



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# KOTEL NA TUHÁ ALTERNATIVNÍ PALIVA MENŠÍCH VÝKONŮ

RDF GRATE BIOMASS BOILER

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Kudýn

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2022



## Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. David Kudýn**  
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**  
Akademický rok: 2021/22

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

### **Kotel na tuhá alternativní paliva menších výkonů**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování tuhých alternativních paliv o výkonu cca 5 MW. Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle a složení paliva bude upřesněno v rámci realizace práce.

#### **Cíle diplomové práce:**

Zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle.  
Zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení.  
Určit tlakové ztráty na straně spalin i média.

#### **Seznam doporučené literatury:**

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

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

BUDAJ, Florián. 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 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem roštového kotle s přirozenou cirkulací na spalování tuhých alternativních paliv s požadovaným tepelným výkonem 5 MW. V úvodu práce jsou provedeny stechiometrické výpočty, dále je stanovena účinnost kotle nepřímou metodou. Poté jsou navrženy rozměry kotle spolu s jednotlivými teplosměnnými plochami. Poslední část práce je věnována ověření tepelné bilance, kontrole chlorové koroze a stanovení tlakových ztrát na straně pracovního média a na straně spalin. V příloze práce se nachází výkresové schéma kotle.

### **Klíčová slova**

Roštový kotel, spalování TAP, chlorová koroze, hydraulický výpočet, aerodynamický výpočet

## **ABSTRACT**

The master's thesis deals with the design of a grate boiler with natural circulation for the combustion of refuse-derived fuels with the required heat output of 5 MW. Stoichiometric calculations are executed at the introduction of the thesis, furthermore, the efficiency of the boiler is set down by an indirect method. Afterwards, the dimensions of the boiler are designed, with individual heat-exchanging surfaces. The last part of the thesis is dedicated to verifications of heat balance, the check of chlorine corrosion and setting down pressure losses for working medium and also for flue gas. The scheme of the boiler is attached in the appendix.

### **Key words**

Grate boiler, combustion of RDF, chlorine corrosion, hydraulic pressure calculation, aerodynamic calculation

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KUDÝN, David. *Kotel na tuhá alternativní paliva menších výkonů* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139744>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Kotel na tuhá alternativní paliva menších výkonů vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....  
Datum

\_\_\_\_\_  
David Kudýn

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Martinovi Lisému, Ph.D. za rady a připomínky, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu v průběhu celého mého studia.



## OBSAH

ÚVOD.....	12
1 Cíl diplomové práce .....	14
1.1 Koncept kotle .....	14
2 Stechiometrické výpočty .....	16
2.1 Přepočet paliva na původní stav .....	16
2.2 Minimální objemy vzduchu a spalin.....	16
2.3 Skutečné množství vzduchu a spalin .....	18
2.4 Entalpie vzduchu a spalin .....	18
3 Tepelná bilance kotle.....	22
3.1 Teplo přivedené do kotle .....	22
3.2 Ztráty kotle.....	22
3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem .....	22
3.2.2 Ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků .....	23
3.2.3 Ztráta chemickým nedopalem .....	24
3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí .....	24
3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) .....	24
3.2.6 Tepelná účinnost kotle .....	24
3.3 Množství paliva a vyrobené páry.....	25
4 Předběžný návrh výměníků .....	26
4.1 Návrh přehříváku P3 .....	26
4.2 Návrh přehříváku P2 .....	26
4.3 Návrh přehříváku P1 .....	27
4.4 Návrh výparníku .....	28
4.5 Návrh ekonomizéru.....	28
4.6 Celkový tepelný výkon .....	29
5 Výpočet spalovací komory .....	30
5.1 Návrh rozměrů spalovací komory.....	30
5.2 Adiabatická teplota plamene.....	32
5.3 Tepelný výpočet spalovací komory .....	33
5.3.1 Tepelný výkon spalovací komory .....	37
6 Návrh II. tahu.....	38
6.1 Návrh rozměrů .....	38
6.2 Tepelný výpočet.....	40
7 Návrh III. tahu .....	43
7.1 Rozměry III. tahu .....	44
7.2 Obratová komora .....	44
7.3 Oblast s přehřívákem P2 .....	48
7.3.1 Tepelný výpočet přehříváku P2.....	50
7.3.2 Výpočet membránové stěny v oblasti P2 .....	53
7.3.3 Teplota spalin na výstupu z oblasti P2 .....	54

7.4	Oblast s přehřívákem P3.....	55
7.4.1	Tepelný výpočet přehříváku P3 .....	56
7.4.2	Výpočet membránové stěny v oblasti P3.....	59
7.4.3	Teplota spalin na výstupu z oblasti P3 .....	61
8	Návrh IV. tahu.....	62
8.1	Návrh rozměrů.....	62
8.2	Oblast s přehřívákem P1.....	63
8.2.1	Tepelný výpočet přehříváku P1 .....	64
8.2.2	Teplota spalin na výstupu z oblasti P1 .....	67
8.3	Ekonomizér E3, E2.....	68
8.3.1	Tepelný výpočet ekonomizérů ve IV.tahu.....	69
8.3.2	Teplota spalin na výstupu z oblasti ekonomizérů ve IV.tahu.....	72
9	Návrh V. tahu.....	73
9.1	Ekonomizér E1 .....	73
9.1.1	Tepelný výpočet ekonomizéru E1 .....	74
9.1.2	Teplota spalin na výstupu z oblasti E1 .....	76
9.2	Ohřívák vzduchu (OVZ) .....	77
9.2.1	Tepelný výpočet OVZ .....	78
9.2.2	Teplota spalin na výstupu z oblasti OVZ .....	81
10	Kontrola tepelné bilance .....	83
10.1	Pilový diagram .....	84
11	Návrh bubnu.....	85
12	Kontrola chlorové koroze.....	86
13	Hydraulický výpočet kotle.....	87
13.1	Výpočet tlakové ztráty pro přehřívák P2.....	87
13.2	Výpočet tlakové ztráty pro přehřívák P3.....	88
13.3	Výpočet tlakové ztráty pro přehřívák P1.....	89
13.4	Výpočet tlakové ztráty pro ekonomizéry E3 a E2.....	89
13.5	Výpočet tlakové ztráty pro ekonomizér E1 .....	90
13.6	Celková hydraulická ztráta.....	90
14	Aerodynamický výpočet .....	91
14.1	Tlakové ztráty v I. tahu.....	91
14.1.1	Ztráta třením v I. tahu .....	91
14.1.2	Místní ztráty v I. tahu.....	92
14.1.3	Vztlaková ztráta v I. tahu .....	93
14.1.4	Celková tlaková ztráta I. tahu .....	93
14.2	Tlakové ztráty ve II. tahu .....	93
14.2.1	Ztráta třením ve II. tahu .....	93
14.2.2	Místní ztráta ve II. tahu .....	94
14.2.3	Vztlak II. tahu .....	94
14.2.4	Celková ztráta spalin ve II. tahu .....	95
14.3	Tlakové ztráty ve III. tahu .....	95

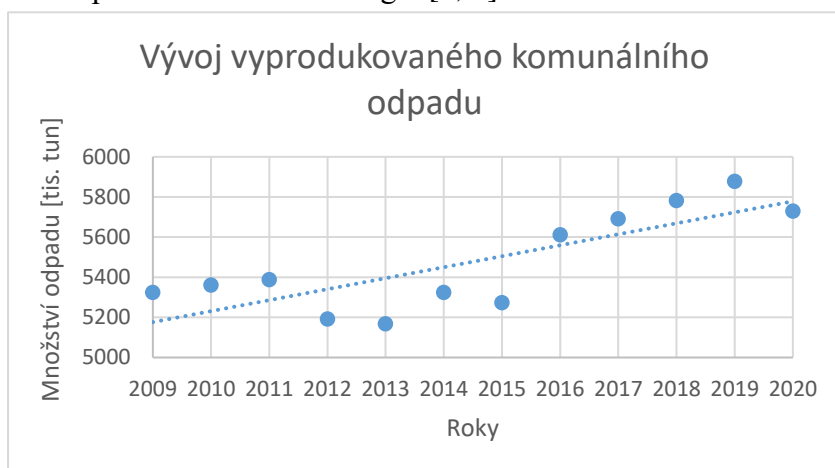
---

14.3.1	Ztráta třením ve III. tahu .....	95
14.3.2	Místní ztráty ve III. tahu.....	96
14.3.3	Místní ztráty obtékáním svazku P2 .....	97
14.3.4	Místní ztráty obtékáním svazku P3 .....	97
14.3.5	Vztlak III. tahu .....	97
14.3.6	Celková ztráta spalín ve III. tahu.....	98
14.4	Tlakové ztráty ve IV. tahu .....	98
14.4.1	Ztráta třením ve IV. tahu .....	98
14.4.2	Místní ztráty ve IV. tahu.....	99
14.4.3	Místní ztráty obtékáním svazku P1 .....	100
14.4.4	Místní ztráty obtékáním svazků E3, E2.....	100
14.4.5	Vztlak IV. tahu .....	100
14.4.6	Celková ztráta spalín ve IV. tahu .....	101
14.5	Tlakové ztráty v V. tahu .....	101
14.5.1	Ztráta třením ve V. tahu .....	101
14.5.2	Místní ztráty v V. tahu.....	102
14.5.3	Místní ztráty obtékáním svazku E1 .....	103
14.5.4	Místní ztráty obtékáním svazku OVZ .....	103
14.5.5	Vztlak V. tahu.....	103
14.5.6	Celková ztráta spalín ve IV. tahu .....	104
14.6	Celkové ztráty na straně spalín .....	104
	ZÁVĚR.....	105
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	106
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	107
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	112
	SEZNAM TABULEK .....	113
	SEZNAM PŘÍLOH .....	114

## ÚVOD

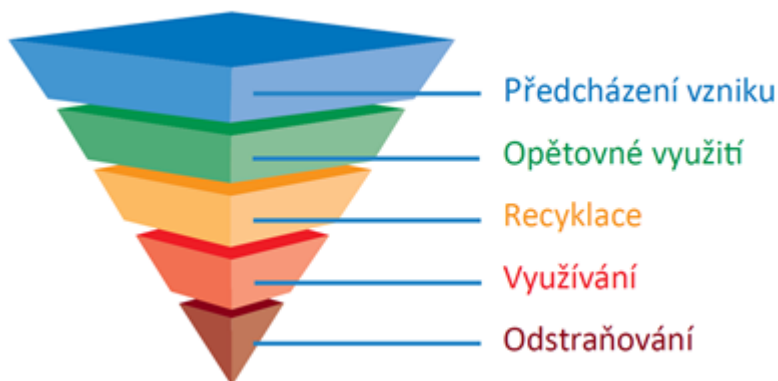
Odpady se staly součástí lidského života a doprovází lidstvo prakticky ve všech jeho činnostech, ať už v průmyslu, stavebnictví, zemědělství, dopravě, nebo v domácnostech. Vzhledem k tomu, že jejich produkce i přes všechny snahy každoročně roste, nakládání s nimi je vitálním problémem budoucích let.

