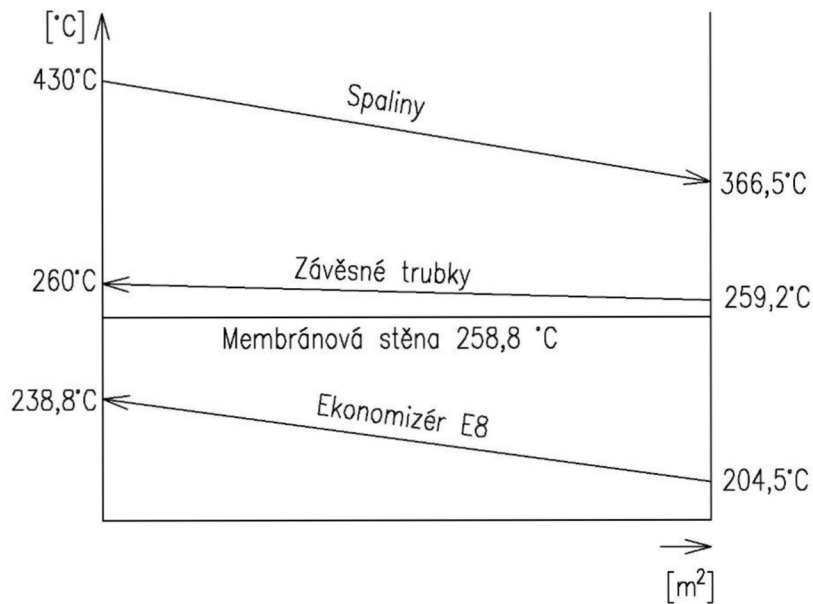
Celkové množství tepla odebraného spalinám v úseku se svazkem E8 bylo určeno jako suma dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch, tedy:

$$\begin{aligned} Q_{u,E8} &= Q_{E8} + Q_{MS} + Q_{ZT} \\ Q_{u,E8} &= 2043,89 + 124,63 + 27,5 = 2196,01 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.7.40)$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s E8:

$$I_{E8,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P1,out} - Q_{u,E8}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 3962,51 - 2196,01}{3,586} = 3350,08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.7.41)$$

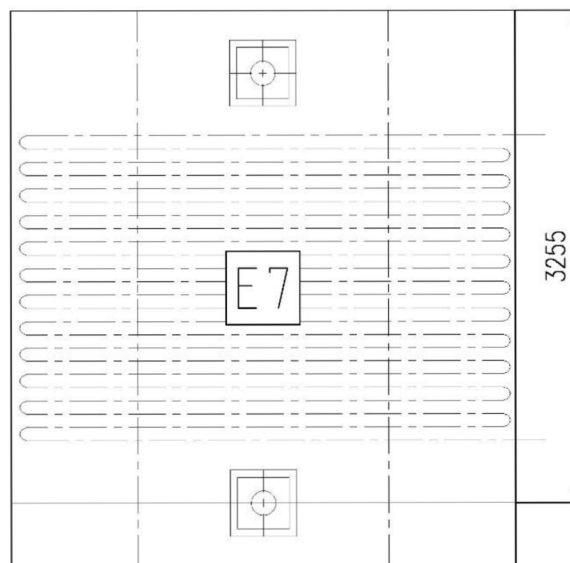
Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z úseku se svazkem E8 $t_{E8,out}^{skut} = 366,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší až v řádu setin, proto lze výpočet považovat za přesný. Průběh teplot spalin a pracovního média je pro přehlednost znázorněn na obrázku 7.15.



Obr. 7.15 Průběh teplot v úseku s E8

7.8 Úsek s ekonomizérem E7

Výška úseku byla zvolena od výstupu z úseku s E8 po sběrnou komoru membránové stěny, na kterou navazuje nechlazený plechový kanál čtvrtého tahu. Celý úsek je znázorněn na následujícím schématu.



Obr. 7.16 Úsek s ekonomizérem E7

Tepelný výpočet úseku byl proveden obdobně jako u svazku E8. Teplota spalin na výstupu byla volena 321,5 °C. Střední teplota spalin tedy je:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{E8,out} + t_{E7,out}}{2} = \frac{366,5 + 321,5}{2} = 344 \text{ °C} \quad (7.8.1)$$

Objemový průtok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{344 + 273,15}{273,15} \right) = 46,27 \frac{m^3}{s} \quad (7.8.2)$$

Střední rychlost spalin procházejících přes svazky E8:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{46,27}{10,53} = 4,39 \text{ m/s} \quad (7.8.3)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} = \quad (7.8.4)$$

$$F_{SP} = 3,42 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,0318 \cdot 3,36 \cdot 45 = 10,53 \text{ m}^2$$

kde:

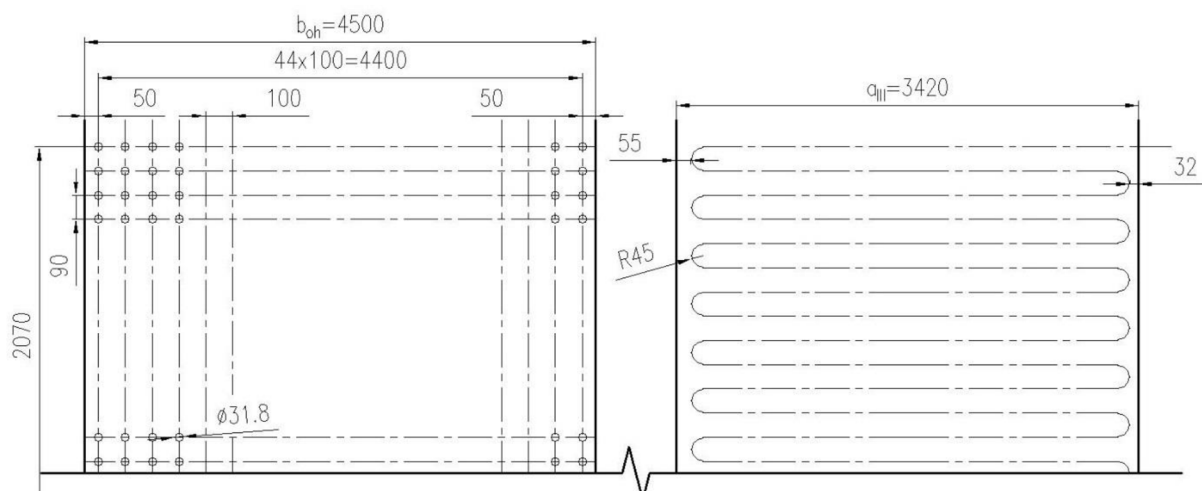
- D_{ZT} , n_{ZT} jsou parametry závěsných trubek z tabulky 7.1
- D_{tr} , l_e , n_{tr} jsou parametry ekonomizéru E7 z tabulky 7.14

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 344 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 53,1 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 52,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,656 [-]$

7.8.1 Ekonomizér E7

Svazek ekonomizéru E7 je tvořen 45 trubkami s příčnou roztečí 100 mm. Průměr trubek je s ohledem na rychlost proudění vody uvnitř 31,8 mm. Obdobně jako svazek E8 byl navržen jako protiproudý. Svazek E7 slouží k vyplnění zbývajících prostoru třetího tahu. Počet podélných řad (vinutí hadu) byl proto navržen na maximální možnou výšku, kterou dovolí dosah ofukovačů, tedy 2 metry. Rozložení svazku je znázorněno na schématu níže.



Obr. 7.17 Uspořádání ekonomizéru E7

Rozměry svazku E7 a parametry vody v něm proudící jsou zobrazeny v tabulkách níže.

Tab. 7.17 Rozměry ekonomizéru E7

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka stěny trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	mm
Efektivní délka trubky	l _e	3360	mm
Příčná rozteč	s ₁	100	mm
Střední podélná rozteč	s ₂	90	mm
Počet trubek v řadě	n _{tr}	45	-
Počet hadů	n _{had}	1	-
Počet řad	n _{řad}	24	-

Tab. 7.18 Fyzikální vlastnosti vody v E7

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,9	4,8	4,85
Teplota [°C]	215	239	227
Entalpie [kJ/kg]	921,48	1032,91	-
Hmotnostní průtok M _v [kg/s]			12,92
Měrný objem v _v [m ³ /kg]			1,2 · 10 ⁻³

Střední rychlost proudění vody uvnitř trubek byla stanovena jako:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}}{0,02} = 0,77 \text{ m/s} \quad (7.8.5)$$

kde průtočný průřez vody uvnitř trubek:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 45 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,02 \text{ m}^2 \quad (7.8.6)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody je řádově vyšší než v případě páry, proto lze dle [1] při výpočtu zanedbat termický odpor na straně vody.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.8.7)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0531}{0,0318} \left(\frac{4,39 \cdot 0,0318}{52,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,56^{0,33} = 48,977 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr trubek ekonomizéru. Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.7 a střední rychlost spalin z rovnice (7.7.3). Pro počet podélných řad $n_{\text{řad}} \geq 10$ se dle [1] součinitel opravy na počet podélných řad uvažuje $c_z = 1$. Součinitel na opravu na uspořádání svazku byl pro $\sigma_2 \geq 2$ dle [1] volen $c_s = 1$. Poměrná podélná rozteč byla určena jako:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,83 \quad (7.8.8)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_s}{T_z}\right)} \quad (7.8.9)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1942 \cdot 617,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{520}{617,2}\right)^4}{1 - \left(\frac{520}{617,2}\right)}$$

$$\alpha_s = 7,38 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.8.10)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.8.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.8.14)

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,216} = 0,1942 \text{ [-]} \quad (7.8.10)$$

Exponent kps byl určen jako:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 7,3035 \cdot 0,1 \cdot 0,296 = 0,216 \text{ [-]} \quad (7.8.11)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.8.12)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1522}{3,16 \cdot \sqrt{0,0267 \cdot 0,296}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{617,2}{1000} \right) \cdot 0,267$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 7,3035 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0318 \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,296 \text{ m} \quad (7.8.13)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_v^{stř} + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.8.14)$$

$$T_z = 227 + 0,005 \cdot \frac{1439,3}{362,53} \cdot 10^3 + 273,15 = 520 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon E8:

$$Q = M_v \cdot (I_{v,out} - I_{v,in}) = 12,92 \cdot (1032,91 - 921,48) = 1439,3 \text{ kW} \quad (7.8.15)$$

a S [m²] jeho celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 3,36 \cdot 45 \cdot 24 = 362,53 \text{ m}^2 \quad (7.8.16)$$