V České republice bylo vyprodukováno přes 38,5 mil. tun všech odpadů za rok 2020. Z toho činilo 5,7 mil. tun komunálního odpadu, v porovnání s rokem 2009 se jedná o nárůst o zhruba 7 %. V ČR žije okolo 10,7 milionů lidí, jeden občan ČR tedy průměrně vyprodukuje okolo 536 kg ročně. Podíl komunálních odpadů tvoří 14,9 % z celkové produkce. Na skládkách bylo uloženo 49 % z takto vyprodukovaného komunálního odpadu. Toto nakládání s odpadem je ekonomicky nejvýhodnější, avšak z ekologického hlediska je to varianta dlouhodobě neudržitelná. Při skládkování dochází k rozkládání odpadu na methan. Ten je považován hned po oxidu uhličitém za nejnebezpečnější plyn z pohledu globálního oteplování. Dále dochází například k úniku toxických látek do podzemních vod aj. Proto Evropská komise tlačí na zákaz skládkování a přechod k jiným formám nakládání s odpadem. Jednou z variant je energetické využití odpadu. Tedy spalování za vysoké účinnosti, při kterém dochází k jeho termickému využití pro výrobu tepelné a elektrické energie.[1, 2]



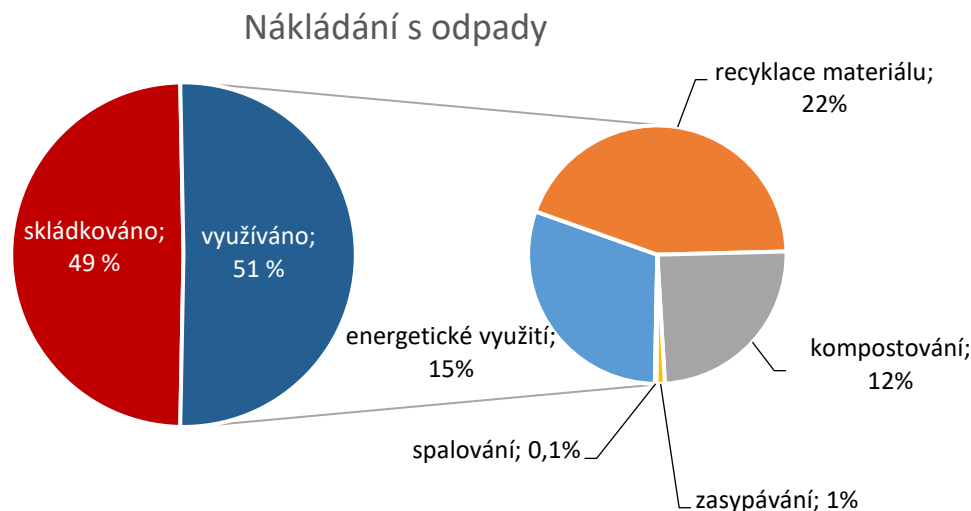
Obrázek 1: Komunální odpad v letech 2009-2020[1]

V roce 2014 představila Česká republika svůj Plán odpadového hospodářství podle kterého, měl původně začít platit zákon o zákazu skládkování v roce 2024. V roce 2019 ovšem došlo k jeho odložení na rok 2030. Tento plán koreluje s plánem Evropské unie, který má za cíl výrazně zvýšit podíl recyklace na 60 % z celkového vyprodukovaného komunálního odpadu a na 25 % energetického využití odpadu do roku 2030, čímž dojde k minimalizaci skládkování. [3, 4]



Obrázek 2: Hierarchie nakládání s odpady [5]

V roce 2020 se České republice podařilo dosáhnout jen na část těchto hodnot. Recyklováno bylo 22,4 % a energeticky využito 15,2 %. Pro dosažení smlouvami vázaných hodnot je tedy nutné výrazně zvýšit množství jak recyklovaného, tak energeticky využívaného odpadu. [6]



Obrázek 3: Procentuální nakládání s odpady v roce 2020 [6]

V současnosti jsou u nás v provozu čtyři ZEVO (zařízení pro energetické využití odpadů), která se nachází v Praze, v Brně, v Liberci a v Chotíkově u Plzně. Tato zařízení v současnosti spalují směsný komunální odpad, který je spalován prakticky bez úpravy. Jejich roční kapacita se pohybuje okolo 750 tisíc tun. Pokud bude chtít Česká republika splnit svůj závazek v oblasti nakládání s odpady bude muset navýšit kapacitu ZEVO o dalších 950 tisíc tun. [7]

## RDF palivo

V diplomové práci je navrženo zařízení na spalování RDF (refuse derived fuel) neboli TAP (tuhá alternativní palivo). V současné době neexistuje žádná závazná definice RDF a v různých zemích je tento název interpretován odlišně. Což je dáno i tím, že pro každou zemi jsou specifické legislativní požadavky na recyklaci. Obecně lze říct, že refuse je v anglicky hovořících zemích označení pro komunální odpad a RDF je vztaženo k tříděné, vysoko výhřevné frakci komunálního a průmyslového odpadu. Jedná se tedy o odpad, který je v několika krocích upravován. Tato úprava má za cíl především zvýšení homogenity, díky které následně při spalování nedochází ke kolísání vlastností, jako je vlhkost a výhřevnost paliva. Samotná úprava většinou začíná síťováním, aby byly hned na začátku procesu odstraněny velké tvrdé kusy, které by mohly poškodit drtiče. V celém technologickém procesu se vyskytují dále kroky jako například magnetická separace, mletí, promíchávání, sušení a peletizace. Přičemž všechny kroky kromě síťování se nachází v řetězci procesu pouze jednou, neboť jejich opakování by nebylo ekonomicky výhodné.[8]

Výhřevnost paliva je závislá na prvkovém složení a pohybuje se v rozsahu od 12 do 25 MJ/kg. Vzhledem k vysokému obsahu chlóru a síry je při návrhu nutné dbát na zvýšenou pozornost při umístění jednotlivých svazků, aby nedocházelo k vysokoteplotní a nízkoteplotní korozi. [8]

## 1 Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je vypracování návrhu roštového kotle s přirozenou cirkulací. Jako palivo bude použito výše zmíněné RDF palivo, jehož prvkové složení je uvedeno v tabulce 1. Výstupem bude pára o teplotě 420 °C a tlaku 4,1 MPa. Požadovaný tepelný výkon kotle byl určen na 5 MW. Spolu s tepelným výpočtem kotle je součástí práce výkres se základními rozměry kotle.

V závěru práce je proveden hydraulický výpočet pro určení ztrát na straně teplotnosného média uvnitř teplosměnných svazků a aerodynamický výpočet kotle pro stanovení ztrát spalin při průchodu kotlem.

Výpočet probíhal na základě [9], pokud není vyloženě specifikováno jinak. Dále byl využit program MS Excel s doplňkem FluidEXL, který obsahuje knihovnu s fyzikálními vlastnostmi pro vodu a páru dle IAPWS-IF97 [10]. Všechny výpočty uvedené v práci jsou zaokrouhleny na 2 desetinná místa, pokud je to možné. Přičemž samotný výpočet byl vypracován s vyšší přesností.

Tabulka 1: Zadané parametry

Parametry kotle			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Tlak přehřáté páry	$p_{pp}$	4,1	MPa
Teplota přehřáté páry	$t_{pp}$	420	°C
Tepelný výkon kotle	$Q_V$	5	MW
Teplota napájecí vody	$t_{nv}$	120	°C
Zadaný stav paliva			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Výhřevnost	$Q_i^r$	13,36	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Prvkové složení	$C^{daf}$	64,06	%
	$N^{daf}$	1,19	
	$S^{daf}$	0,35	
	$H^{daf}$	6	
	$O^{daf}$	27,4	
	$Cl^{daf}$	1	
Obsah vody v původním vzorku	$W^r$	35	
Obsah popela v bezvodém stavu	$A^d$	12,31	

### 1.1 Koncept kotle

Kotel je navrhován jako parní s bubnem, přičemž pára se tvoří ve výparníku pomocí přirozené cirkulace. Skládá se z celkem pěti tahů, z toho první tři tahy jsou chlazeny membránovou stěnou. Čtvrtý a pátý tah jsou tvořeny nechlazenou plechovou šachtou. V prvním tahu se nachází spalovací komora. Spalování probíhá na posuvném roštu s protlačněním. Rošt je chlazený primárním vzduchem, který přes něj proudí. Sekundární vzduch je přiváděn do trysek, které jsou umístěné v několika řadách až do oblasti zúžení spalovací komory. To se nachází zhruba ve výšce 3 metrů od spodní úrovně roštu. Tuhé nespalitelné zbytky paliva jsou skrze výsypku na konci roštu odváděny do mokrého vynašeče. Pod rostem se dále nachází šnekový dopravník, který odvádí případný propad z roštu. Velká část spalovací komory je pokryta šamotovou vyzdívkou. Důvodem je požadavek na setrvání spalin minimálně po dobu 2 vteřin nad teplotou 850 °C od posledního přívodu vzduchu. Přechod spalin do druhého tahu je řešen oknem. Mříž nebyla využita z hlediska vysokého obsahu popílku ve spalinách.

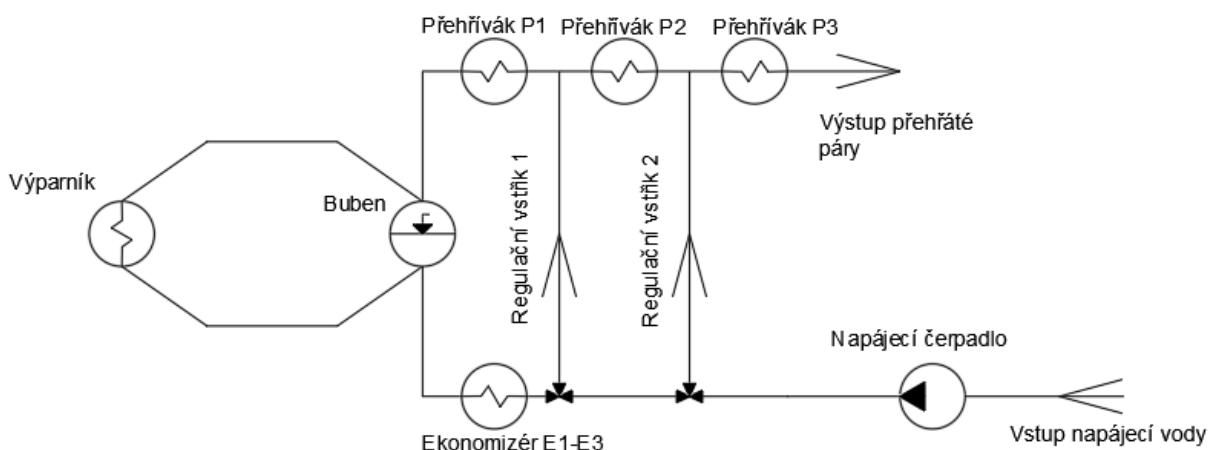
Druhý tah je volen jako prázdný. Jeho účelem je vychladit spaliny tak, aby nedocházelo k vysokoteplotní chlorové korozi na prvních svazcích přehříváků. Mezi druhým a třetím tahem se nachází výsypka, díky které je odloučen popílek z úletu. Tímto je sníženo riziko vzniku nánosů na povrchu trubek přehříváků. Zachycený popílek je dopraven zpět do ohniště, kde dojde ke spálení zbytkové hořlaviny.

Ve třetím tahu jsou umístěny svazky přehříváku P2 a P3, tím že tah je poměrně krátký, není voleno zavěšení na chlazených trubkách, ale na háčcích, které jsou přivařené na membránovou stěnu. Mezi přehříváky je umístěn vstřík napájecí vody pro regulaci parametrů páry.

Ve čtvrtém tahu se nachází převážně přehřívák P1. Zbylý prostor je vyplněn trubkami ekonomizéru. Délka tahu je v tomto případě výrazně větší v porovnání se třetím tahem a tak jsou trubky zavěšené na nechlazených závěsech. Mezi čtvrtým a pátým tahem je opět umístěna výsypka pro odloučení zbylého popílku z úletu. Odloučený popílek je vyveden do mokrého vynašeče.

V posledním tahu se nachází zbylé trubky ekonomizéru a ohřívák vzduchu. Ohřev primárního vzduchu je řešen pomocí pěti stupňů trubkového výměníku. Jelikož teplota povrchu posledních řad trubek obecně dosahuje nízkých teplot, mohlo by docházet ke korozi. Proto je část ohřátého vzduchu recirkulována a míchána s příchozím vzduchem, tak aby se teplota na povrchu trubek pohybovala nad rosným bodem.

Schéma oběhu teplotnosného média je zobrazeno na obrázku 4.



Obrázek 4: Schéma oběhu teplotnosného média

## 2 Stechiometrické výpočty

Před tepelným výpočtem kotle je nutné stanovit objem vzduchu potřebný ke spálení jednoho kilogramu paliva. Za tímto účelem byly provedeny stochiometrické výpočty, na základě kterých byly stanoveny entalpie přiváděného vzduchu a spalin. Výpočty jsou uvažovány za normálních podmínek, tedy při teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa.

### 2.1 Přepočet paliva na původní stav

Složení zadaného paliva je uvedeno v tabulce 1. Stechiometrické výpočty jsou založené na hmotnostních podílech pro původní stav. Proto byly hodnoty přepočítány.

Obsah popelu v původním stavu:

$$A^r = A^d \cdot \left( \frac{100 - W^r}{100} \right) = 12,31 \cdot \left( \frac{100 - 35}{100} \right) = 8,0 \% \quad (2.1)$$

Obsah uhlíku v původním stavu byl stanoven podle:

$$C^r = C^{daf} \cdot \left( \frac{100 - W^r - A^r}{100} \right) = 64,06 \cdot \left( \frac{100 - 35 - 8,0}{100} \right) = 36,51 \% \quad (2.2)$$

Původní stav pro zbylé prvky byl stanoven obdobně a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2:

Tabulka 2: Původní stav paliva

Původní stav paliva [%]	
$C^r$	36,51
$N^r$	0,68
$S^r$	0,20
$H^r$	3,42
$O^r$	15,62
$Cl^r$	0,57
$A^r$	8,0

### 2.2 Minimální objemy vzduchu a spalin

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva:

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

$$O_{O_2, min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{36,51}{12,01} + \frac{3,42}{4,032} + \frac{0,20}{32,06} - \frac{15,62}{32} \right) = 0,76 \frac{m^3}{kg} \quad (2.3)$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ, min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2, min} = \frac{100}{21} \cdot 0,76 = 3,63 \frac{m^3}{kg} \quad (2.4)$$



Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ,min} = f \cdot O_{VZ,min}^S = 1,016 \cdot 3,63 = 3,69 \frac{m^3}{kg} \quad (2.5)$$

Kde  $f$  je součinitel zohledňující objem vodní páry na 1 m<sup>3</sup> suchého vzduchu, při relativní vlhkosti  $\varphi = 70 \%$  a teplotě  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Hodnota byla určena na základě [9].