Vstupní a výstupní entalpie vody v rovnici (7.8.15) byly odečteny z tabulky 7.18. Rozměry svazku byly odečteny z tabulky 7.17.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do svazku E8:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 7,38 + 48,977 = 56,357 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8.17)$$

Součinitel prostupu tepla pro ohříváky vody a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 56,357 = 33,814 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8.18)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád pro protiproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{127,5 - 106,5}{\ln \frac{127,5}{106,5}} = 116,7 \text{ °C} \quad (7.8.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP,in} - t_{v,out} = 366,5 - 239 = 127,5 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,out} - t_{v,in} = 321,5 - 215 = 106,5 \text{ °C} \quad (7.8.19a)$$

Teplo odebrané spalinám svazkem E7:

$$Q_{E7} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{33,814 \cdot 362,53 \cdot 116,7}{10^3} = 1430,72 \text{ kW} \quad (7.8.20)$$

Skutečný tepelný výkon svazku E7 se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.8.15), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti vody, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.8.2 Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (7.8.21)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0531}{0,129} \left(\frac{4,39 \cdot 0,129}{52,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} 0,656^{0,4} = 13,496 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin byly určeny v úvodu kapitoly 7.8, ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 10,53}{326,59} = 0,129 \text{ m} \quad (7.8.22)$$

kde průtočný průřez F_{SP} byl stanoven v rovnici (7.8.4) a obvod průřezu:

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + \pi D_{ZT} \cdot n_{tr,c} + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \\ O &= 2 \cdot (3,42 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,0318 + 3,36) \cdot 45 \\ O &= 326,59 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.8.23)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\begin{aligned} \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_S}\right)} \\ \alpha_s &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1942 \cdot 617,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{591,9}{617,2}\right)^4}{1 - \left(\frac{591,9}{617,2}\right)} = 8,81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned} \quad (7.8.24)$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu T_S [-] z rovnice (7.8.10)
 T_S – absolutní střední teplota proudu spalin [K] z rovnice (7.8.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.3.13)

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 8,81 + 13,496 = 22,306 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8.25)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{22,306}{1 + 0,005 \cdot 22,306} = 12,615 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8.26)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{107,7 - 62,7}{\ln \frac{107,7}{62,7}} = 83,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.8.27)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_V = 366,5 - 258,8 = 107,7 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_V = 321,5 - 258,8 = 62,7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.8.27a)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_u (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 3,255 \cdot (3,42 + 4,5) = 51,56 \text{ m}^2 \quad (7.8.28)$$

kde h_u představuje výšku úseku znázorněnou na obrázku 7.16.

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou úseku s E7:

$$Q_{MS} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{12,615 \cdot 51,56 \cdot 83,2}{10^3} = 86,11 \text{ kW} \quad (7.8.29)$$

7.8.3 Závěsné trubky

Tab. 7.19 Fyzikální vlastnosti páry ZT

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	258,8	259,2	259
Entalpie [kJ/kg]	2800,4	2801,6	-
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,92
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0432
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			$53 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$77 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,42

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro podélné proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.8.30)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,053}{0,028} \cdot \left(\frac{19,71 \cdot 0,028}{77 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,42^{0,4} = 2425,32 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde střední rychlost proudění páry uvnitř trubky byla stanovena jako:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,92 \cdot 0,0432}{0,0283} = 19,71 \text{ m/s} \quad (7.8.31)$$

průtočný průřez páry v závěsných trubkách F_{ZT} byl určen v rovnici (7.2.3).

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín pro podélné proudění je shodný se součinitelem vypočteným u membránové stěny v rovnici (7.8.21), neboť se jedná také o podélné proudění a všechny parametry výpočtu jsou v obou případech totožné.

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.8.32)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1942 \cdot 617,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{537,9}{617,2}\right)^4}{1 - \left(\frac{537,9}{617,2}\right)} = 7,713 \frac{W}{m^2 K}$$

kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], při výpočtu se dle [1] uvažuje 0,8
 a – stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu T_s [-] z rovnice (7.8.10)
 T_s – absolutní střední teplota proudu spalín [K] z rovnice (7.8.1)
 T_z – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K] z rovnice (7.8.33)

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 + 273,15 \quad (7.8.33)$$

$$T_z = 259 + \left(0,005 + \frac{1}{2425,32}\right) \cdot \frac{16,92}{17,87} \cdot 10^3 + 273,15 = 537,9 \text{ K}$$

kde Q [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{p,out} - I_{p,in}) = 12,92 \cdot (2809,66 - 2801,66) = 16,92 \text{ kW} \quad (7.8.34)$$

a S [m²] jejich celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr,c} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 3,255 = 17,87 \text{ m}^2 \quad (7.8.35)$$

Vstupní a výstupní entalpie páry v rovnici (7.8.34) byly odečteny z tabulky 7.19. Délka závěsných trubek l_{tr} je shodná s délkou úseku h_u , tedy 3,255 m.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 7,713 + 13,496 = 21,209 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8.36)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 21,209}{1 + \frac{21,209}{2425,32}} = 12,615 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.8.37)$$

Střední logaritmický teplotní spád byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{106,3 - 62,7}{\ln \frac{107,3}{62,7}} = 82,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.8.38)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{p,out} = 366,5 - 259,2 = 107,3 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{p,in} = 321,5 - 258,8 = 62,7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.8.38a)$$

Teplu odebrané spalinám závěsnými trubkami:

$$Q_{zT} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{12,615 \cdot 17,87 \cdot 82,4}{10^3} = 18,58 \text{ kW} \quad (7.8.39)$$

Skutečný tepelný výkon závěsných trubek se výrazně neliší od výkonu předpokládaného z rovnice (7.8.34), proto lze i vstupní fyzikální vlastnosti páry, z kterých byl předpokládán výkon určen považovat za dostatečně přesné.

7.8.4 Výstupní teplota spalin

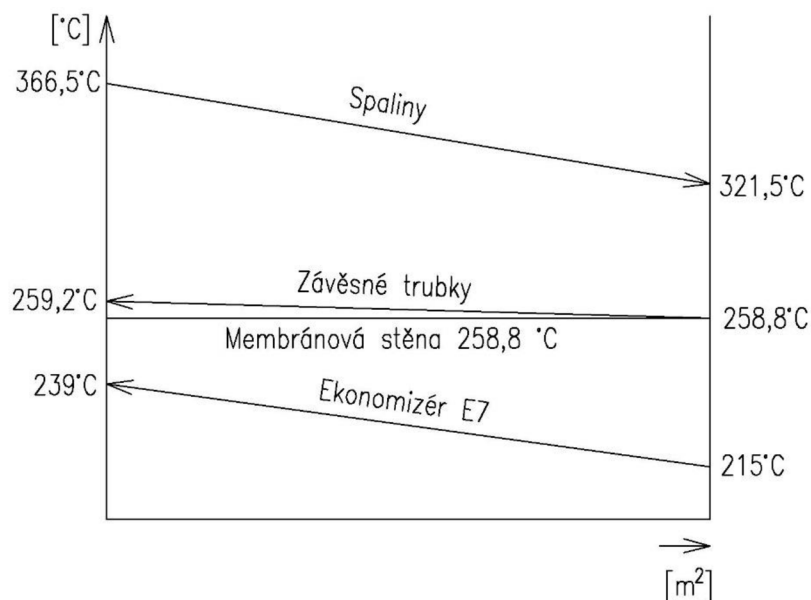
Celkové množství tepla odebraného spalinám v úseku se svazkem E7 bylo určeno jako suma dílčích tepelných výkonů jednotlivých ploch, tedy:

$$\begin{aligned} Q_{u,E7} &= Q_{E7} + Q_{MS} + Q_{ZT} \\ Q_{u,E7} &= 1430,72 + 86,11 + 18,58 = 1535,41 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.8.40)$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s E8:

$$I_{E7,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{E8,out} - Q_{u,E7}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 3350,08 - 1535,41}{3,586} = 2921,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.8.41)$$

Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z úseku se svazkem E7 $t_{E7,out}^{skut} = 321,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší o $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$, proto lze výpočet považovat za přesný. Průběh teplot spalin a pracovního média je pro přehlednost znázorněn na obrázku 7.15.



Obr. 7.18 Průběh teplot v úseku s E7

8 NÁVRH IV. TAHU

Čtvrtý tah tvoří zbývající svazky ekonomizéru zavěšené na nechlazených závěsných trubkách a umístěné v nechlazeném plechovém kanálu.

8.1 Návrh rozměrů

Šířka plechového kanálu čtvrtého tahu byla navržena s ohledem na rychlost vody v trubkách ekonomizéru. Průměr trubek je 31,8 mm, tloušťka stěny 4 mm a příčná rozteč 80 mm. V jedné řadě je umístěno 36 trubek. Střední rychlost proudění vody v trubkách tedy je:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}}{0,015} = 0,9 \text{ m/s} \quad (8.1)$$

Dle odborné konzultace by se rychlost vody měla pohybovat v rozmezí 0,7–1,5 m/s, což je splněno. Měrný objem vody byl odečten z tabulky 8.2 a průtočný průřez uvnitř trubek byl určen jako:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 36 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,016 \text{ m}^2 \quad (8.2)$$

Šířka plechového kanálu byla následně stanovena jako:

$$b_{IV} = n_{tr} \cdot s_1 = 36 \cdot 0,08 = 2,88 \text{ m} \quad (8.3)$$

Délka kanálu byla navržena s ohledem na rychlost spalin, která by se dle odborné konzultace měla pohybovat kolem 6,5 m/s. Nejprve byla tedy určena střední teplota spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{E7,out} + t_{IV,out}}{2} = \frac{321,6 + 160}{2} = 240,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.4)$$

a objemový průtok spalin odpovídající střední teplotě:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 23,08 \cdot \left(\frac{240,8 + 273,15}{273,15} \right) = 43,43 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (8.5)$$

Následně byl určen průtočný průřez spalin pro odpovídající rychlost:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP}} = \frac{43,43}{6,5} = 6,68 \text{ m}^2 \quad (8.6)$$

Orientační délka plechového kanálu:

$$a_{IV} = \frac{F_{SP}}{b_{oh} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{6,68}{2,88 - 36 \cdot 0,0318} = 3,837 \text{ m} \rightarrow \text{voleno } 3,8 \text{ m} \quad (8.7)$$

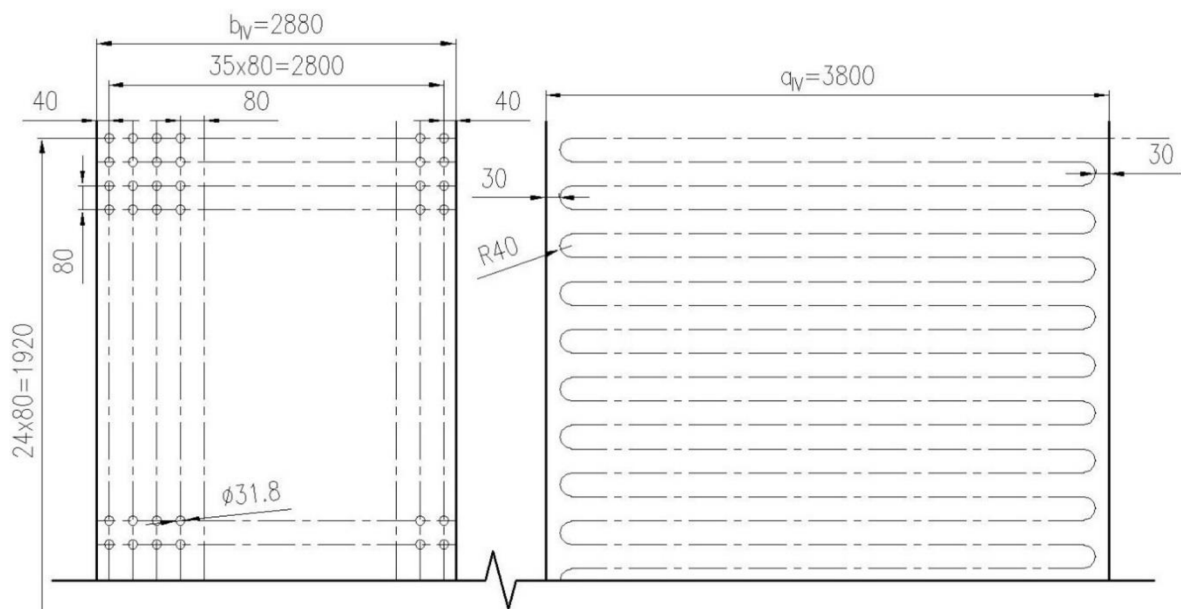
Délka trubek ekonomizéru v předchozí rovnici byla pro zjednodušení uvažována shodná s délkou tahu. Skutečná délka trubek je o 60 mm kratší pro zachování minimálně 10 mm vůle mezi stěnou trubky a stěnou kanálu. Skutečná rychlost spalin tedy je:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{IV} \cdot b_{IV} - l_e \cdot n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{43,43}{3,8 \cdot 2,88 - 3,74 \cdot 36 \cdot 0,0318} = 6,52 \frac{m}{s} \quad (8.8)$$

Navrhnuté rozměry spalínového kanálu a ekonomizéru jsou shrnuty v následující tabulce a znázorněny na obrázku 8.1.

Tab. 8.1 Rozměry spalínového kanálu a svazků ekonomizéru

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Spalínový kanál			
Délka kanálu	a_{IV}	3,8	m
Šířka kanálu	b_{IV}	2,88	m
Ekonomizér			
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka stěny trubky	t	4	mm
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	mm
Efektivní délka trubky	l_e	3740	mm
Příčná rozteč	s_1	80	mm
Střední podélná rozteč	s_2	80	mm
Počet trubek v řadě	n_{tr}	36	-
Počet hadů	n_{had}	1	-



Obr. 8.1 Uspořádání svazku ekonomizéru

8.2 Tepelný výpočet

Cílem tepelného výpočtu je určit celkovou teplosměnnou plochu potřebnou pro ohřátí napájecí vody ze 120 °C na teplotu na vstupu do svazku E7, tedy 215 °C, a také ochlazení spalin na navrhovanou výstupní teplotu 160 °C. Během výpočtu byl ekonomizér uvažován jako celek a výsledný počet řad trubek byl následně rovnoměrně rozdělen do jednotlivých svazků. Výška jednoho svazku by přitom neměla přesahovat dva metry z důvodu omezeného dosahu ofukovačů. Ty byly rovnoměrně umístěny mezi jednotlivé svazky společně s průřezem pro kontrolu a údržbu. Mezery mezi svazky jsou proto 700 mm vysoké.

Tab. 8.2 Fyzikální vlastnosti vody v ekonomizéru

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,1	4,9	5
Teplota [°C]	120	215	167,5
Entalpie [kJ/kg]	507,24	921,48	-
Hmotnostní průtok M_v [kg/s]			12,92
Měrný objem v_v [m ³ /kg]			$1,1 \cdot 10^{-3}$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody je řádově vyšší než v případě páry, proto lze dle [1] při výpočtu zanedbat termický odpor na straně vody. Dále lze dle [1] pro nízkou teplotu spalin zanedbat součinitel přestupu tepla sáláním, neboť dominantním mechanismem přestupu tepla je v tomto případě konvekce. Celkový součinitel přestupu tepla spalin je tedy roven součiniteli α_k .

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 240,8 °C a obsah vody z rovnice (6.11):

- součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 44,1 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
- součinitel kinematické viskozity $\nu = 38,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Prandtlovo číslo $Pr = 0,672 [-]$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k = 0,02 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (8.9)$$

$$\alpha_k = 0,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0441}{0,0318} \left(\frac{6,52 \cdot 0,0318}{38,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,672^{0,33} = 65,14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde D představuje vnější průměr trubek ekonomizéru. Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny výše a střední rychlost spalin v rovnici (8.8). Pro počet podélných řad $n_{řad} \geq 10$ se dle [1] součinitel opravy na počet podélných řad uvažuje $c_z = 1$. Součinitel na opravu na uspořádání svazku byl pro $\sigma_2 \geq 2$ dle [1] volen $c_s = 1$. Poměrná podélná rozteč byla určena jako:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (8.10)$$

Součinitel prostupu tepla pro ohříváky vody a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 65,14 = 39,084 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (8.11)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{106,6 - 40}{\ln \frac{106,6}{40}} = 67,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.12)$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,in} - t_{v,out} = 321,6 - 215 = 106,6 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,out} - t_{v,in} = 160 - 120 = 40 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (8.12a)$$

Tepelný výkon pro rozdíl entalpií z tabulky 8.2:

$$Q_{EKO} = M_v \cdot (i_{v,out} - i_{nv}) = 12,92 \cdot (921,48 - 507,24) = 5359,1 \text{ kW} \quad (8.13)$$

Potřebná plocha ekonomizéru byla určena z rovnice pro tepelný výkon jako:

$$S = \frac{Q_{eko} \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{5359,1 \cdot 10^3}{39,084 \cdot 67,9} = 2019,25 \text{ m}^2 \quad (8.14)$$

Počet řad trubek odpovídající dané ploše potom je:

$$n_{\text{řad}} = \frac{S}{\pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr}} = \frac{2019,25}{\pi \cdot 0,0318 \cdot 3,74 \cdot 36} = 150,15 \rightarrow \text{voleno } 150 \quad (8.15)$$

Počet řad byl rovnoměrně rozdělen do 6 svazků o 25 řadách trubek a výšce 1,92 metru, která spadá do dosahu ofukovačů.

Zpětným dosazením zaokrouhleného počtu řad do rovnice (8.15) byla určena skutečná teplosměnná plocha 2017,63 m² a jí odpovídající tepelný výkon 5354,81 kW, který se výrazně neliší od výkonu potřebného. Ze skutečné hodnoty tepelného výkonu byla následně určena výstupní entalpie spalin jako:

$$I_{SP,out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{E7,out} - Q_{EKO}^{skut}}{M_{pv}} = \frac{3,586 \cdot 2921,87 - 5354,81}{3,586} = 1428,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (8.16)$$

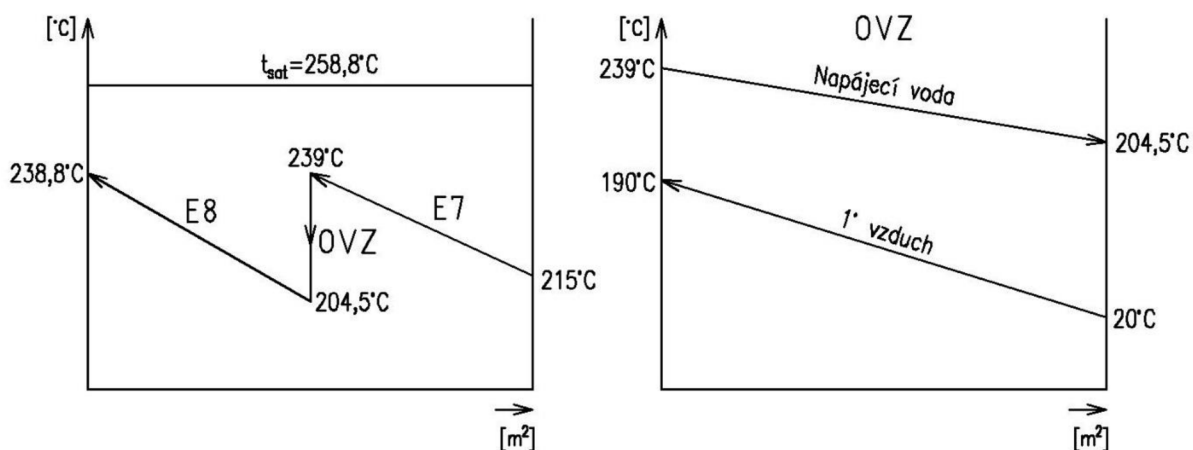
Pro výše vypočtenou entalpii byla z tabulky 2.3 odečtena skutečná teplota na výstupu z kotle $t_{SP,out}^{skut} = 160,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Ta se od předběžně zvolené teploty liší o 0,3 °C, proto lze výpočet považovat za přesný.