Pro určení minimálního množství suchých spalin, které vzniknou dokonalým spálením 1 kg paliva, je nejprve nutné stanovit objemy jednotlivých plynů. Ty byly stanoveny následovně: Objem CO<sub>2</sub> ve spalinách byl vypočten jako:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ,min}^S = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{36,51}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,69 = 0,68 \frac{m^3}{kg} \quad (2.6)$$

Objem SO<sub>2</sub> ve spalinách byl vypočten jako:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,20}{32,06} = 0,001 \frac{m^3}{kg} \quad (2.7)$$

Objem N<sub>2</sub> ve spalinách byl vypočten jako:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ,min}^S = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,76}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,63 = 2,84 \frac{m^3}{kg} \quad (2.8)$$

Objem Ar a dalších vzácných plynů ve spalinách byl vypočten jako:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ,min}^S = 0,0092 \cdot 3,632 = 0,03 \frac{m^3}{kg} \quad (2.9)$$

Minimální množství suchých spalin se rovná součtu jednotlivých složek:

$$O_{SP,min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,68 + 0,001 + 2,84 + 0,03 = 3,55 \frac{m^3}{kg} \quad (2.10)$$

Objem vodní páry, která náleží na minimální množství vlhkých spalin:

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

$$O_{H_2O,min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,42}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{35}{17,016} + (1,016 - 1) \cdot 3,63 = 0,87 \frac{m^3}{kg} \quad (2.11)$$

Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{SP,min} = O_{SP,min}^S + O_{H_2O,min} = 3,55 + 0,87 = 4,43 \frac{m^3}{kg} \quad (2.12)$$

### 2.3 Skutečné množství vzduchu a spalin

Při přivedení pouze minimálního množství vzduchu do spalovací komory, není možné zaručit dokonalé spálení paliva. Tím by mohlo dojít k tvorbě oxidu uhelnatého, což je toxický plyn. Dále by to vedlo ke zvýšení ztráty chemickým nedopalem. Pro dokonalé spálení paliva je tedy nutné do ohniště přivést větší množství vzduchu než jen minimální. Na základě odborné konzultace byl pro daný rošt zvolen přebytek vzduchu  $\alpha = 1,5$ .

Skutečné množství přivedeného vzduchu, při  $\alpha = 1,5$  činí:

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZ,min} = 1,5 \cdot 3,69 = 5,54 \frac{m^3}{kg} \quad (2.13)$$

Skutečné množství spalin s daným přebytkem vzduchu:

$$O_{SP} = O_{SP,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ} = 4,43 + (1,5 - 1) \cdot 5,54 = 6,27 \frac{m^3}{kg} \quad (2.14)$$

Dále je třeba určit objemovou část tříatomových plynů a koncentraci popílku ve spalinách. Objemovou část tříatomových plynů tvoří plyny  $CO_2$ ,  $SO_2$  a vodní pára:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (2.15)$$

kde:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,68 + 0,001}{6,27} = 0,11 \frac{m^3}{kg} \quad (2.16)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,90}{6,27} = 0,14 \frac{m^3}{kg} \quad (2.17)$$

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

$$O_{H_2O} = 0,87 + (1,016 - 1) \cdot (1,5 - 1) \cdot 3,63 = 0,90 \frac{m^3}{kg} \quad (2.18)$$

$$r_{SP} = 0,11 + 0,14 = 0,25 \frac{m^3}{kg}$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^R}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 8,0}{6,27} \cdot \frac{20}{100} = 2,55 \frac{g}{m^3} \quad (2.19)$$

Uvažované procento popela v úletu  $x_p$ , bylo zvoleno dle konzultace.

### 2.4 Entalpie vzduchu a spalin

Celková entalpie spalin, které vzniknou spálením 1 kg paliva je spočítána na základě objemů a entalpií jednotlivých složek, které jsou uvedeny v tabulce 3. Vzorový výpočet je proveden pro teplotu  $t = 200$  °C. Ze všech získaných hodnot byla vytvořena tabulka 4 a graf na obrázku 5.

Tabulka 3: Měrná entalpie některých složek spalín

t [°C]	Entalpie [kJ/kg]								
	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	Suchý vzduch	CO	O <sub>2</sub>	popílek
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57	32,49	32,78	20,2
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	574,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500

Entalpie spalín při minimálním množství vzduchu tj  $\alpha = 1$ :

$$I_{SP,min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O,min} \cdot i_{H_2O,min}^t$$

$$I_{SP,min}^t = 0,68 \cdot 357,5 + 0,001 \cdot 394,1 + 2,84 \cdot 259,9 + 0,03 \cdot 186 + 0,87 \cdot 304,5$$

$$I_{SP,min}^t = 1253,18 \frac{kJ}{kg}$$

( 2.20)

Entalpie minimálního vzduchu při dané teplotě:

$$I_{VZ,min}^t = O_{VZ,min}^S \cdot i_{VZ}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t = 3,63 \cdot 266,2 + 0,06 \cdot 304,5 = 984,56 \frac{m^3}{kg}$$

( 2.21 )

Kde  $O_{H_2O}^V$  je objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva:

$$O_{H_2O}^V = O_{VZ,min} - O_{VZ,min}^S = 3,69 - 3,63 = 0,06 \frac{m^3}{kg}$$

( 2.22 )

Entalpie spalin o dané teplotě  $t$ , které vzniknou spálením 1 kg paliva za přebytku vzduchu  $\alpha$ :

$$I_{SP}^{t,\alpha} = I_{SP,min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ,min}^t + I_p = 1253,18 + (1,5 - 1) \cdot 984,56 = 1745,46 \frac{kJ}{kg} \quad (2.23)$$

kde  $I_p$  je entalpie popílku, která se uvažuje jen v případě podmínky:

$$A_r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p}$$

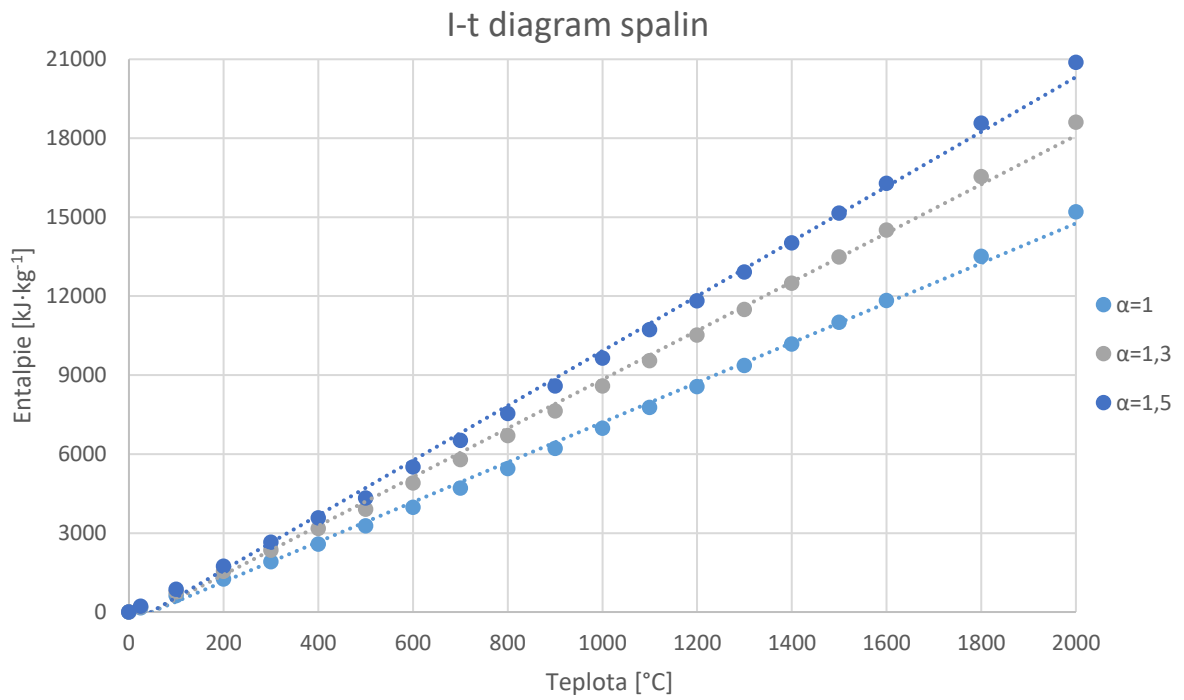
$$8,0 > \frac{6 \cdot 13362,42}{41,8 \cdot 20}$$

$$8,0 > 95,90 \quad (2.24)$$

Výše uvedená podmínka není splněna a proto je entalpie popílku  $I_p$  rovna nule. V tabulce níže jsou uvedeny hodnoty entalpií spalin a vzduchu v rozsahu od  $t = 0$  °C po  $t = 2000$  °C, pro přebytky vzduchu v rozsahu od 1-1,5.

Tabulka 4: Entalpie spalin a vzduchu

t [°C]	$I_{SP,min}^t$ [kJ/kg]	$I_{VZ,min}^t$ [kJ/kg]	$I_{SP}^t$ [kJ/kg]		
			$\alpha=1$	$\alpha=1,3$	$\alpha=1,5$
0	0	0	0	0	0
25	155,59	120,57	155,59	191,76	215,88
100	617,93	489,28	617,93	764,72	862,57
200	1253,18	984,56	1253,18	1548,55	1745,46
300	1906,75	1488,81	1906,75	2353,39	2651,15
400	2579,34	2003,87	2579,34	3180,50	3581,28
500	3270,79	2131,35	3270,79	3910,19	4336,46
600	3981,22	3069,48	3981,22	4902,06	5515,96
700	4708,83	3619,32	4708,83	5794,62	6518,49
800	5453,24	4178,21	5453,24	6706,70	7542,34
900	6211,26	4748,65	6211,26	7635,85	8585,58
1000	6985,75	5326,70	6985,75	8583,76	9649,10
1100	7770,11	5912,31	7770,11	9543,80	10726,26
1200	8566,66	6501,84	8566,66	10517,21	11817,58
1300	9371,74	7095,29	9371,74	11500,33	12919,38
1400	10184,31	7692,55	10184,31	12492,07	14030,59
1500	11004,77	8297,37	11004,77	13493,98	15153,45
1600	11837,91	8902,36	11837,91	14508,62	16289,09
1800	13508,88	10123,81	13508,88	16546,02	18570,79
2000	15201,18	11360,44	15201,18	18609,31	20881,40



Obrázek 5: Hodnoty entalpie spalín na základě přebytku vzduchu  $\alpha$

### 3 Tepelná bilance kotle

V této kapitole bude stanovena účinnost kotle a spotřeba paliva pro dosažení stanoveného tepelného výkonu kotle ze zadání práce.

#### 3.1 Teplo přivedené do kotle

Nejprve je nutné stanovit tepelný příkon kotle. Ten se vypočítá z celkového tepla přivedeného do kotle vztaženého na 1 kg paliva:

$$Q_p^P = Q_i^r + i_p = 13362,42 + 43,95 = 13406,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.1)$$

Kde  $i_p$  je fyzické teplo paliva. Pokud není palivo ohříváno pomocí cizího zdroje, jeho vliv je uvažován pouze za splnění podmínky:

$$\begin{aligned} W^r &\geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \\ W^r &\geq \frac{13362,42}{4,19 \cdot 150} \\ 35 &\geq 21,26 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Podmínka byla splněna. Fyzické teplo paliva je tedy nutné zahrnout do tepelného příkonu. Teplota paliva je uvažována  $t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Fyzické teplo je určeno ze vzorce:

$$i_p = c_p \cdot t_p = 2,20 \cdot 20 = 43,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.3)$$

Kde  $c_p$  je měrná tepelná kapacita paliva. Její hodnota závisí na obsahu vody a sušiny v palivu. Respektive na jejich dílčích měrných tepelných kapacitách. Měrná tepelná kapacita paliva je tedy určena ze vzorce:

$$c_p = c_W \cdot \frac{W^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 4,18 \cdot \frac{35}{100} + 1,13 \cdot \frac{100 - 35}{100} = 2,20 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (3.4)$$

Zadané palivo je výhřevností nejbližší hnědému uhlí. Tím pádem byla měrná tepelná kapacita sušiny zvolena srovnatelná s tímto palivem, tj.  $c_{su} = 1,13 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ .

#### 3.2 Ztráty kotle

Účinnost kotle byla stanovena pomocí nepřímé metody. Ztráta je částečně minimalizována díky výsypce. Ta se nachází mezi druhým a třetím tahem. Zachycený popílek ve výsypce je dopravován zpět do ohniště.

##### 3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem je vypočítána jako suma jednotlivých ztrát:

$$z_c = z_{cs} + z_{cp} + z_{cú} = 0,36 + 1,25 + 1,62 = 3,23 \% \quad (3.5)$$

Kde  $z_{cs}$  je ztráta v tuhých zbytcích z ohniště (ve formě škváry),  $z_{cp}$  je ztráta v popílku, který je zachycen ve výsypce mezi čtvrtým a pátým tahem a  $z_{cú}$  je ztráta v úletu, tedy ve zbytcích, které projdou celým kotlem bez zachycení. Jednotlivé ztráty se vypočítají na základě vzorce:

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

Kde  $C_i$  je procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků.  $X_i$  je procento popela, které je zachycované v daném druhu tuhých zbytků, vztaženo k váze popela v palivu. Jednotlivé hodnoty jsou zvoleny na základě konzultace.  $Q_{ci}$  je výhřevnost hořlaviny dle druhu tuhých zbytků. Průměrná výhřevnost ve zbytcích činí 32 600 kJ/kg.

Výpočet jednotlivých ztrát je uveden níže:

$$z_{cs} = \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{8,0}{13406,37} \cdot 32600 = 0,36 \%$$

$$z_{cp} = \frac{30}{100 - 30} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{8,0}{13406,37} \cdot 32600 = 1,25 \%$$

$$z_{cú} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{25}{100} \cdot \frac{8,0}{13406,37} \cdot 32600 = 1,62 \%$$

### 3.2.2 Ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků

Princip výpočtu je obdobný jako u ztráty mechanickým nedopalem. Opět jsou tedy určeny dílčí ztráty a celková ztráta je dána jejich sumou:

$$z_f = z_{fs} + z_{fp} + z_{fú} = 0,14 + 0,02 + 0,03 = 0,19 \% \quad (3.7)$$

Indexování je analogické k jednotlivým složkám ze ztráty mechanickým nedopalem. Jejich výpočet je založen na vztahu:

$$z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A_r}{Q_p^p} \cdot c_{pi} \cdot t_i \quad (3.8)$$

Teploty jednotlivých druhů tuhých zbytků byly zvoleny na základě konzultace. Pro škváru je uvažováno s teplotou 400 °C a pro popílek je uvažováno s teplotou 180 °C. Měrné tepelné kapacity pro tyto teploty a dané typy zbytků byly stanoveny na základě [9]. Měrná tepelná kapacita škváry byla zvolena 0,91 kJ·(kg·K)<sup>-1</sup> a měrná tep. kapacita popílku byla uvažována 0,80 kJ·(kg·K)<sup>-1</sup>. Popílek je vrácen zpět do ohniště z výsypky mezi II. a III. tahem. Množství popílku bylo zahrnuto do ztrát dle poměru 3:3:4.

Výpočet jednotlivých ztrát je uveden níže:

$$z_{fs} = \left( \frac{60}{100 - 3} + \frac{3}{100} \right) \cdot \frac{8,0}{13406,37} \cdot 0,910 \cdot 400 = 0,14 \%$$

$$z_{fp} = \left( \frac{15}{100 - 30} + \frac{3}{100} \right) \cdot \frac{8,0}{13406,37} \cdot 0,800 \cdot 180 = 0,02 \%$$

$$z_{fú} = \left( \frac{25}{100 - 25} + \frac{4}{100} \right) \cdot \frac{8,0}{13406,37} \cdot 0,800 \cdot 180 = 0,03 \%$$

### 3.2.3 Ztráta chemickým nedopalem

Tuto ztrátu je možné při návrhu nových zařízení zanedbat, jelikož dosahuje relativně nízkých hodnot. Ztráta roste nepřímo úměrně s výhřevností a teplotou plamene (tj. čím nižší výhřevnost a teplota plamene, tím vyšší ztráta). Dle konzultace nebyla tato ztráta počítána. Byl proveden pouze odhad její hodnoty:  $z_{cn} = 0,05 \%$ .

### 3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Pro výpočet ztráty sdílením tepla do okolí je nejprve nutné znát maximální použitelný tepelný výkon  $Q_N$ :

$$Q_N = Q_i^r \cdot M_p = 13,36 \cdot 0,43 = 5,78 \text{ MW} \quad (3.9)$$

Kde  $M_p$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je množství paliva přivedeného do kotle. Hodnota byla odhadnuta. Její správnost byla ověřena na konci výpočtu tepelné bilance.

Dále je nutné určit ztrátový výkon  $Q_{RC}$ :

$$Q_{RC} = Q_N^{0,7} \cdot C = 5,78^{0,7} \cdot 0,0315 = 0,11 \text{ MW} \quad (3.10)$$

Koeficient  $C$  [-] se určí na základě kvality paliva. Dle konzultace byl zvolen 0,0315, což je totožná hodnota pro hnědé uhlí.

Ztráta sdílením tepla se pak určí na základě vztahu:

$$z_s = \frac{Q_{RC}}{Q_N} = \frac{0,11}{5,78} = 1,86 \% \quad (3.11)$$

### 3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Jedná se o ztrátu, která zásadním způsobem ovlivňuje účinnost kotle, jelikož se jedná o ztrátu s nejvyšší hodnotou. Zároveň neexistuje způsob pro její razantní minimalizování, protože je dána výstupní teplotou spalin. S nižší teplotou logicky klesá, ale naopak se zvyšuje riziko vzniku nízkoteplotní koroze na konci zařízení. Dále je možné ji ovlivnit snížením přebytku vzduchu  $\alpha$ . Teplota  $t = 160 \text{ }^\circ\text{C}$  byla zvolena na základě konzultace. Ztráta je učena na základě vztahu:

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^P} = (100 - 3,23) \cdot \frac{1392,30 - 217,72}{13406,37} = 8,48 \% \quad (3.12)$$

Entalpie spalin  $I_{SP}$  [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je hodnota při teplotě  $t = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ . Entalpie vzduchu  $I_{VZ}$  byla určena pro teplotu okolí  $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  a přebytek vzduchu  $\alpha = 1,5$ . Obě hodnoty byly získány z tabulky 4 pomocí lineární interpolace. Celkové teplo přivedené do kotle  $Q_p^P$  bylo vypočítáno na začátku kapitoly v rovnici (3.1).

### 3.2.6 Tepelná účinnost kotle

Jak bylo zmíněno výše, účinnost kotle byla určena na základě nepřímé metody. Ta je založena na jednotlivých ztrátách, které se odečtou od maximální možné účinnosti. Účinnost kotle byla určena dle vztahu:

$$\eta_k = 100 - \sum z_i = 100 - (3,23 + 0,19 + 0,05 + 1,86 + 8,48) = 86,18 \% \quad (3.13)$$



### 3.3 Množství paliva a vyrobené páry

Ze zadání je požadovaný tepelný výkon kotle  $Q_V = 5 \text{ MW}$ . Ze vzorce pro výpočet tepelného výkonu bylo vyjádřeno množství vyrobené páry pro další zadané parametry.

$$Q_V = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv})$$
$$M_{pp} = \frac{Q_V}{i_{pp} - i_{nv}} = \frac{5000}{3259,77 - 507,29} = 1,82 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

( 3.14 )

kde:

- $i_{pp}$  [kJ/kg] je entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle ( $t = 420 \text{ °C}$ ,  $p = 4,1 \text{ MPa}$ )
- $i_{nv}$  [kJ/kg] je entalpie napájecí vody ( $t = 120 \text{ °C}$ ,  $p = 5,17 \text{ MPa}$ )

Následně se určí množství paliva, které je nutné přivést do kotle pro daný výkon:

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{5000}{13406,37 \cdot \frac{86,18}{100}} = 0,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

( 3.15 )

Je nutné vzít v potaz ztrátu mechanickým nedopalem, která ovlivní množství skutečně spáleného paliva. To potom vychází ze vztahu:

$$M_{pv} = M_p \cdot \frac{(100 - z_c)}{100} = 0,43 \cdot \frac{100 - 3,23}{100} = 0,42 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

( 3.16 )

## 4 Předběžný návrh výměníků

Předběžný návrh konvenčních ploch slouží ke stanovení tepelných výkonů jednotlivých teplosměnných ploch, pro zajištění požadovaných výstupních parametrů páry. Jednotlivé entalpické spády byly upraveny na základě odborné konzultace. Tlakové ztráty byly upraveny dle hydraulického výpočtu ve 13. kapitole. Pro určení parametrů páry bylo použito rozšíření FluidEXL pro MS Excel, které pracuje s knihovnou IAPWS-IF97.

### 4.1 Návrh přehříváku P3

Parametry páry na výstupu jsou dány ze zadání, jelikož se jedná o poslední stupeň ohřevu páry před jejím výstupem z kotle. Tlaková ztráta v přehříváku P3 se rovná  $\Delta p_{p3} = 0,18 \text{ MPa}$ . U tohoto přehříváku se dají očekávat vyšší nároky na materiál a zároveň i častější regulace pro udržení konstantní teploty na výstupu z kotle. Proto byl zvolen nižší entalpický spád  $\Delta i_{p3} = 166 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

Výstupní parametry páry:

$$\begin{aligned} \text{Tlak:} & \quad p_{P3,out} = 4,1 \text{ MPa} \\ \text{Teplota:} & \quad t_{P3,out} = 420 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Entalpie:} & \quad i_{P3,out} = f(p_{P3,out}, t_{P3,out}) = 3259,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Vstupní parametry páry:

$$\begin{aligned} \text{Tlak:} & \quad p_{P3,in} = p_{P3,out} + \Delta p_{p3} = 4,1 + 0,18 = 4,28 \text{ MPa} \\ \text{Entalpie:} & \quad i_{P3,in} = i_{P3,out} - \Delta i_{p3} = 3259,77 - 166 = 3093,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \text{Teplota:} & \quad t_{P3,out} = f(p_{P3,in}, i_{P3,in}) = 352,78 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Tepelný výkon přehříváku P3:

$$Q_{P3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{p3} = 1,82 \cdot 166 = 301,55 \text{ kW} \quad (4.1)$$

### 4.2 Návrh přehříváku P2

Regulace kotle probíhá skrze vstřík napájecí vody do páry. Tento vstřík je vždy umístěn mezi přehříváky. Jeden z regulačních stupňů je umístěn mezi přehříváky P2 a P3. Další se tedy nachází mezi přehříváky P2 a P1. Množství vstříkované napájecí vody mezi P2 a P3 je voleno 3 % z celkového množství napájecí vody. Tlak na vstupu do přehříváku je dán tlakovou ztrátou, která se rovná  $\Delta p_{p2} = 0,15 \text{ MPa}$ . Entalpický spád byl zvolen  $\Delta i_{p2} = 228 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

Entalpie na výstupu je určena z bilanční rovnice

$$(1 - 0,03) \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,out} + 0,03 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{P3,in}$$

$$\begin{aligned} i_{P2,out} &= \frac{M_{pp} \cdot i_{P3,in} - 0,03 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv}}{(1 - 0,03) \cdot M_{pp}} = \frac{M_{pp} \cdot (i_{P3,in} - 0,03 \cdot i_{nv})}{(1 - 0,03) \cdot M_{pp}} \\ i_{P2,out} &= \frac{3093,77 - 0,03 \cdot 507,29}{0,97} = 3173,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

(4.2)

Výstupní parametry páry:

$$\begin{aligned} \text{Tlak:} & \quad p_{P2,out} = 4,28 \text{ MPa} \\ \text{Entalpie:} & \quad i_{P2,out} = 3173,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \text{Teplota:} & \quad t_{P2,out} = f(p_{P2,in}, i_{P2,in}) = 385,16 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Vstupní parametry páry:

$$\begin{aligned} \text{tlak:} \quad & p_{P2,in} = p_{P2,out} + \Delta p_{P2} = 4,28 + 0,15 = 4,43 \text{ MPa} \\ \text{Entalpie:} \quad & i_{P2,in} = i_{P2,out} - \Delta i_{P2} = 3173,77 - 228 = 2945,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \text{Teplota:} \quad & t_{P2,out} = f(p_{P2,in}, i_{P2,in}) = 299,71 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Tepelný výkon přehříváku P2:

$$Q_{P2} = 0,97 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{P2} = 0,97 \cdot 1,82 \cdot 228 = 401,75 \text{ kW}$$

( 4.3 )

### 4.3 Návrh přehříváku P1

Mezi přehříváky P2 a P1 je druhý regulační vstřík napájecí vody. Tlak na vstupu do přehříváku je dán tlakovou ztrátou, která se rovná  $\Delta p_{P1} = 0,49 \text{ MPa}$ . Množství vstříkované vody bylo zvoleno 4 %  $M_{pp}$ . Entalpický spád byl iteračně zvolen tak, aby teplota na vstupu do přehříváku souhlasila s teplotou na výstupu z výparníku, jelikož v kotli nejsou využity závěsné trubky chlazené párou. Zvolený entalpický spád činí  $\Delta i_{P1} = 255,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