9 OHŘÍVÁK VZDUCHU

Ohřívák vzduchu (OVZ) slouží k předehřevu primárního vzduchu na navrhovanou teplotu 190 °C. Protože je uvažovaná vstupní teplota vzduchu 20 °C, mohlo by na povrchu trubek ohříváku dojít k nízkoteplotní korozi. Ohřívák vzduchu je z tohoto důvodu umístěn samostatně mimo kotel a vzduch je ohříván vodou z ekonomizéru. Použitím napájecí vody pro ohřev vzduchu také odpadají provozní problémy způsobené nečistotami ve spalínách.

Vzduch je do ohříváku dopravován ventilátorem primárního vzduchu a odtud je zaveden pod rošt. Voda je odebírána na výstupu svazku E7 a potom zavedena do svazku E8. Zvýšením teploty primárního vzduchu se zvýší množství tepla odebraného membránovými stěnami výparníku ve spalovací komoře a druhém tahu a sníží výkon ekonomizéru. Toto řešení se projeví na velikosti nedohřevu, která s rostoucí teplotou vzduchu roste.

Návrh OVZ probíhal souběžně s návrhem svazků E7 a E8, tak aby byl v obou svazcích zachován dostatečný nedohřev, který by se dle odborné konzultace měl pohybovat kolem 20 °C, a také dostatečný teplotní spád pro přenos tepla. Průběh teplot ve svazcích je znázorněn na schématu níže.



Obr. 9.1 Průběh teplot v OVZ a svazcích ekonomizéru

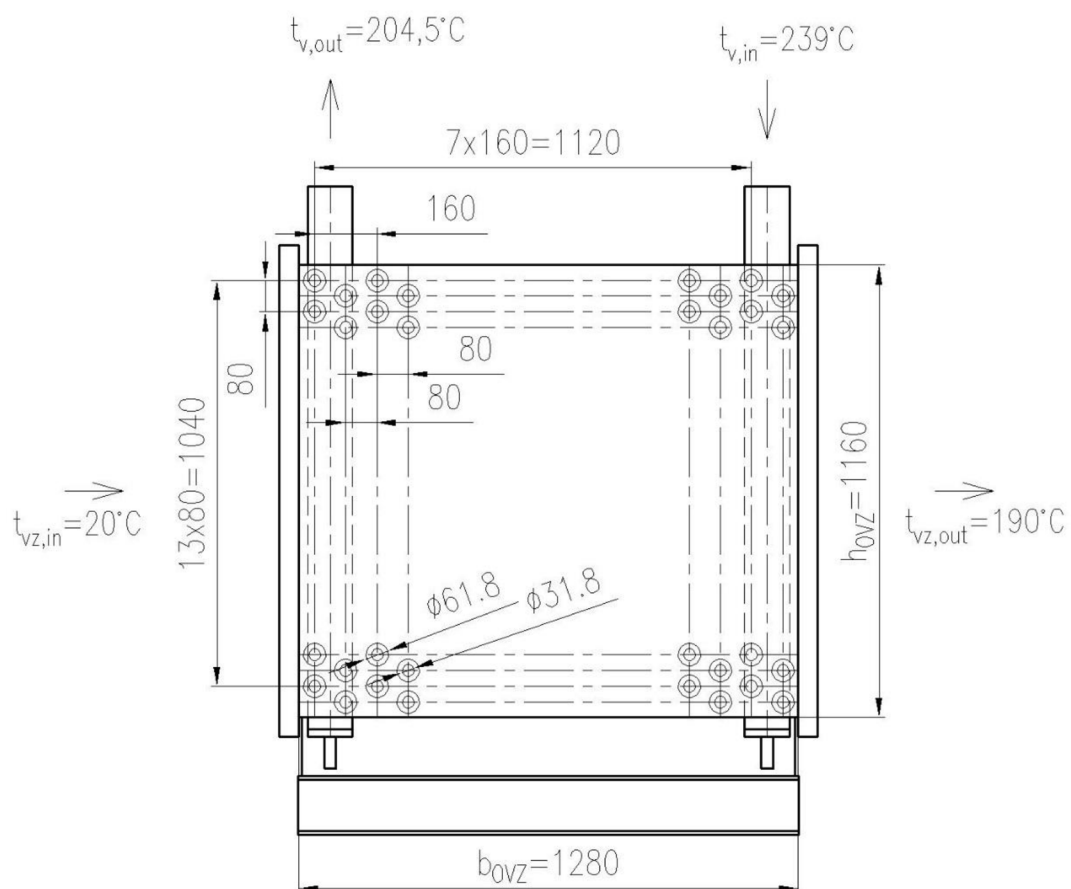
9.1 Návrh rozměrů

Ohřívák je tvořen izolovaným průtočným kanálem, v kterém jsou umístěny žebrované trubky vinuté do hadů. Trubkami proudí voda z ekonomizéru a z vnějšku jsou obtékány ohříváním vzduchem. Pro dosažení co nejmenších rozměrů, a tedy co největší intenzity přenosu tepla, bylo voleno vystřídání uspořádání trubek a protiproudá koncepce.

Rozměry ohříváku a jeho trubek byly pro zjednodušení navrhovány iteračně a jejich výsledné hodnoty jsou shrnuty a znázorněny v následující tabulce a schématu. Rozměry trubek, žeber a příčného průřezu (délka a výška kanálu) byly navrhovány s ohledem na rychlosti proudění vody a vzduchu. Ty by se dle odborné konzultace měly pohybovat okolo 1 m/s pro vodu a 10–12 m/s pro vzduch. Rychlost vody je ověřena v rovnici (9.1) a rychlost vzduchu v rovnici (9.6). Podélný počet řad a šířka kanálu byly navrhovány s ohledem na potřebnou teplosměnnou plochu.

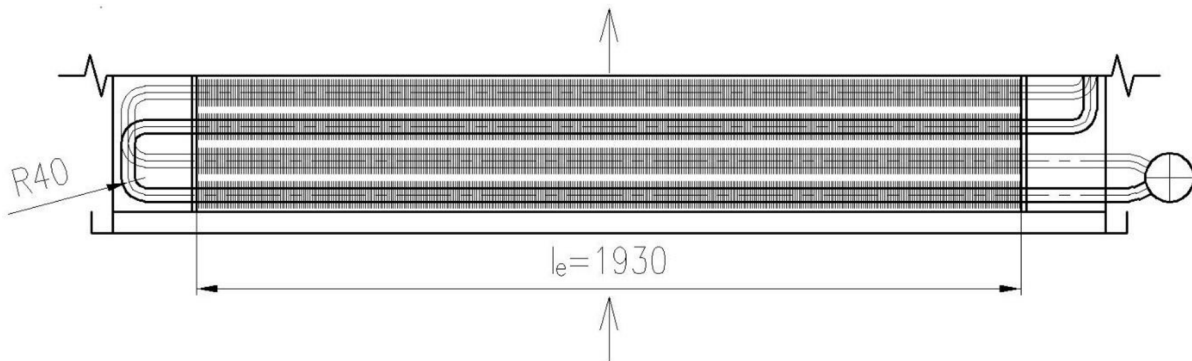
Tab. 9.1 Rozměry průtočného kanálu a trubek OVZ

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Rozměry kanálu			
Délka průtočného kanálu	a_{OVZ}	1930	mm
Šířka průtočného kanálu	b_{OVZ}	1280	mm
Výška průtočného kanálu	h_{OVZ}	1160	mm
Rozměry trubek			
Vnější průměr trubky	D	31,8	mm
Tloušťka stěny trubky	t	3,2	mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,4	mm
Výška žebra	h_z	15	mm
Průměr s žebrem	D_z	61,8	mm
Tloušťka žebra	t_z	1	mm
Počet žeber na metr délky	n_z	200	1/m
Rozteč žeber	s_z	5	mm
Efektivní délka trubky	l_e	1930	mm
Příčná rozteč	s_1	80	mm
Střední podélná rozteč	s_2	80	mm
Počet trubek v řadě	n_{tr}	14	-
Počet hadů	n_{had}	2	-
Počet řad	$n_{řad}$	8	-



Obr. 9.2 Schéma podélného řezu OVZ

Ohyby jednotlivých trubek jsou odděleny bočními stěnami kanálu, proto je délka žebrovaných trubek shodná s délkou průtočného kanálu (viz schéma níže).



Obr. 9.3 Uložení trubek v OVZ

Střední rychlost proudění vody v trubkách:

$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v}{F_v} = \frac{12,92 \cdot 1,19 \cdot 10^{-3}}{0,0142} = 1,08 \text{ m/s} \quad (9.1)$$

kde měrný objem vody byl odečten z tabulky 9.2 a průtočný průřez uvnitř trubek byl určen jako:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 14 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 0,0142 \text{ m}^2 \quad (9.2)$$

Pro určení rychlosti proudění vzduchu mezi trubkami byla nejprve určena střední teplota vzduchu jako:

$$t_{VZ}^{stř} = \frac{t_{VZ,in} + t_{VZ,out}}{2} = \frac{20 + 190}{2} = 105 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.3)$$

Následně byl určen objemový průtok primárního vzduchu pro střední teplotu:

$$M_{VZ}^{stř} = 0,45 \cdot O_{VZ} \cdot M_{pv} \left(\frac{t_{VZ}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (9.4)$$

$$M_{VZ}^{stř} = 0,45 \cdot 5,7113 \cdot 3,586 \left(\frac{105 + 273,15}{273,15} \right) = 12,758 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

kde: 0,45 – podíl primárního vzduchu na celkovém množství vzduchu

O_{VZ} – skutečné množství vlhkého vzduchu pro přebytek $\alpha = 1,3 [\text{m}^3/\text{kg}]$ z rovnice (2.13)

M_{pv} – výpočtové množství paliva $[\text{kg}/\text{s}]$ z rovnice (3.16)