Entalpie na výstupu je určena z bilanční rovnice:

$$\begin{aligned} (1 - 0,07) \cdot M_{pp} \cdot i_{P1,out} + 0,04 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} &= (1 - 0,03) \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,in} \\ i_{P1,out} &= \frac{(1 - 0,03) \cdot M_{pp} \cdot i_{P2,in} - 0,04 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv}}{(1 - 0,07) \cdot M_{pp}} = \frac{M_{pp} \cdot (0,97 \cdot i_{P2,in} - 0,04 \cdot i_{nv})}{(1 - 0,07) \cdot M_{pp}} \\ i_{P1,out} &= \frac{0,97 \cdot 2945,77 - 0,04 \cdot 507,29}{0,93} = 3050,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

( 4.4 )

Výstupní parametry páry:

$$\begin{aligned} \text{tlak:} \quad & p_{P1,out} = 4,43 \text{ MPa} \\ \text{Entalpie:} \quad & i_{P1,out} = 3050,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \text{Teplota:} \quad & t_{P1,out} = f(p_{P2,in}, i_{P2,in}) = 337,49 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Vstupní parametry páry:

$$\begin{aligned} \text{tlak:} \quad & p_{P1,in} = p_{P1,out} + \Delta p_{P1} = 4,43 + 0,49 = 4,92 \text{ MPa} \\ \text{Entalpie:} \quad & i_{P1,in} = i_{P1,out} - \Delta i_{P1} = 3050,65 - 255,77 = 2794,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \text{Teplota:} \quad & t_{P1,out} = f(p_{P2,in}, i_{P2,in}) = 262,94 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Tepelný výkon přehříváku P1:

$$Q_{P1} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{P1} = 1,82 \cdot 255,77 = 432,09 \text{ kW}$$

( 4.5 )

#### 4.4 Návrh výparníku

Výparník je tvořen membránovými stěnami, které se nachází v ohništi a dále v druhém a třetím tahu. Slouží k vytvoření fázové přeměny vody na páru, přičemž tento děj probíhá za konstantní teploty a tlaku. Není tedy uvažováno s tlakovými ztrátami proto:

$$\begin{aligned} \text{Tlak:} \quad & p_{V,sat} = \text{konst.} = p_{P1,in} = 4,92 \text{ MPa} \\ \text{Teplota:} \quad & t_{V,sat} = \text{konst.} = f(p_{V,sat}) = 262,94 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Entalpický spád výparníku je dán teplem potřebným pro fázovou přeměnu za tlaku  $p_{V,sat}$ :

$$\begin{aligned} i_{V,out} &= f(p_{V,sat}; x = 1) = 2794,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ i_{V,in} &= f(p_{V,sat}; x = 0) = 1149,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \Delta i_V &= i_{V,out} - i_{V,in} = 1645,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Aby nedošlo k varu vody před vstupem do bubnu, byl zvolen nedohřev. Ten je dán rozdílem teplot mezi vstupem do výparníku a výstupem z ohříváku vody. Hodnota nedohřevu byla zvolena  $84 \text{ }^\circ\text{C}$ . Jeho velikost byla zvolena tak, aby korespondovala s množstvím celkového tepla odevzdaného do výparníku v ohništi, II. a III. tahu.

$$\Delta i_{ne} = i_{V,in} - i_{E,out} = 1149,46 - 760,51 = 388,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.7)$$

Tepelný výkon výparníku je dán součtem minimálního tepelného výkonu a nedohřevu:

$$\begin{aligned} Q_V &= Q_{V,min} + Q_{ne} = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_V + 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_{ne} \\ Q_V &= 0,93 \cdot 1,82 \cdot 1645,42 + 0,93 \cdot 1,82 \cdot 388,95 = 3436,82 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.8)$$

#### 4.5 Návrh ekonomizéru

Vstupní parametry vody jsou dány teplotou napájecí vody. Výstupní parametry berou v potaz nedohřev  $t_{ne} = 84,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tlaková ztráta byla stanovena na hodnotu  $\Delta p_E = 0,25 \text{ MPa}$ .

Výstupní parametry vody:

$$\begin{aligned} \text{Tlak:} \quad & p_{E,out} = 4,92 \text{ MPa} \\ \text{Teplota:} \quad & t_{E,out} = t_{V,sat} - t_{ne} = 262,94 - 84,0 = 178,94 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Entalpie:} \quad & i_{E,out} = f(p_{E,out}, t_{E,out}) = 760,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Vstupní parametry vody:

$$\begin{aligned} \text{Tlak:} \quad & p_{E,in} = p_{E,out} + \Delta p_E = 4,92 + 0,25 = 5,17 \text{ MPa} \\ \text{Teplota:} \quad & t_{E,in} = 120 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{Entalpie:} \quad & i_{E,in} = f(p_{E,in}, t_{E,in}) = 507,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Entalpický spád ekonomizéru:

$$\Delta i_E = i_{E,out} - i_{E,in} = 760,51 - 507,29 = 253,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.9)$$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_E = 0,93 \cdot M_{pp} \cdot \Delta i_E = 0,93 \cdot 1,82 \cdot 253,23 = 427,80 \text{ kW} \quad (4.10)$$

#### 4.6 Celkový tepelný výkon

Všechny hodnoty jsou pro rekapitulaci zobrazené v tabulce 5. Celkový tepelný výkon je pak dán součtem dílčích tepelných výkonů:

Tabulka 5: Parametry teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha		Tlak [MPa]	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Entalpický spád [kJ/kg]	Tepelný výkon [kW]
Přehřívák P3	out	4,10	420,0	3259,77	166	301,55
	in	4,28	352,78	3093,77		
Přehřívák P2	out	4,28	385,16	3173,79	228	401,75
	in	4,43	299,71	2945,77		
Přehřívák P1	out	4,43	337,49	3050,65	255,77	432,09
	in	4,92	262,94	2794,88		
Výparník	out	4,92	262,94	2797,88	1645,42	3436,82
	in	4,92	262,94	1149,46		
Ekonomizér	out	4,92	178,94	760,51	253,23	427,80
	in	5,17	120,0	507,29		
<b>Celkový tepelný výkon [kW]</b>						<b>5000,10</b>

## 5 Výpočet spalovací komory

Při výpočtu spalovací komory jsou určeny rozměry ohniště a výstupního okna. Dále je vypočtena adiabatická teplota plamene, výstupní teplota na konci ohniště a množství tepla, které je odebráno stěnami výparníku.

### 5.1 Návrh rozměrů spalovací komory

Rozměry roštu a průřez spalovací komory se odvíjí od plošného zatížení roštu  $q_s$ . Plošné zatížení roštu se liší na základě typu roštů. Podle odborné konzultace bylo zvoleno pro navrhovaný posuvný rošt s protlačěním  $q_s = 1,5 \text{ MW/m}^2$ .

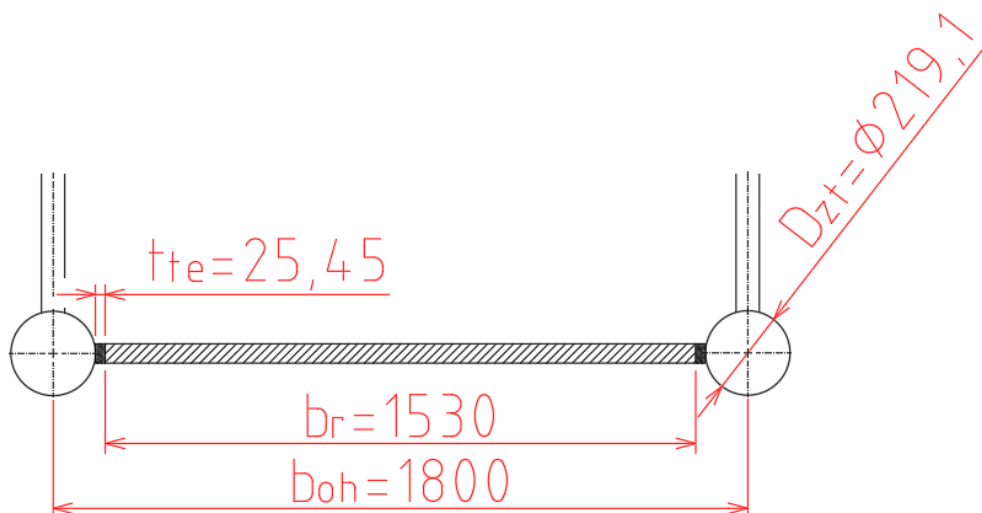
Plocha roštu byla vypočtena na základě vztahu:

$$S_r = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{0,43 \cdot 13362,42}{1,5 \cdot 10^3} = 3,86 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

Spalovací komora je tvořena membránovou stěnou, která se skládá z trubek výparníku. Tyto trubky mají vnější průměr 60,3 mm s roztečí 90 mm. Je nutné, aby délka spalovací komory byla násobkem rozteče varných trubek. Délka roštu byla stanovena na  $a_r = 2,52 \text{ m}$ . Na základě délky byla následně vypočítána šířka roštu:

$$b_r = \frac{S_r}{a_r} = \frac{3,86}{2,52} = 1,53 \text{ m} \quad (5.2)$$

Šířka spalovací komory  $b_{oh}$  je oproti šířce roštu  $b_r$  větší na obou stranách o poloměr nosné zavodňovací trubky a těsnění  $t_{te}$ . Průměr zavodňovací trubky byl zvolen  $D_{zt} = 219,1 \text{ mm}$  a tloušťka těsnění  $t_{te}$  se dle konzultace musí pohybovat v rozmezí od 20 do 40 mm. Šířka spalovací komory musí být opět násobkem rozteče varných trubek. Rozměry těsnění a ohniště jsou zobrazeny na obrázku 6.



Obrázek 6: Rozměry roštu ve spalovací komoře

Šířka spalovací komory je určena dle vzorce:

$$b_{oh} = b_r + 2 \cdot \frac{D_{zt}}{2} + 2 \cdot t_{te} = 1,53 + 2 \cdot \frac{0,219}{2} + 2 \cdot 0,025 = 1,80 \text{ m} \quad (5.3)$$

Při návrhu kotle na RDF je nutné splnit podmínky vyhlášky č. 415/2012 Sb.[11], která definuje přípustné úrovně znečištění. Na základě této vyhlášky je nutné zajistit, aby při spalování částice zůstaly nad teplotou 850 °C minimálně po dobu dvou vteřin a to od posledního přívodu vzduchu. Při spalování odpadů s obsahem chlóru nad 1 %, by bylo nutné tuto teplotu dokonce navýšit na 1 100 °C. Pokud by nastala, situace, že minimální teplota klesne pod stanovenou úroveň, mělo by dojít k zapnutí minimálně jednoho nového hořáku. Dle konzultace se optimální střední rychlost spalin ve spalovací komoře pohybuje okolo 4 m·s<sup>-1</sup>. Při zachování délky  $a_r$ , by rychlost spalin nedosahovala požadované hodnoty. Proto se délka spalovací komory v oblasti zúžení zkracuje na délku  $a_{oh} = 1,89$  m.

Minimální potřebná dráha spalin – tedy výška od posledního přívodu sekundárního vzduchu byla stanovena jako:

$$l_{SP} = w_{SP} \cdot t = 5,98 \cdot 2 = 11,98 \text{ m} \quad (5.4)$$

Kde  $w_{SP}$  je rychlost spalin v ose rychlostního profilu. Vzhledem k tomu, že rychlost není v průřezu konstantní, je nutné zavést koeficient  $k = 1,5$ , jeho hodnota byla zvolena na základě konzultace. Rychlost v ose profilu se tedy určí na základě vztahu:

$$w_{SP} = w_{SP}^{stř} \cdot k = 3,99 \cdot 1,5 = 5,98 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5)$$

Střední rychlost je určena dle:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{S_{sk}} = \frac{M_{sp}^{skut}}{a_{oh} \cdot b_{oh}} = \frac{13,59}{1,89 \cdot 1,80} = 3,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.6)$$

Pro stanovené střední rychlosti je nejprve nutné znát skutečný objemový průtok spalin. Ten byl vypočten ze vztahu:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,sk}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{1140,70 + 273,15}{273,15} = 13,59 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (5.7)$$

kde:

- $M_{SP} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$  je objemový průtok spalin za normálních podmínek:

$$M_{SP} = M_{pv} \cdot O_{SP} = 0,42 \cdot 6,27 = 2,63 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (5.8)$$

- $t_{SP,sk}^{stř} [^\circ\text{C}]$  je střední teplota spalin, která se určí z adiabatické teploty plamene a teploty na výstupu ze spalovací komory:

$$t_{SP,oh}^{stř} = \frac{t_a + t_{SP,sk,out}}{2} = \frac{1405,40 + 876}{2} = 1140,70 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.9)$$

Hodnota teploty spalin na výstupu z ohniště byla stanovena na  $t_{SP,sk,out} = 876$  °C, tato hodnota byla ověřena níže. Vyšší hodnota výstupní teploty byla zvolena z důvodu intenzifikace přenosu tepla v dalších tazích. Aby bylo zajištěno dokonalé vyhoření plynných složek hořlaviny, byly poslední trysky sekundárního vzduchu umístěny nad místo zúžení ve výšce cca 2,8 metru nad roštem. Od této výšky musí spaliny překonat dráhu alespoň 11,98 m. Celková výška spalovací komory byla tedy stanovena na 14,78 m.