Průtočný průřez vzduchu pro rozměry z tabulky 9.1:

$$F_{VZ} = l_e \cdot (h_{OVZ} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr}) \quad (9.5)$$

$$F_{VZ} = 1,93 \cdot (1,16 - 0,0318 \cdot 14 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 14)$$

$$F_{VZ} = 1,2174 \text{ m}^2$$

Rychlost vzduchu v OVZ:

$$w_{VZ}^{stř} = \frac{M_{VZ}^{stř}}{F_{VZ}} = \frac{12,758}{1,2174} = 10,5 \text{ m/s} \quad (9.6)$$

9.2 Tepelný výpočet

Cílem tepelného výpočtu je určit potřebnou teplosměnnou plochu pro ohřátí primárního vzduchu na teplotu 190 °C. K tomu bylo potřeba určit součinitel prostupu tepla, potřebný tepelný výkon a střední logaritmický teplotní spád obdobně jako při návrhu ekonomizéru v předchozí kapitole. Fyzikální vlastnosti obou médií potřebné pro tepelný výpočet jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 9.2 Fyzikální vlastnosti vody a vzduchu v OVZ

Parametr	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Voda			
Tlak [MPa]	4,8	4,7	4,75
Teplota [°C]	239	204,5	221,7
Entalpie [kJ/kg]	1032,91	873,65	-
Hmotnostní průtok M_v [kg/s]			12,92
Měrný objem v_v [m ³ /kg]			$1,19 \cdot 10^{-3}$
Vzduch			
Teplota [°C]	20	190	105
Entalpie [kJ/kg]	112,67	1093,17	-
Hmotnostní průtok M_{VZ} [kg/s]			1,61
Tepelná vodivost λ [W/mK]			0,0323
Kinematická viskozita ν [m ² /s]			$2,37 \cdot 10^{-5}$

Entalpie vzduchu je vztažena na kg paliva a přebytek vzduchu $\alpha = 1$, přičemž primární vzduch tvoří pouze 45 % celkově přiváděného vzduchu, proto $M_{VZ} = 0,45 M_{pv}$. Fyzikální vlastnosti vzduchu byly odečteny z [2].

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody a součinitel přestupu tepla sáláním jsou opět zanedbány. Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu pro trubky s kruhovými žebry a ve vystřídáném uspořádání byl určen jako:

$$\alpha_k = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{VZ}^{stř} \cdot s_z}{\nu}\right)^{0,65} \quad (9.7)$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 0,84^{0,2} \frac{0,0323}{0,005} \left(\frac{0,0318}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{10,5 \cdot 0,005}{2,37 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 68,307 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Rozměry žeber byly odečteny z tabulky 9.1, opravný součinitel na počet řad c_z byl odečten z [1] jako 1 a parametr určující uspořádání trubek ve svazku φ_σ byl určen jako:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,5157 - 1}{2,8127 - 1} = 0,8362 \quad (9.8)$$

kde σ_1 je poměrná příčná rozteč dána vztahem:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,5157 \quad (9.9)$$

a σ_2' je poměrná úhlopříčná rozteč dána vztahem:

$$\sigma_2' = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,08}{2}\right)^2 + 0,08^2}}{0,0318} = 2,8127 \quad (9.10)$$

Součinitel prostupu tepla je pro tento případ roven redukovanému součiniteli přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu, pro jehož určení bylo nejprve třeba stanovit následující parametry:

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany vzduchu pro trubky s kruhovými žebry:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad (9.11)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{0,0318} - \frac{0,001}{0,0318}\right)} = 0,9169$$

Podíl volných částí trubky a celkové plochy na straně vzduchu:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9169 = 0,0831 \quad (9.12)$$

Součinitel efektivnosti žebra E [-] byl odečten z nomogramu dle [1] jako funkce:

$$E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right) = \left(53,8798 \cdot 0,015; \frac{0,0618}{0,0318}\right) = f(0,8082; 1,94) = 0,8 \quad (9.13)$$

kde součinitel β [-] byl určen ze vztahu:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 68,307}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0)}} = 53,8798 \quad (9.14)$$

Koeficient ψ_z [-] charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra je dle [1] pro žebra s kruhovým základem 0,85. Součinitel tepelné vodivosti žebříků λ_z byl volen pro běžné oceli, tedy 40 W/mK. Součinitel znečištění ε [-] byl pro vzduch volen 0 a součinitel rozšíření žebra μ_z [-] byl pro nerozšiřující se žebra volen 1. Pro výpočet součinitele prostupu tepla byly použity stejné hodnoty těchto součinitelů.

Z výše vypočtených parametrů byl určen součinitel prostupu tepla jako:

$$k = \alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu_z + \frac{S_n}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (9.15)$$

$$k = \alpha_{1r} = [0,9169 \cdot 0,8 \cdot 1 + 0,0831] \cdot \frac{0,85 \cdot 68,307}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 68,307}$$

$$k = \alpha_{1r} = 47,413 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudé výměníky byl určen ze vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{184,5 - 49}{\ln \frac{184,5}{49}} = 102,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.16)$$

$$\Delta t_1 = t_{v,in} - t_{vz,out} = 239 - 190 = 49 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{v,out} - t_{vz,in} = 204,5 - 20 = 184,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.16a)$$

Potřebný tepelný výkon pro ohřátí vzduchu na teplotu 190 °C:

$$Q_{OVZ} = \alpha \cdot M_{VZ} \cdot (i_{VZ,out} - i_{VZ,in}) \quad (9.17)$$

$$Q_{OVZ} = 1,3 \cdot 1,61 \cdot (1093,17 - 112,67) = 2056,75 \text{ kW}$$

Potřebná plocha OVZ byla určena z rovnice pro tepelný výkon jako:

$$S = \frac{Q_{OVZ} \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{2056,95 \cdot 10^3}{47,413 \cdot 102,2} = 424,523 \text{ m}^2 \quad (9.18)$$

Rozměry trubek a žebříků jsou dány v tabulce 9.1, proto je i známa plocha jedné řady. Pro určení počtu řad byla nejprve určena teplosměnná plocha na 1 m délky trubky jako:

$$S_{1m} = \pi \cdot D + \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \cdot 2 \cdot n_z \quad (9.19)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,0318 + \pi \frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \cdot 2 \cdot 200 = 0,9821 \text{ m}$$

Potřebný počet řad trubek byl následně určen ze vztahu:

$$n_{řad} = \frac{S}{S_{1m} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had}} = \frac{424,523}{0,9821 \cdot 1,93 \cdot 14 \cdot 2} = 7,999 \rightarrow 8 \quad (9.20)$$

Zpětným dosazením zaokrouhleného počtu řad do rovnice (9.20) byla určena skutečná teplosměnná plocha jako 424,565 m² a jí odpovídající tepelný výkon 2056,95 kW. Ten se od výkonu potřebného liší o 0,2 kW, proto lze výpočet i zvolenou výstupní teplotu vzduchu považovat za dostatečně přesné.

10 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE

Správnost a přesnost tepelného výpočtu celého kotle byla určena stanovením odchylky od tepelné bilance z výše vypočtených tepelných výkonů.

10.1 Odchylka od tepelné bilance

Celkový tepelný výkon byl stanoven jako součet skutečných tepelných výkonů jednotlivých ploch, přičemž výkon ohříváku vzduchu se do něj nezahrnuje. Protože je navíc vzduch ohříván vodou z ekonomizéru a ne spalinami, byl jeho tepelný výkon od výkonu ekonomizéru odečten.

$$\begin{aligned} \sum Q_{bi} &= Q_{oh} + Q_{II} + Q_{ok} + Q_{u,P2} + Q_{u,P3} + Q_{u,P1} + Q_{u,E8} + Q_{u,E7} + & (10.1) \\ &+ Q_{EKO} - Q_{OVZ} \\ \sum Q_{bi} &= 15457,83 + 5531,53 + 910,87 + 3110,35 + 2597,41 + \\ &+ 3628,1 + 2196,01 + 1535,41 + 5359,1 - 2056,75 = 38267,17 \text{ kW} \end{aligned}$$

Tepelná bilance:

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_{bi}}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} & (10.2) \\ \Delta Q &= 12037,9 \cdot 0,8552 - \frac{38267,17}{3,586} \cdot \frac{100 - 3,441}{100} = -10,093 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

kde: Q_p^p – teplo přivedené do kotle [kJ/kg] z rovnice (3.1)
 η_k – tepelná účinnost kotle [-] z rovnice (3.13)
 M_{pv} – výpočtové množství paliva [kg/s] z rovnice (3.16)
 z_c – ztráta mechanickým nedopalem [%] z rovnice (3.5)

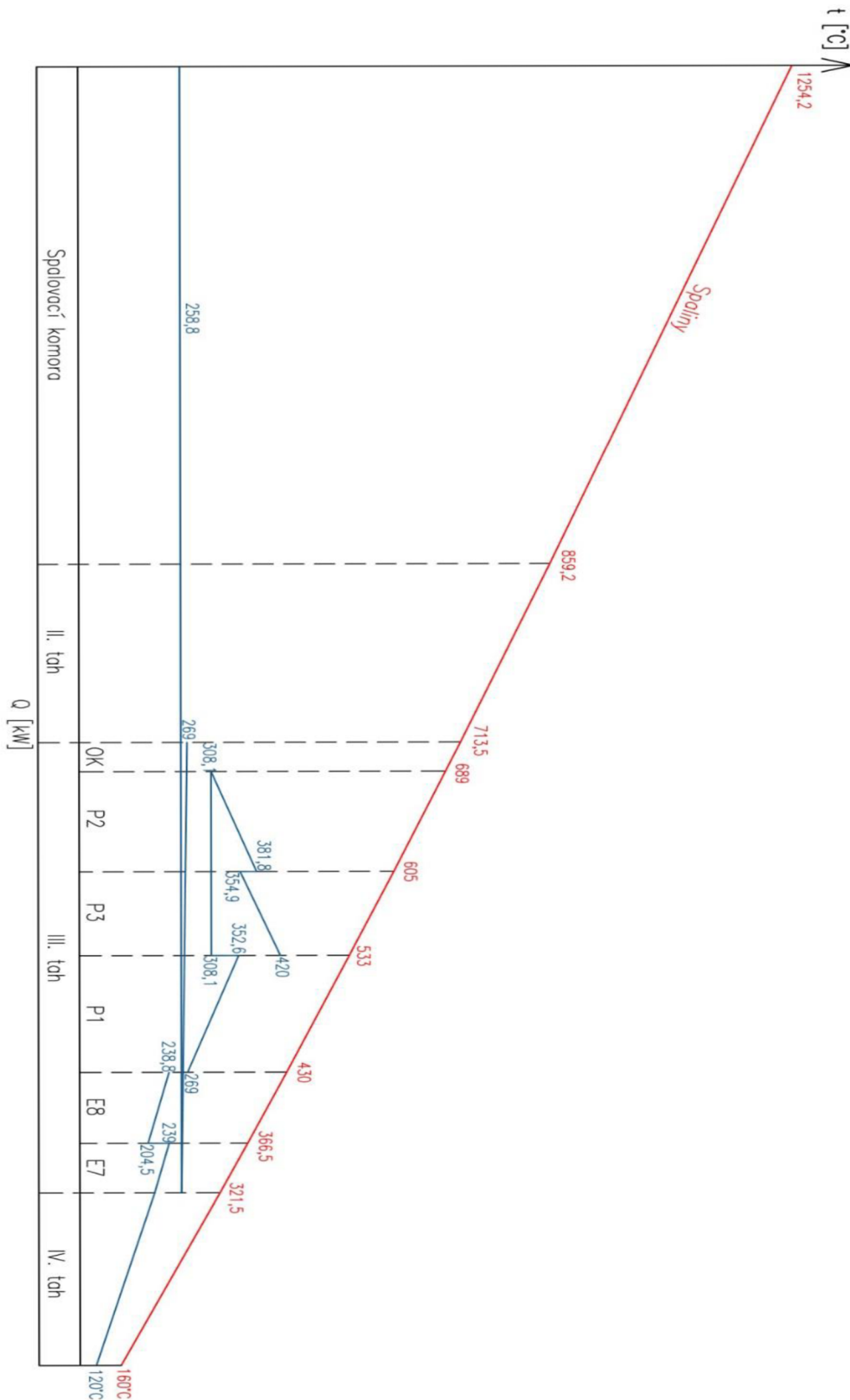
Odchylka od tepelné bilance:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-10,093}{12037,9} \cdot 100 = -0,0838 \% \quad (10.3)$$

Odchylka od tepelné bilance by dle [1] neměla přesáhnout 0,5 %. Tato podmínka je splněna, proto lze výpočet považovat za správný a dostatečně přesný.

10.2 Pilový diagram

Průběh vypočtených teplot spalin a vody v jednotlivých teplosměnných plochách je znázorněn na následujícím pilovém diagramu.



Obr. 10.1 Pilový diagram

11 NÁVRH ROZMĚRŮ BUBNU

Rozměry bubnu byly navrženy dle podkladů [6]. Zvolena byla cyklonová vestavba, která dosahuje lepších výsledků při odlučování páry než vestavba plechová.

Vnější průměr bubnu se odvíjí od parního výkonu kotle. Pro parní výkon 50 t/h byl volen vnější průměr $D_b = 1400$ mm. Tloušťka stěny bubnu závisí na tlaku v bubnu, který je roven saturačnímu tlaku, tedy 4,6 MPa. Pro tlak v rozsahu 40–60 bar se tloušťka stěny volí 60 mm.

Vnitřní průměr bubnu tedy je:

$$d_b = D_b - 2 \cdot t_b = 1400 - 2 \cdot 60 = 1280 \text{ mm} \quad (11.1)$$

Minimální délka bubnu byla určena v závislosti na zatížení bubnu, které je dáno vztahem:

$$z = \frac{M_{pp}}{V} \quad (11.2)$$

kde M_{pp} představuje parní výkon kotle [kg/s] a V představuje objem vody v bubnu [m^3]. Běžné zatížení bubnu bylo odečteno lineární interpolací z [6] a pro daný saturační tlak je rovno 5,62 kg/sm^3 .

Objem vody v bubnu lze pro běžné stavy brát jako polovinu celkového objemu bubnu, tedy:

$$V = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_b\right)}{2} \quad (11.3)$$

a po dosazení do rovnice (11.2) a drobné úpravě byla určena minimální délka bubnu jako:

$$l_b = \frac{8 \cdot M_{pp}}{z \cdot \pi \cdot d_b^2} = \frac{8 \cdot 13,89}{5,62 \cdot \pi \cdot 1,28^2} = 3,84 \text{ m} \quad (11.4)$$

Vnitřní zástavbu bubnu tvoří 10 cyklonů o průměru 346 mm a průtoku 1,52 kg/s. S ohledem na rozměry a počet cyklonů a pro zachování určité rezervy zatížení bubnu byla skutečná délka bubnu volena 4,2 m.

12 KONTROLA CHLOROVÉ KOROZE

Z důvodu vyššího obsahu chloru v palivu byly teplosměnné plochy navrhovány s ohledem na možnost vzniku vysokoteplotní chlorové koroze. K té dochází za vysokých teplot spalin a povrchu trubek a popisuje ji Flingerův diagram. Nejrizikovější je z tohoto hlediska spalovací komora a oblast přehříváků.

Teplota spalin v jednotlivých plochách je známa z tepelného výpočtu. Teplota povrchu trubek byla potom stanovena podle vztahu:

$$t_w = t + \Delta t \quad (12.1)$$

kde t [°C] představuje teplotu média uvnitř trubek a Δt [°C] teplotní přírůstek, jehož velikost byla určena podle následující tabulky z normy ČSN EN 12952-3 [8].

Tab. 12.1 Teplotní přírůstky dle ČSN EN 12952-3

Fyzikální stav	Teplotní přírůstky	
	Otápěné části	
	Ohřev převážně sáláním	Ohřev převážně konvekcí
Voda nebo směs voda/pára	50 °C	(15 + s) °C
Přehřátá pára	50 °C	35 °C

Na membránovou stěnu v ohništi a druhém tahu tedy připadá teplotní přírůstek 50 °C. Tato hodnota byla uvažována i v třetím tahu, kde už dominantním mechanismem přenosu tepla do stěny je konvekce, ale výparník je i s vyšším teplotním přírůstkem mimo korozní oblast. U všech svazků třetího a čtvrtého tahu dochází k přestupu tepla primárně konvekcí, proto byl uvažován přírůstek 35 °C pro přehříváky a 23 °C pro svazky ekonomizéru s tloušťkou stěny 4 mm. Průběh teplot v jednotlivých plochách byl graficky zobrazen ve Flingerově diagramu (viz obr. 12.1).

Flingerův diagram je v závislosti na teplotě spalin a povrchu trubek rozdělen do tří oblastí, a to oblasti bezkorozní, přechodové a korozní. Z provozního hlediska bylo třeba navrhnout teplosměnné plochy tak, aby se nacházely v bezkorozní oblasti, a to i za cenu nižší efektivity.

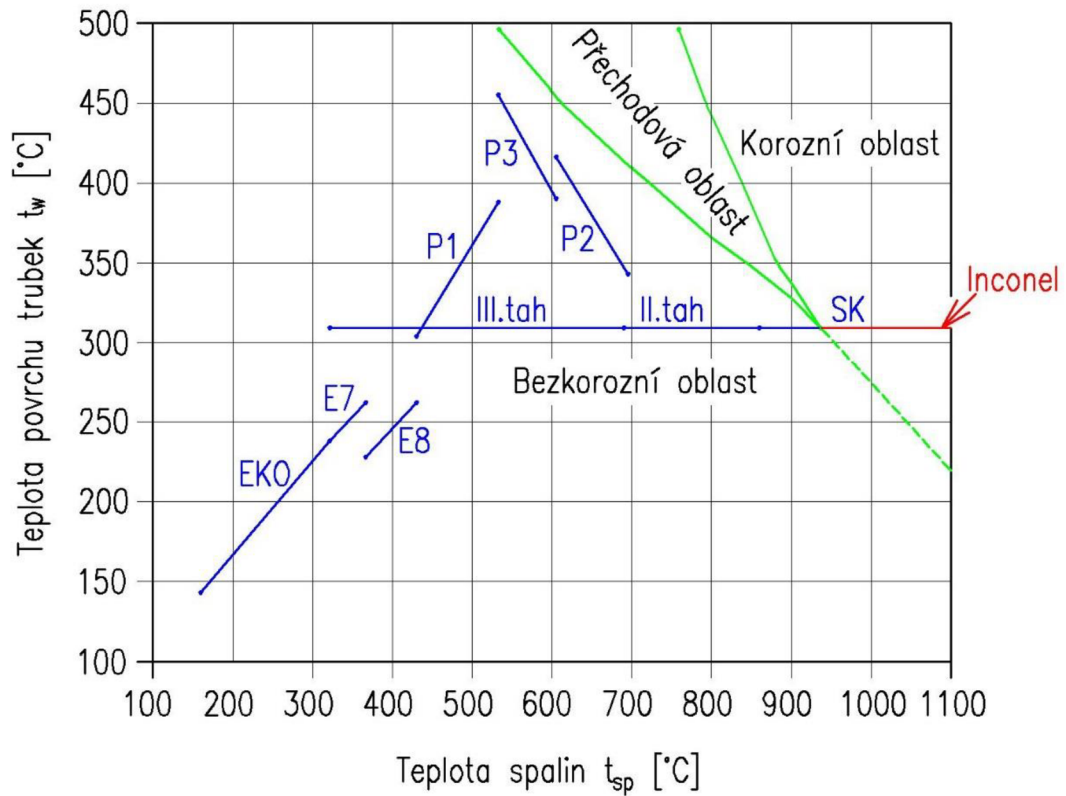
Při návrhu třetího tahu v kapitole 7 byla zvolena určitá předběžná opatření, a to:

- Přehřívák P3 byl umístěn až za přehřívák P2

Obvykle se výstupní přehřívák nachází v oblasti spalin s nejvyšší teplotou pro zajištění co největšího teplotního spádu a tím i snížení potřebné teplosměnné plochy. Z diagramu je jasné, že kdyby toto opatření nebylo užito, výstupní oblast P3 by se nacházela v přechodové oblasti, kde už hrozí riziko výskytu koroze.