Kvůli možnému tvoření nánosů popílkem, které hrozí u zadaného typu paliva, bylo pro přechod mezi prvním a druhým tahem zvoleno prázdné okno namísto mříže. Rychlost spalin ve výstupním oknu byla stanovena dle konzultace  $w_{SP,ok} = 7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Velikost okna byla tedy učena jako:

$$h_{ok} = \frac{M_{SP,ok}^{skut}}{w_{SP,ok} \cdot b_{oh}} = \frac{M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,sk,out} + 273,15}{273,15}}{w_{sp,ok} \cdot b_{oh}}$$

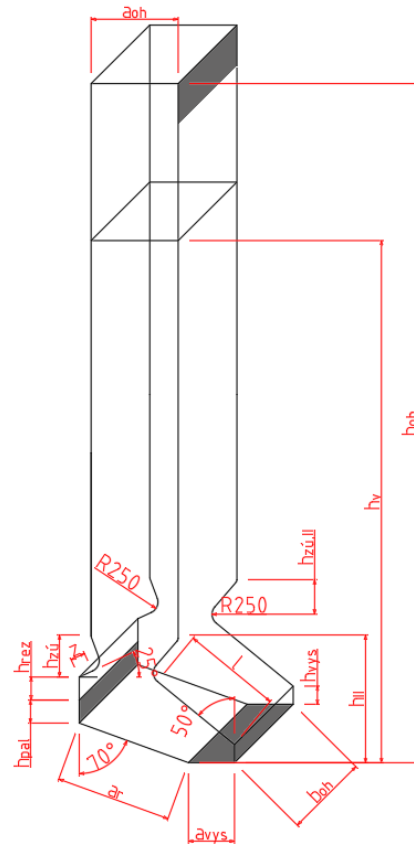
$$h_{ok} = \frac{2,63 \cdot \frac{876 + 273,15}{273,15}}{7 \cdot 1,80} = 0,87 \text{ m} \rightarrow \text{zvoleno } 0,88 \text{ m}$$

( 5.10 )

Rozměry spalovací komory jsou zobrazeny v tabulce 6 a na obrázku 7:

Tabulka 6: Geometrie spalovací komory

Rozměr	Značení	Hodnota [m]
Délka roštu	$a_r$	2,52
Šířka roštu (ohniště)	$b_{r(oh)}$	1,80
Délka ohniště po zúžení	$a_{oh}$	1,89
Výška vyzdívky	$h_v$	11,36
Výška okna	$h_{ok}$	0,88
Výška přívodu paliva	$h_{pal}$	0,50
Výška rezervy nad palivem	$h_{rez}$	0,50
Délka výsyvky	$a_{vys}$	1,00
Výška po posl. trysky II. vz.	$h_{II}$	2,78
Výška zúžení přední strana	$h_{zú}$	0,92
Výška zúžení zadní strana	$h_{zú,II}$	0,75
Zaoblení zúžení	$R$	0,25
Délka šikmé stěny nad roš.	$l$	2,14
Šikmá délka zúžení	$z$	0,32
Výška výsyvky	$h_{vys}$	0,39
Výška spalovací komory	$h_{sk}$	14,78



Obrázek 7: Geometrie spalovací komory

## 5.2 Adiabatická teplota plamene

Pro výpočet adiabatické teploty plamene je nutné určit užitečné teplo uvolněné v ohništi, který vychází ze vztahu:

$$i_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{co} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{VZ}$$

$$i_u = 13406,37 \cdot \frac{100 - 0,05 - 3,23 - 0,14}{100 - 3,23} + 710,72 = 14090,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

( 5.11 )

$Q_{VZ} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$  je teplo, které je do ohniště přivedené skrze vzduch s přebytkem  $\alpha = 1,5$ . Vzduch přiváděný do ohniště se dělí na primární, sekundární a pohazovací. Vzduch je procentuálně rozdělen na 45 % ve formě primárního, 40 % jakožto sekundárního a 15 % jako pohazovacího.



Primární vzduch je ohříván na teplotu 190 °C. Sekundární, resp. pohazovací nejsou tepelně upravovány a jsou přiváděny do spalovací komory při teplotě 20°C.

$$Q_{VZ} = \alpha \cdot (0,45 \cdot i_{VZ,min}^{190^{\circ}C} + (0,45 + 0,15) \cdot i_{VZ,min}^{20^{\circ}C})$$

$$Q_{VZ} = 1,5 \cdot (0,45 \cdot 935,03 + (0,45 + 0,15) \cdot 96,46) = 710,72 \frac{kJ}{kg}$$

( 5.12 )

Entalpie vzduchu byly odečteny z tabulky 4. Adiabatická teplota plamene byla stanovena lineární interpolací. Její hodnota činí  $t_a = 1405,41$  °C.

### 5.3 Tepelný výpočet spalovací komory

Tepelný výpočet spočívá ve stanovení skutečné teploty spalin na výstupu z ohniště a výpočtu tepelného výkonu. Nejprve je výpočet proveden pro stanovenou teplotu spalin na konci ohniště  $t_{SP,sk,out} = 876$  °C. Na konci je tato teplota ověřena. Pokud se teplota výrazně liší, upraví se výška šamotové vyzdívky. Ta slouží jako izolant, jinými slovy snižuje množství odebraného tepla membránovými stěnami.

Skutečná teplota spalin na konci ohniště byla vypočtena dle Gurvičova vztahu:

$$t_{SP,sk,out}^{skut} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} = \frac{1405,41 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,80}{1,21}\right)^{0,6}} = 876,21 \text{ } ^{\circ}C$$

( 5.13 )

kde:

- $t_a$  [°C] je adiabatická teplota plamene, která byla stanovena v předchozí kapitole
- $M$  [-] je součinitel který závisí na typu paliva a ohniště
- $B_o$  [-] vyjadřuje Boltzmannovo číslo
- $a_o$  [-] je stupeň černosti plamene

Součinitel  $M$  je určen na základě poměrné výšky maximální teploty plamene  $x_T$ . Při spalování tuhých paliv v roštových ohništích se určí ze vztahu:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_T = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59$$

( 5.14 )

Pro roštová ohniště s tenkou vrstvou platí  $x_T = 0$ .

Boltzmanovo číslo bylo určeno ze vzorce:

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot (t_a + 273,15)^3} =$$

$$B_o = \frac{0,98 \cdot 0,42 \cdot 10,88}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,12 \cdot 112,53 \cdot (1405,41 + 273,15)^3} = 1,21$$

( 5.15 )

kde:

- $\varphi$  [-] je součinitel uchování tepla
- $M_{pv}$  [kg·s<sup>-1</sup>] představuje množství skutečně spáleného paliva
- $\overline{O_{sp}} \cdot c$  [kJ·(kg·K)<sup>-1</sup>] značí střední tepelnou jímavost spalin
- $t_a$  [°C] je absolutní adiabatická teplota plamene
- $F_{st}$  [m<sup>2</sup>] je celkový povrch stěn ohniště
- $\bar{\psi}$  [-] je střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn

Jednotlivé veličiny se vypočítají dle následující vztahů:

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_s}{\eta_k + z_s} = 1 - \frac{1,86}{86,18 + 1,86} = 0,98 \quad (5.16)$$

Střední tepelná jímavost spalin:

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{i_u - i_{SP,sk,out}}{t_a - t_{SP,sk,out}} = \frac{14090,65 - 8335,21}{1405,41 - 876} = 10,88 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (5.17)$$

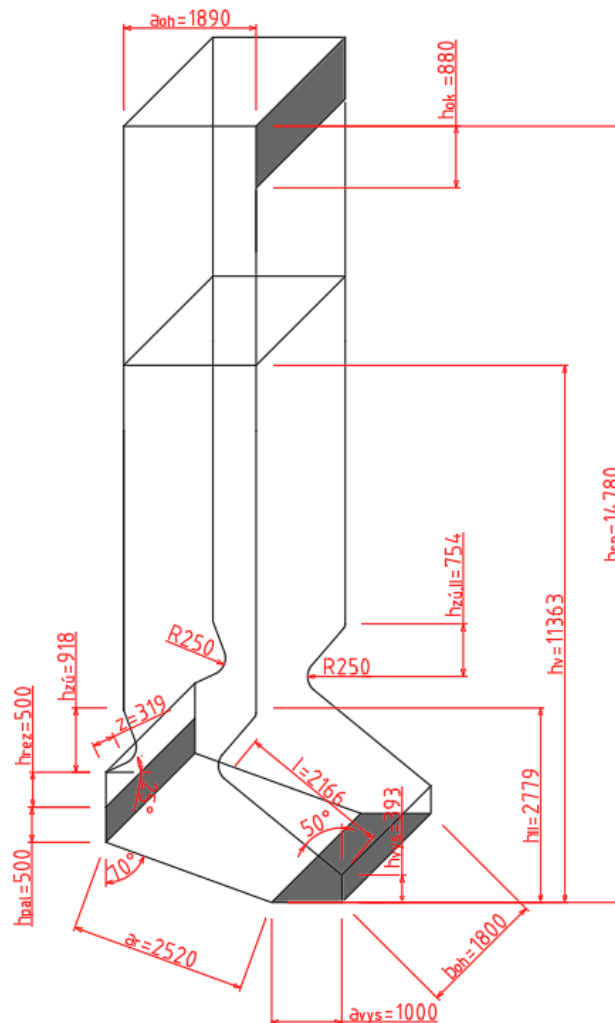
Entalpie spalin na výstupu z ohniště  $i_{SP,sk,out}$  byla určena lineární interpolací z tabulky 4.

Užitečné teplo uvolněné v ohništi  $i_u$  bylo určeno v rovnici (5.11).

Střední součinitel tepelné efektivity stěn byl určen dle vztahu:

$$\bar{\psi} = \frac{x_{ms} \cdot \xi_{ms} \cdot F_{ms} + x_v \cdot \xi_v \cdot F_v}{F_{st}} = \frac{1 \cdot 0,4 \cdot 22,99 + 1 \cdot 0,1 \cdot 44,75}{112,53} = 0,12 \quad (5.18)$$

Před výpočtem ploch spalovací komory, jsou její rozměry znovu zobrazeny na obrázku 8:



Obrázek 8: Geometrie spalovací komory

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

$$\begin{aligned}
 F_{st} &= a_{oh} \cdot b_{oh} + 2 \cdot b_{oh} \cdot (h_{sk} - h_{II}) + \frac{\pi \cdot R}{2} \cdot b_{oh} + l \cdot b_{oh} + h_{vys} \cdot b_{oh} \\
 &+ 2 \cdot (a_r \cdot \sin(70^\circ) + a_v) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ) + h_{rez} + h_{pal} + z \cdot \sin(25^\circ) + R) \\
 &+ 2 \cdot a_{oh} \cdot (h_{sk} - h_{II}) + z \cdot b_{oh} + a_r \cdot b_{oh} - (a_r \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ)) \\
 &- 2 \cdot h_{zú} \cdot R - (l \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (l \cdot \cos(50^\circ)) - R \cdot h_{zú,II} = 1,89 \cdot 1,80 \\
 &+ 2 \cdot 1,80 \cdot (14,78 - 2,78) + \frac{\pi \cdot 0,25}{2} \cdot 1,80 + 2,14 \cdot 1,80 + 0,39 \cdot 1,80 \\
 &+ 2 \cdot (2,52 \cdot \sin(70^\circ) + 1) \cdot (2,52 \cdot \cos(70^\circ) + 0,50 + 0,50 + 0,32 \cdot \sin(25^\circ) + 0,25) \\
 &+ 2 \cdot 1,89 \cdot (14,78 - 2,78) + 0,32 \cdot 1,80 + 2,52 \cdot 1,80 - (2,52 \cdot \sin(70^\circ)) \\
 &\cdot (2,52 \cdot \cos(70^\circ) - 2 \cdot 0,92 \cdot 0,25 - (2,14 \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (2,14 \cdot \cos(50^\circ)) - 0,25 \cdot 0,78 \\
 F_{st} &= 112,53 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

( 5.19 )