- Přehříváky P2 a P3 jsou navrhovány jako souprůdé

Toto řešení je z hlediska přenosu tepla opět méně efektivní, neboť při souprůděm zapojení je střední logaritmický teplotní spád nižší než při zapojení protiprůděm. Z tohoto důvodu je opět třeba použít větší teplosměnnou plochu pro zajištění stejného tepelného výkonu. Z diagramu však plyne, že při protiprůděm zapojení by se výstupní části obou přehříváků nacházely v přechodové oblasti, a tudíž jsou obě opatření považována za nutná.



Obr. 12.1 Flingerův diagram

Z diagramu je také patrné, že velká část spalovací komory se nachází v korozní oblasti. Z tohoto důvodu je třeba horní část spalovací komory, která není pokryta vyzdívkou, opatřit pokovením korozivzdorným materiálem Inconel.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout bubnový parní kotel s přirozenou cirkulací parovodní směsi ve výparníku a parním výkonem 50 t/h. Požadované parametry výstupní páry byly 420 °C a 4,1 MPa, teplota napájecí vody 120 °C. Kotel je určen pro spalování RDF na roštu. Součástí zadání byl prvkový rozbor paliva, z něhož je patrný vyšší obsah chloru, čemuž byl také celý návrh přizpůsoben.

V úvodních kapitolách byla popsána volba koncepce kotle a provedeny přípravné stechiometrické výpočty. Také byla stanovena celková tepelná účinnost kotle, což je jedním z požadavků zadání. Účinnost byla stanovena nepřímou metodou na 85,52 %. Následně bylo stanoveno potřebné množství paliva pro dosažení požadovaného parního výkonu jako 13,37 t/h.

Při návrhu spalovací komory byl brán zřetel na technické podmínky, které jsou dány přílohou č. 4 k vyhlášce č. 415/2012 Sb. Tyto podmínky nařizují, aby spaliny za posledním přívodem spalovacího vzduchu byly řízeným způsobem ohřáty na teplotu minimálně 850 °C po dobu nejméně dvou sekund. Tomuto byla přizpůsobena výška spalovací komory, která je 18 m. Dále bylo pro udržení dostatečné teploty a ochranu membránové stěny před chlorovou korozi pokryto spodních 8,4 metru spalovací komory šamotovou vyzdívkou. Zbývající povrch membránové stěny v ohništi je třeba opatřit pokovením korozivzdorným materiálem Inconel.

Za spalovací komoru je zařazen prázdný druhý tah, který slouží k dostatečnému vychlazení spalin před vstupem do přehříváků. V jeho dolní části se také nachází výsypka, kde je odloučena část úletu a šnekovým dopravníkem zavedena zpět do ohniště. Třetí tah je potom tvořen svazky všech tří přehříváků a posledními dvěma svazky ekonomizéru. Všechny svazky jsou zavěšeny na chlazených závěsných trubkách a tvořeny hladkými trubkami, které jsou umístěny za sebou pro snížení zanášení popílkem. Svazek vstupního přehříváku z důvodu zanášení navíc rozvolněn, tzn. má dvojnásobnou rozteč oproti následujícím svazkům. Všechny tři tahy jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku. Výstupní teplota páry je regulována dvěma vstříky napájecí vody. První je umístěn mezi přehříváky P1 a P2, druhý potom mezi přehříváky P2 a P3, přičemž P3 je výstupní přehřívák.

Čtvrtý tah je tvořen nechlazenou plechovou šachtou, v které jsou na nechlazených závěsech umístěny zbývající svazky ekonomizéru. Šířka tohoto tahu už se od šířky přechozích tahů liší, aby došlo k rovnoměrnému zaplnění a dosažení optimálních rychlostí vody a spalin. Mezi všemi konvekčními svazky jsou umístěny průlezy pro kontrolu a případnou údržbu a parní ofukovače pro čištění nánosů.

Ohřívák primárního vzduchu je umístěn mimo kotel a vzduch je v něm ohříván vodou. Ta je odebírána za předposledním svazkem ekonomizéru a po průchodu ohřívákem zavedena zpět do posledního svazku ekonomizéru. Ohřívák je tvořen izolovaným plechovým kanálem pro vzduch a v něm umístěnými žebrovanými trubkami ve vystřídáném uspořádání pro vodu.

Po rozměrovém návrhu a tepelném výpočtu celého zařízení byly navrženy potřebné rozměry bubnu a provedena kontrola tepelné bilance, kde je celý návrh a tepelný výpočet vyhodnocen jako správný a dostatečně přesný. Následně byla ještě provedena kontrola chlorové koroze podle Flingerova diagramu a vyhodnocena efektivnost předběžných opatření při návrhu přehříváků.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0426-4.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [3] Infografika: Odpad jako zdroj energie. Jak je využíván v ČR a Evropě? *OENERGETICE.cz* [online]. 2018-04-05 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/zivotni-prostredi/infografika-energeticke-vyuziti-odpadu-evrope-ceske-republice/>
- [4] KOHOUT, Přemysl. *Výzkum a vývoj kotle pro spalování tříděného komunálního odpadu* [online]. První brněnská strojirna, a.s. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2011/PBS3.pdf>
- [5] Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. *Zákony pro lidi.cz* [online]. [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415#cast5>
- [6] *Výukové materiály k předmětu Kotle (LK 18/19Z): Podklady do cvičení*. Energetický Ústav, VUT v Brně.
- [7] *Excel in Mechanical Engineering: ThermoTables* [online]. University of Alabama [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.me.ua.edu/ExcelinME/thermo.htm>
- [8] ČSN EN 12952-3. Vodotrubnaté kotle a pomocná zařízení – Část 3: Konstrukce a výpočet částí kotle namáhaných tlakem. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, Metrologii a státní zkušebnictví, 2012. 134 s.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Stupeň černosti proudu spalin	-
a_{II}	Délka druhého tahu	m
a_{III}	Délka třetího tahu	m
a_{IV}	Délka čtvrtého tahu	m
A^d	Obsah popela v bezvodém stavu	%
A^r	Obsah popela v původním vzorku paliva	%
a_o	Stupeň černosti ohniště	-
a_{oh}	Délka spalovací komory	m
a_{OVZ}	Délka průtočného kanálu OVZ	m
a_{pl}	Efektivní stupeň černosti plamene	-
a_{ro}	Délka roštu	m
a_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	-
b_{IV}	Šířka čtvrtého tahu	m
B_o	Boltzmannovo číslo	-
b_{oh}	Šířka spalovací komory	m
b_{OVZ}	Šířka průtočného kanálu OVZ	m
b_{ro}	Šířka roštu	m
C^{daf}	Obsah uhlíku v bezvodém stavu bez popela	%
C^r	Obsah uhlíku v původním vzorku paliva	%
Cl^r	Obsah chloru v původním vzorku paliva	%
c_i	Měrná tepelná kapacita tuhých zbytků popela	$kJ/kg \cdot K$
C_i	Procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků	%
c_p	Měrná tepelná kapacita paliva	$kJ/kg \cdot K$
c_z	Součinitel na opravu na uspořádání svazku	-
c_{su}	Měrná tepelná kapacita sušiny	$kJ/kg \cdot K$
c_w	Měrná tepelná kapacita vody	$kJ/kg \cdot K$
c_z	Součinitel opravy na počet podélných řad	-
d	Vnitřní průměr trubky	mm
D	Vnější průměr trubky	mm
d_{II}	Výška výstupního průřezu druhého tahu	m
$d_{II,min}$	Nejmenší průtočný rozměr druhého tahu	m
d_b	Vnitřní průměr bubnu	mm
D_b	Vnější průměr bubnu	mm
d_e	Ekvivalentní průměr	m
$D_{\dot{z}}$	Vnější průměr trubky s žebrem	mm
E	Součinitel efektivnosti žebra	-

f	Součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 Nm ³ suchého vzduchu	-
F_i	Povrch stěn ohniště	m ²
F_p	Průtočný průřez páry trubkami přehříváku	m ²
F_{SP}	Průtočný průřez spalin	m ²
F_{st}	Celkový povrch stěn sálající vrstvy	m ²
F_v	Průtočný průřez vody trubkami ekonomizéru	m ²
F_{ZT}	Průtočný průřez závěsných trubek	m ²
H^r	Obsah vodíku v původním vzorku paliva	%
h_{oh}	Výška ohniště	m
h_{ok}	Výška výstupního okna z ohniště	m
h_{OVZ}	Výška průtočného kanálu OVZ	m
h_u	Výška uvažovaného úseku	m
h_z	Výška žebra	mm
i	Měrná entalpie	kJ/kg
i_{nv}	Entalpie napájecí vody	kJ/kg
I_{ok}	Entalpie spalin na výstupu z ohniště	kJ/kg
i_p	Fyzické teplo paliva	kJ/kg
i_{pp}	Entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle	kJ/kg
I_p	Entalpie popílku	kJ/kg
I_{SP}	Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva	kJ/kg
$I_{SP,min}$	Entalpie spalin při $\alpha = 1$	kJ/kg
I_u	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	kJ/kg
$I_{VZ,min}$	Entalpie minimálního množství vzduchu	kJ/kg
k	Součinitel prostupu tepla	W/m ² K
$k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi	$\frac{1}{m \cdot MPa}$
k_{ps}	Optická hustota spalin	-
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkem	$\frac{1}{m \cdot MPa}$
$k_{SP} \cdot r_{SP}$	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny	$\frac{1}{m \cdot MPa}$
l_b	Délka bubnu	m
l_e	Efektivní délka trubky	m
l_{SP}	Minimální potřebná dráha spalin v ohništi	m
l_{tr}	Délka trubky	m
M	Součinitel z Gurvičova poloempirického vztahu	-
M_p	Množství paliva přivedeného do kotle	kg/s
M_{PP}	Hmotnostní průtok přehřáté páry	kg/s
M_{pv}	Výpočtové množství paliva	kg/s
M_{SP}	Objemový průtok spalin	m ³ /s