Povrch membránové stěny byl vypočten jako:

$$\begin{aligned}
 F_{MS} &= (h_{sk} - h_{ok} - h_V) \cdot b_{oh} + 2 \cdot a_{oh} \cdot (h_{sk} - h_V) + b_{oh} \cdot (h_{sk} - h_V) = \\
 &(14,78 - 0,88 - 11,45) \cdot 1,80 + 2 \cdot 1,89 \cdot (14,78 - 11,45) + 1,80 \cdot (14,78 - 11,45) \\
 F_{MS} &= 22,99 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

( 5.20 )

Povrch šamotové vyzdívkvy:

$$\begin{aligned}
 F_V &= (h_V - h_{II}) \cdot b_{oh} + (h_V - h_{II}) \cdot a_{oh} + l \cdot b_{oh} + h_{vys} \cdot b_{oh} + \frac{\pi \cdot R}{2} \cdot b_{oh} \\
 &+ 2 \cdot (a_r \cdot \sin(70^\circ) + a_{vys}) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ) + h_{rez} + h_{pal} + z \cdot \sin(25^\circ) + R) \\
 &+ z \cdot b_{oh} + a_r \cdot b_{oh} - (a_r \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ)) \\
 &- 2 \cdot h_{zú} \cdot R - (l \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (l \cdot \cos(50^\circ)) - R \cdot h_{zú,II} = (11,45 - 2,78) \cdot 1,80 \\
 &+ (11,45 - 2,78) \cdot 1,89 + 2,14 \cdot 1,80 + \frac{\pi \cdot 0,25}{2} \cdot 1,80 + 2 \cdot (2,52 \cdot \sin(70^\circ) + 1) \\
 &\cdot (2,52 \cdot \cos(70^\circ) + 0,50 + 0,5 + 0,32 \cdot \sin(25^\circ) + 0,25) \\
 &+ 0,32 \cdot 1,80 + 2,52 \cdot 1,80 - (2,52 \cdot \sin(70^\circ)) \\
 &\cdot (2,52 \cdot \cos(70^\circ) - 2 \cdot 0,92 \cdot 0,25 - (2,14 \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (2,14 \cdot \cos(50^\circ)) - 0,25 \cdot 0,78 \\
 F_V &= 44,75 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

( 5.21 )

Dále je třeba určit stupeň černosti plamene. Pro jeho stanovení je nejprve nutné stanovit plochu hořící vrstvy  $R$  a efektivní stupeň černosti plamene  $a_{pl}$ .

Plocha hořící vrstvy byla určena dle:

$$R = a_r \cdot b_r = 2,52 \cdot 1,53 = 3,86 \text{ m}^2 \quad (5.22)$$

Efektivní stupeň černosti plamene byl vypočítán ze vztahu:

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-(2,63 \cdot 0,101 \cdot 1,38)} = 0,30 \quad (5.23)$$

kde:

- $k$  = součinitel zeslabení sálání  $\left[ \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \right]$
- $p$  = tlak v ohništi [MPa], hodnota zvolena dle [9]. Pro kotle bez přetlaku 0,101 MPa.
- $s$  = účinná tloušťka sálové vrstvy [m]

Pro výpočet účinné tloušťky sálové vrstvy je nutné určit aktivní objem ohniště  $V_o$ :

$$\begin{aligned} V_o = & a_{oh} \cdot b_{oh} \cdot (h_{sk} - h_{II}) + \frac{(a_r \cdot \sin(70^\circ) + a_{vys})}{2} \\ & \cdot \frac{(a_r \cdot \cos(70^\circ) + h_{rez} + h_{pal} + z \cdot \sin(25^\circ) + R)}{2} \cdot b_{oh} - R \cdot h_{zú,II} \cdot b_{oh} \\ & - \frac{(a_r \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (a_r \cdot \cos(70^\circ))}{2} \cdot b_{oh} - \frac{(l \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (l \cdot \cos(50^\circ))}{2} \cdot b_{oh} \\ & - \frac{(z \cdot \sin(25^\circ)) \cdot (z \cdot \cos(25^\circ))}{2} \cdot b_{oh} - h_{zú} \cdot R \cdot b_{oh} = 1,89 \cdot 1,80 \cdot (14,78 - 2,78) \\ & + \frac{(1,89 \cdot \sin(70^\circ) + 0,5) \cdot (1,89 \cdot \cos(70^\circ) + 0,50 + 0,5 + 0,32 \cdot \sin(25^\circ) + 0,25)}{2} \cdot 1,80 \\ & - 0,25 \cdot 0,78 \cdot 1,80 - \frac{(1,89 \cdot \sin(70^\circ)) \cdot (1,89 \cdot \cos(70^\circ))}{2} \cdot 1,80 - \\ & \frac{(2,14 \cdot \sin(50^\circ)) \cdot (2,14 \cdot \cos(50^\circ))}{2} \cdot 1,80 - \frac{(0,32 \cdot \sin(25^\circ)) \cdot (0,32 \cdot \cos(25^\circ))}{2} \cdot 1,80 \\ & - 0,92 \cdot 0,25 \cdot 1,80 = 42,98 \text{ m}^3 \quad (5.24) \end{aligned}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy byla následně určena ze vzorce:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{42,98}{112,53} = 1,38 \text{ m} \quad (5.25)$$

Součinitel zeslabení sálání  $k$  je tvořen třemi složkami: součinitelem zeslabení sálání nesvítivým tříatomovými plyny, součinitelem zeslabení sálání popílkem a součinitelem zeslabení sálání koksovými částicemi:

$$\begin{aligned} k &= k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = 2,34 + 0,14 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 \\ k &= 2,63 \quad (5.26) \end{aligned}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SP,oh,out}^{skut} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} =$$

$$\left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,025 \cdot 1,38}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{876,21 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,25 = 2,34$$

( 5.27 )

Kde  $p_{sp}$  je parciální tlak ve spalínách:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,25 = 0,025 \text{ MPa}$$

( 5.28 )

Součinitel zeslabení popílkem:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{SP,oh,out}^{skut} + 273,15)^2 \cdot d_{cp}^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(876,21 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 2,55 = 0,14$$

( 5.29 )

kde:

- $d_{cp}$  = střední efektivní průměr částic popílku, pro roštová ohniště je uvažováno s hodnotou 20  $\mu\text{m}$  na základě [9]
- $\mu$  = koncentrace popílku ve spalínách z rovnice ( 2.19 )

Součinitel zeslabení koksovými částicemi je stanoven podle [9]. Koeficient  $k_k = 1 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$ ,  $\kappa_1 = 0,5$  pro takzvaná ostatní paliva,  $\kappa_2 = 0,03$  pro roštová ohniště. Stupeň černosti plamene byl následně určen ze vztahu:

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

$$= \frac{0,30 + (1 - 0,30) \cdot \frac{3,86}{112,53}}{1 - (1 - 0,30) \cdot (1 - 0,12) \cdot \left(1 - \frac{3,86}{112,53}\right)} = 0,80$$

( 5.30 )

### 5.3.1 Tepelný výkon spalovací komory

Nejprve bylo určeno teplo odevzdané do stěn ohniště, které bylo vypočítáno z rozdílu entalpie na konci ohniště a užitečného tepla ve spalovací komoře:

$$Q_s = \varphi \cdot (i_u - i_{SP,sk,out}) = 0,98 \cdot (14090,64 - 8335,21) = 5633,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

( 5.31 )

Tepelný výkon ohniště poté lze získat přenásobením odevzdaného tepla množstvím skutečně spáleného paliva:

$$Q_{oh} = Q_s \cdot M_{pv} = 5633,81 \cdot 0,42 = 2359,17 \text{ kW}$$

( 5.32 )

## 6 Návrh II. tahu

Z důvodu vysokých teplot na konci spalovací komory, je II. tah kotle tvořen pouze membránovou stěnou výparníku. Pokud by se v této části kotle nacházely teplosměnné plochy, vznikalo by riziko nalepování částic popílku ze spalin, což by vedlo ke sníženému přestupu tepla, čímž by došlo k negativnímu ovlivnění účinnosti kotle. Mimo to by při tak vysokých teplotách hrozila vysokoteplotní koroze způsobená chlórem. Na přechodu druhého a třetího tahu se dále nachází výsypka, která má za úkol zachytávat popílek, který je následně dopravován zpět do ohniště pro snížení ztráty mechanickým nedopalem.

### 6.1 Návrh rozměrů

Rozměry druhého tahu závisí na rychlosti proudění spalin. Rychlost spalin by se měla pohybovat v rozmezí od 6 do 8 m.s<sup>-1</sup>. Zvolena byla střední hodnota, tj.  $w_{SP} = 7 \text{ m.s}^{-1}$ . Dále je pro určení nutné znát objemový průtok spalin, který je závislý na střední teplotě spalin. Pro její určení je nejprve nutné stanovit teplotu na konci tahu  $t_{SP,II,out} = 722,7 \text{ °C}$ . Její hodnota je následně ověřena na konci výpočtu.

Střední teplota spalin byla vypočítána jako:

$$t_{SP,II}^{stř} = \frac{t_{SP,sk,out} + t_{SP,II,out}}{2} = \frac{876,21 + 722,7}{2} = 799,45 \text{ °C} + 273,15 = 1072,60 \text{ K} \quad (6.1)$$

Kde  $t_{SP,sk,out}$  je teplota na konci spalovací komory, která byla vypočítána v předchozí kapitole. Objemový průtok spalin odpovídající střední teplotě je vypočten ze vztahu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP,II}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) = 2,63 \cdot \frac{799,45 + 273,15}{273,15} = 10,31 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.2)$$

Délka tahu následně vychází z rovnice kontinuity:

$$M_{SP}^{stř} = \text{konst.} \wedge M_{SP}^{stř} = S \cdot w_{SP} = a_{II} \cdot b_{oh} \cdot w_{SP} \\ a_{II} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{10,31}{7,0 \cdot 1,80} = 0,82 \text{ m} \quad (6.3)$$

Šířka tahu  $b_{oh}$  je totožná se šířkou spalovací komory. Jelikož je tah tvořen membránovou stěnou, musí jeho délka korespondovat s násobkem rozteče varných trubek. Rozteč trubek je shodná s roztečí ze spalovací komory tj. 90 mm. Délka tahu  $a_{II}$  byla tedy zvolena 0,81 m. Skutečná rychlost spalin potom je:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{a_{II} \cdot b_{oh}} = \frac{10,31}{0,81 \cdot 1,80} = 7,07 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.4)$$

Následně byl určen rozměr  $d_{II,min}$ , což je rozměr místa, kde je nejmenší průtočný průřez spalin. Tedy místo mezi zadní stěnou druhého tahu a výsypkou. Rychlost spalin by se v tomto prostoru měla pohybovat v rozmezí 8-10 m.s<sup>-1</sup>. Byla zvolena rychlost 8,5 m.s<sup>-1</sup>.

$$d_{II,min} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP} \cdot b_{oh}} = \frac{10,31}{8,50 \cdot 1,8} = 0,67 \text{ m} \quad (6.5)$$

Z rozměru  $d_{II,min}$  byla určena výška výstupního průřezu druhého tahu, která vychází z úhlu výsypky. Úhel byl zvolen  $45^\circ$ :

$$d_{II} = \frac{d_{II,min}}{\sin(45^\circ)} = \frac{0,67}{\sin(45^\circ)} = 0,95 \text{ m}$$

( 6.6 )

Rozměry druhého tahu jsou uvedeny v tabulce 7 a znázorněny na obrázku 9. Rozměry  $h_{II}$  a  $h_{II,vys}$  byly stanoveny na základě výkresu. Dále byl vypočítán objem sálající vrstvy, povrch stěn sálající vrstvy a celková teplosměnná plocha.