M_{SP}^{skut}	Skutečný objemový průtok spalin	m^3/s
N^r	Obsah dusíku v původním vzorku paliva	%
n_{had}	Počet hadů trubek	-
$n_{řad}$	Počet podélných řad trubek	-
n_{tr}	Počet trubek v jedné řadě	-
$n_{tr,c}$	Celkový počet závěsných trubek	-
n_z	Počet žeber na metr délky trubky	m^{-1}
O	Obvod průtočného průřezu	m
O^r	Obsah kyslíku v původním vzorku paliva	%
O_{Ar}	Objem Ar ve spalinách při spálení 1 kg paliva	m^3/kg
O_{CO_2}	Objem CO ₂ ve spalinách při spálení 1 kg paliva	m^3/kg
$O_{H_2O,min}$	Objem vodní páry v minimálním množství vlhkých spalin	m^3/kg
O_{SO_2}	Objem SO ₂ ve spalinách při spálení 1 kg paliva	m^3/kg
O_{N_2}	Objem N ₂ ve spalinách při spálení 1 kg paliva	m^3/kg
$O_{O_2,min}$	Minimální množství kyslíku pro dokonalé spálení 1 kg paliva	m^3/kg
O_{SP}	Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu	m^3/kg
$O_{SP} \cdot C$	Střední celkové měrné teplo spalin	-
$O_{SP,min}$	Minimální množství vlhkých spalin	m^3/kg
$O_{SP,min}^S$	Minimální množství suchých spalin vzniklých dokonalým spálením 1 kg paliva	m^3/kg
O_{VZ}	Skutečné množství vzduchu s přebytkem α	m^3/kg
$O_{VZ,min}$	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	m^3/kg
$O_{VZ,min}^S$	Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	m^3/kg
Pr	Prandtlovo číslo	-
p_{SP}	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách	MPa
Q	Předpokládaný tepelný výkon uvažované plochy	kW
Q_{ci}	Výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků	kJ/kg
Q_i	Tepelný výkon uvažované teplosměnné plochy	kW
Q_i^r	Výhřevnost původního vzorku paliva	MJ/kg
Q_N	Tepelný výkon kotle	MW
Q_{oh}	Tepelný výkon ohniště	kW
Q_P^P	Teplo přivedené do kotle s 1 kg paliva	kJ/kg
Q_{RC}	Ztrátové teplo kotle	MW
q_s	Plošné zatížení rošt	MW/m^2
Q_s	Teplo odevzdané do stěn ohniště	kJ/kg
Q_V	Výrobní teplo páry	kW
Q_{VZ}	Teplo přivedené do o ohniště se vzduchem	kJ/kg
R	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu	m^2
r_{H_2O}	Objemová podíl páry ve spalinách	-
r_{RO_2}	Objemové části tříatomových plynů	-

r_{SP}	Objemová část tříatomových plynů s párou	-
s	Účinná tloušťka sálové vrstvy	m
s_1	Příčná rozteč	m
S_{1m}	Teplosměnná plocha na 1 m žebrované trubky	m
s_2	Podélná rozteč	m
S	Teplosměnná plocha	m^2
S^r	Obsah síry v původním vzorku paliva	$\%$
$\frac{S_h}{S}$	Podíl volných částí a celkové plochy trubky	-
S_{ro}	Plocha roštu	m^2
S_{prch}^r	Obsah prchavé složky síry v původním vzorku paliva	$\%$
$s_{\check{z}}$	Rozteč žeber	mm
$\frac{S_{\check{z}}}{S}$	Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy trubky	-
t	Tloušťka stěny trubky	mm
t_a	Adiabatická teplota plamene	$^{\circ}C$
t_b	Tloušťka stěny bubnu	mm
t_i	Teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků	$^{\circ}C$
t_{min}	Minimální doba zdržení spalin v ohništi	s
t_{ok}	Teplota na výstupu z ohniště	$^{\circ}C$
t_{ro}	Tloušťka těsnění roštu	mm
$t_{stř}$	Střední teplota spalin	$^{\circ}C$
t_w	Teplota povrchu trubky	$^{\circ}C$
T_z	Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn	K
$t_{\check{z}}$	Tloušťka žebra	mm
V	Objem sálající vrstvy	m^3
v_i	Měrný objem v uvažované části	m^3/kg
V_o	Aktivní objem ohniště	m^3
W^r	Obsah vody v původním vzorku paliva	$\%$
w_{SP}	Rychlost proudu spalin	m/s
$w_{SP}^{stř}$	Střední rychlost proudu spalin	m/s
x_i	Úhlový součinitel uvažované plochy	-
X_i	Procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků vztaheno k hmotě popela v palivu	$\%$
x_o	Poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene	-
x_p	Procento popela v úletu	$\%$
z	Zatížení bubnu	kg/m^3s
z_c	Ztráta mechanickým nedopalem	$\%$
z_{ci}	Ztráta mechanickým nedopalem pro uvažovaný druh tuhých zbytků	$\%$
z_{co}	Ztráta chemickým nedopalem	$\%$

z_f	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	%
z_k	Komínová ztráta	%
z_s	Ztráta sdílením tepla do okolí	%
α	Přebytek vzduchu	-
α_1	Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin	W/m^2K
α_{1r}	Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí	W/m^2K
α_2	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	W/m^2K
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	W/m^2K
α_s	Součinitel přestupu tepla sáláním	W/m^2K
β	Součinitel pro stanovení efektivnosti žebra	-
Δ	Odchylka od tepelné bilance	%
Δp_i	Tlaková ztráta v uvažovaném úseku	MPa
ΔQ	Tepelná bilance	kJ/kg
Δt	Teplotní přírůstek	$^{\circ}C$
Δt_{ln}	Střední logaritmický teplotní spád	$^{\circ}C$
ε	Součinitel zanešení výhřevné plochy	-
η_k	Tepelná účinnost kotle	%
λ_i	Součinitel tepelné vodivosti	W/mK
λ_z	Součinitel tepelné vodivosti žeber	W/mK
μ	Koncentrace popílků ve spalinách	g/m^3
μ_z	Součinitel rozšíření žebra	-
ν_i	Součinitel kinematické viskozity	m^2/s
ξ_i	Součinitel zanešení stěn ohniště	-
σ_1	Poměrná příčná rozteč	-
σ_2	Poměrná podélná rozteč	-
σ_2'	Poměrná úhlopříčná rozteč	-
φ	Součinitel uchování tepla	-
φ_{σ}	Parametr určující uspořádání trubek ve svazku	-
ψ	Součinitel tepelné efektivnosti	-
$\bar{\psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn ohniště	-
ψ_z	Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozložení α_k po povrchu žebra	-

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 4.1 Schéma umístění roštu ve spalovací komoře
- Obr. 4.2 Schéma půdorysu spalovací komory
- Obr. 4.3 Schéma rozměrů ohniště
- Obr. 5.1 Řazení teplosměnných ploch
- Obr. 5.2 Bilance vstříku mezi P2 a P3
- Obr. 5.3 Bilance vstříku mezi P1 a P2
- Obr. 6.1 Schéma rozměrů II. tahu
- Obr. 7.1 Schéma příčného průřezu svazkem III. tahu
- Obr. 7.2 Schéma obratové komory
- Obr. 7.3 Průběh teplot v obratové komoře
- Obr. 7.4 Úsek s přehřívákem P2
- Obr. 7.5 Uspořádání přehříváku P2
- Obr. 7.6 Průběh teplot v úseku s P2
- Obr. 7.7 Úsek s přehřívákem P3
- Obr. 7.8 Uspořádání přehříváku P3
- Obr. 7.9 Průběh teplot v úseku s P3
- Obr. 7.10 Úsek s přehřívákem P1
- Obr. 7.11 Uspořádání přehříváku P1
- Obr. 7.12 Průběh teplot v úseku s P1
- Obr. 7.13 Úsek s ekonomizérem E8
- Obr. 7.14 Uspořádání ekonomizéru E8
- Obr. 7.15 Průběh teplot v úseku s E8
- Obr. 7.16 Úsek s ekonomizérem E7
- Obr. 7.17 Uspořádání ekonomizéru E7
- Obr. 7.18 Průběh teplot v úseku s E7
- Obr. 8.1 Uspořádání svazku ekonomizéru
- Obr. 9.1 Průběh teplot v OVZ a svazcích ekonomizéru
- Obr. 9.2 Schéma podélného řezu OVZ
- Obr. 9.3 Uložení trubek v OVZ
- Obr. 10.1 Pilový diagram
- Obr. 12.1 Flingerův diagram

SEZNAM TABULEK

- Tab. 2.1 Prvkové složení zadaného a původního stavu paliva
Tab. 2.2 Hodnoty měrných entalpií složek spalin a vlhkého vzduchu [2]
Tab. 2.3 Entalpie spalin pro přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$ v závislosti na teplotě
Tab. 4.1 Rozměry ohniště
Tab. 5.1 Přehled parametrů teplosměnných ploch
Tab. 6.1 Rozměry II. tahu
Tab. 7.1 Rozměry závěsných trubek
Tab. 7.2 Rozměry obrátové komory
Tab. 7.3 Fyzikální vlastnosti páry v příčných ZT
Tab. 7.4 Fyzikální vlastnosti páry v podélných ZT
Tab. 7.5 Rozměry přehříváku P2
Tab. 7.6 Fyzikální vlastnosti páry v P2
Tab. 7.7 Fyzikální vlastnosti páry v ZT
Tab. 7.8 Rozměry přehříváku P3
Tab. 7.9 Fyzikální vlastnosti páry v P3
Tab. 7.10 Fyzikální vlastnosti páry v ZT
Tab. 7.11 Rozměry přehříváku P1
Tab. 7.12 Fyzikální vlastnosti páry v P1
Tab. 7.13 Fyzikální vlastnosti páry v ZT
Tab. 7.14 Rozměry ekonomizéru E8
Tab. 7.15 Fyzikální vlastnosti vody v E8
Tab. 7.16 Fyzikální vlastnosti páry v ZT
Tab. 7.17 Rozměry ekonomizéru E7
Tab. 7.18 Fyzikální vlastnosti vody v E7
Tab. 7.19 Fyzikální vlastnosti páry ZT
Tab. 8.1 Rozměry spalinového kanálu a svazků ekonomizéru
Tab. 8.2 Fyzikální vlastnosti vody v ekonomizéru
Tab. 9.1 Rozměry průtočného kanálu a trubek OVZ
Tab. 9.2 Fyzikální vlastnosti vody a vzduchu v OVZ
Tab. 12.1 Teplotní přídavky dle ČSN EN 12952-3

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Schéma kotle