Tabulka 7: Rozměry II. tahu

Rozměr	Značení	Hodnota [m]
Délka tahu	$a_{II}$	0,81
Šířka tahu	$b_{oh}$	1,80
Výška vstupního okna	$h_{ok}$	0,88
Výška výstupu II. tahu	$d_{II}$	0,95
Nejmenší průřez	$d_{II,min}$	0,67
Výška druhého tahu bez výsypky	$h_{II}$	9,20
Výška výsypky	$h_{II,vys}$	0,81

Objem sálající vrstvy:

$$V = a_{II} \cdot b_{oh} \cdot \left( h_{II} + \frac{h_{V,II}}{2} \right) = 0,81 \cdot 1,80 \cdot \left( 9,20 + \frac{0,81}{2} \right)$$

$$V = 14,00 \text{ m}^3$$

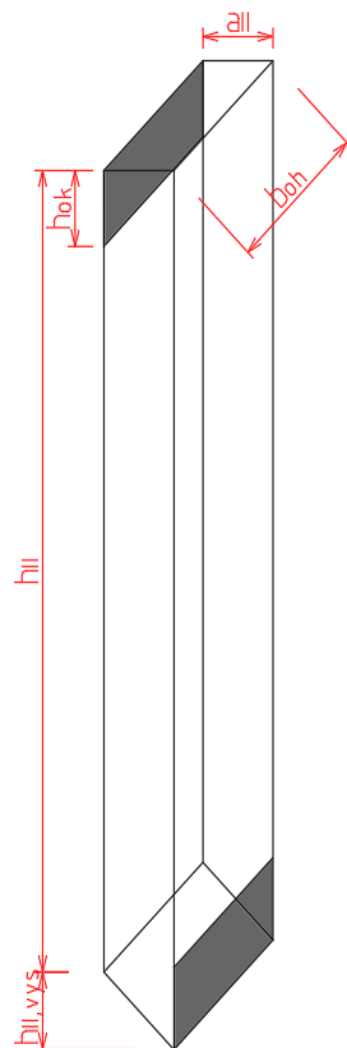
( 6.7 )

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = b_{oh} \cdot \left( a_{II} + 2 \cdot h_{II} + h_{II,vys} \right) + a_{II} \cdot \left( h_{II} + \frac{h_{II,vys}}{2} \right)$$

$$F_{st} = 1,80 \cdot \left( 0,81 + 2 \cdot 9,20 + 0,81 \right) + 0,81 \cdot \left( 9,20 + \frac{0,81}{2} \right)$$

$$F_{st} = 43,82 \text{ m}^2$$



( 6.8 ) Obrázek 9: Rozměry II. tahu

Celková teplosměnná plocha:

$$S = F_{st} - b_{oh} \cdot (h_{ok} + d_{II}) = 43,82 - 1,80 \cdot (0,88 + 0,67) = 40,52 \text{ m}^2$$

( 6.9 )

## 6.2 Tepelný výpočet

Aby bylo možné stanovit teplo odevzdané do stěn tahu, je nejprve nutné určit součinitele přestupu tepla konvekcí a sáláním. Dále je nutné určit střední logaritmický spád. Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění byl určen podle vztahu:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp}^{stř} \cdot d_e}{\nu_{SP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{9,36 \cdot 10^{-2}}{1,12} \cdot \left( \frac{7,07 \cdot 1,12}{13,36 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,61^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 10,38 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 6.10 )

kde:

- $d_e$  = ekvivalentní průměr [m]
- $w_{sp}^{stř}$  = střední rychlost spalin [m.s<sup>-1</sup>]
- $\lambda_{SP}, \nu_{SP}, Pr_{SP}$  = fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu spalin
- $c_t \cdot c_l \cdot c_m$  jsou opravné koeficienty  
Opravné koeficienty byly určeny dle [9] a jsou totožné ve všech případech podélného proudění v této práci, vyjma OVZ. Z tohoto důvodu nebudou dále uváděny až do výpočtu ohříváku vzduchu.
- Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny pomocí lineární interpolace dle hodnot z [9] pro střední teplotu spalin  $t_{SP,II}^{stř} = 799,45$  °C a pro procentuální obsah vody ve spalinách:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,90}{6,27} = 0,144 = 14,4 \%$$

( 6.11 )

Fyzikální vlastnosti byly stanoveny:

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 9,36 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 13,36 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtolovo číslo  $Pr_{SP} = 0,61$  [-]

Pro stanovení ekvivalentního průměru je nutné určit průtočný průřez kanálu  $F$  a obvod průřezu kanálu  $O$ :

$$F = a_{II} \cdot b_{oh} = 0,81 \cdot 1,80 = 1,46 m^2$$

( 6.12 )

$$O = 2 \cdot (a_{II} + b_{oh}) = 2 \cdot (0,81 + 1,80) = 5,22 m$$

( 6.13 )

Ekvivalentní průměr byl poté vypočítán podle vztahu:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 1,46}{5,22} = 1,13 m$$

( 6.14 )



Součinitel přestupu tepla sáláním se pro spalování tuhých paliv určí dle vztahu:

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

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,27 \cdot 1072,60^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{586,09}{1072,60}\right)^4}{1 - \left(\frac{586,09}{1072,60}\right)} = 33,97 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 6.15 )

kde:

- $a_{st}$  = stupeň černosti povrchu stěn, dle [9] se uvažuje hodnota 0,8 [-]
- $a$  = stupeň černosti proudu spalín při teplotě proudu  $T_{SP}^{stř}$  [-]
- $T_{SP}^{stř}$  = absolutní střední teplota proudu spalín [K]
- $T_z$  = absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K]

Stupeň černosti proudu spalín:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,31} = 0,27$$

( 6.16 )

Optická hustota spalín  $kps$  je určena dle vzorce:

$$kps = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 2,70 \cdot 0,10 \cdot 1,15 = 0,31$$

( 6.17 )

kde:

- Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  $k_{sp} \cdot r_{sp} \left[ \frac{1}{m \cdot MPa} \right]$
- Parciální tlak tříatomových plynů  $p = 0,101$  MPa dle [9]
- Efektivní tloušťka sálové vrstvy  $s$  [m]
- Součinitel zeslabení sálání popílkem  $k_p \cdot \mu$  – u roštových ohnišť se neuvažuje

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

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

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,025 \cdot 1,15}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1072,60}{1000} \right) \cdot 0,252 = 2,70 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

( 6.18 )

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{14,0}{43,82} = 1,15 \text{ m}$$

( 6.19 )

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 262,94 + 50 + 273,15 = 586,09 \text{ K} \quad (6.20)$$

Teplota média uvnitř trubek  $t_v$  [°C], v tomto případě uvnitř trubek výparníku a  $\Delta t$  je přírůstek teploty nánosů v porovnání s teplotou média. Přírůstek teploty nánosů pro výparník byl zvolen 50 °C.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 10,38 + 33,97 = 44,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.21)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \frac{\alpha}{1 + \varepsilon \cdot \alpha} = \frac{44,35}{1 + 0,01 \cdot 44,35} = 30,73 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.22)$$

Kde  $\varepsilon$  představuje součinitel zanesení výhřevné plochy [-]. Dle odborné konzultace byla hodnota stanovena na  $\varepsilon = 0,01$ .

Pro určení středního logaritmického spádu je nejprve nutné stanovit  $\Delta t_1$  a  $\Delta t_2$ :

$$\Delta t_1 = t_{SP,sk,out} - t_v = 876,20 - 262,94 = 613,27 \text{ °C} \quad (6.23)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,II,out} - t_v = 722,70 - 262,94 = 459,76 \text{ °C} \quad (6.24)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{613,27 - 459,76}{\ln\left(\frac{613,27}{459,76}\right)} = 532,84 \text{ °C} \quad (6.25)$$

Teplu odebrané spalinám ve druhém tahu bylo stanoveno dle:

$$Q_{II} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{30,73 \cdot 40,52 \cdot 532,84}{10^3} = 663,32 \text{ kW} \quad (6.26)$$

Pro ověření teploty na výstupu z druhého tahu je nutné stanovit entalpii spalin na výstupu dle:

$$i_{SP,II,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,sk,out} - Q_{II}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 8335,21 - 663,32}{0,42} = 6751,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.27)$$

Pro danou entalpii  $i_{SP,II,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z druhého tahu  $t_{SP,II,out}^{skut} = 722,73 \text{ °C}$ , která se liší od původně uvažované teploty o 0,03 °C. Přesnost výpočtu je dostatečná.

## 7 Návrh III. tahu

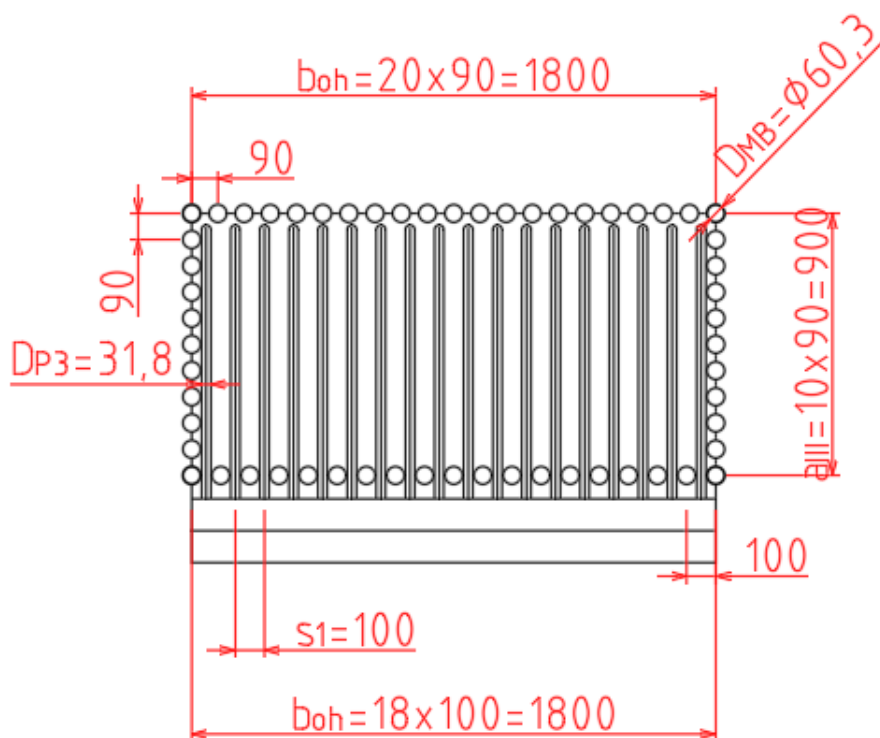
Ve třetím tahu se nachází přehříváky P2 a P3. Vzhledem k tomu, že se jedná o kotel menších rozměrů, především z pohledu jeho délky, bylo zavěšení trubek svazků řešeno pomocí háčků. Tyto háčky jsou přivařené k membránové stěně, jenž se nachází po obvodu tahu. Zadní stěnou tahu jsou vyvedeny jednotlivé vstupy a výstupy svazků. Aby bylo možné jednotlivé svazky vyvézt, byla rozteč mezi trubkami membránové stěny rozšířena na 100 mm. Zbylé tři stěny zachovávají rozteč 90 mm.

Jak už bylo zmíněno dříve, u daného paliva je zvýšená hladina chlóru, čímž vzniká riziko vysokoteplotní koroze způsobené chlórem na povrchu trubek svazků. Toto riziko se zvyšuje s rostoucí teplotou spalin a teplotou na povrchu trubek. Teplota povrchu trubek přehříváku P2 je nižší než u přehříváku P3. Z tohoto důvodu byl přehřívák P2 umístěn před přehřívák P3. Na prvním svazku, který je vystaven proudě spalin hrozí ještě nalepování popílku, jelikož teplota spalin se stále pohybuje okolo teploty tečení popela. Proto byl přehřívák P2 zvolen jako rozvolněný. Jeho příčná rozteč byla zvýšena na 200 mm. U přehříváku P3 jsou rozteče trubek 100 mm.

Čištění svazků od nánosů je zajištěno pomocí parních ofukovacích zařízení. Aby byla zajištěna jejich spolehlivá funkčnost, byla zvolena maximální výška přehříváků 2 metry. Oba přehříváky potřebují velké množství trubek, aby dosáhly požadovaného výkonu. Proto u obou došlo k rozdělení na dvě části. Mezery mezi jednotlivými částmi mají výšku 700 mm. Do tohoto prostoru je poté umístěn ofukovač spolu s průřezem pro případnou manipulaci nebo údržbu.

Výpočet tahu byl rozdělen na jednotlivé přehříváky. Probíhal iteračně tak, aby byly splněné požadované rychlosti u obou médií a tepelný výkon koreloval s předpokladem stanoveným v kapitole 4. Dle odborné konzultace by se rychlost na straně páry měla pohybovat v rozsahu od 15 do 25  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$  a na straně spalin v intervalu 6-8  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Na začátku každého svazku byla určena předpokládaná výstupní teplota spalin z dané oblasti, která byla následně ověřena na konci výpočtu.



Obrázek 10: Příčný průřez svazkem P3

### 7.1 Rozměry III. tahu

Šířka tahu je totožná se šířkou II.tahu a spalovací komory. Jeho délka byla upravena tak, aby rychlost spalin spadala do požadovaného intervalu a zároveň, aby byla násobkem rozteče membránové stěny. Schéma příčného průřezu je zobrazeno na obrázku 10. Předběžná délka tahu byla stanovena na základě přehříváku P3. V této oblasti se dá očekávat vyšší rychlost spalin z důvodu menšího průtočného průřezu spalin. Pro určení délky je nutné odhadnout střední teplotu spalin v úseku s přehřívákem P3. Její hodnota byla stanovena na hodnotu 517,03 °C.

Podle této hodnoty je vypočten minimální průtočný průřez spalin ze vztahu:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP,P3}^{stt} + 273,15}{273,15} = \frac{2,63}{7} \cdot \frac{517,03 + 273,15}{273,15} = 1,09 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

Rychlost spalin  $w_{SP}$  byla zvolena  $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a hodnota objemového průtoku spalin za normálních podmínek byla použita z rovnice ( 5.8 ).

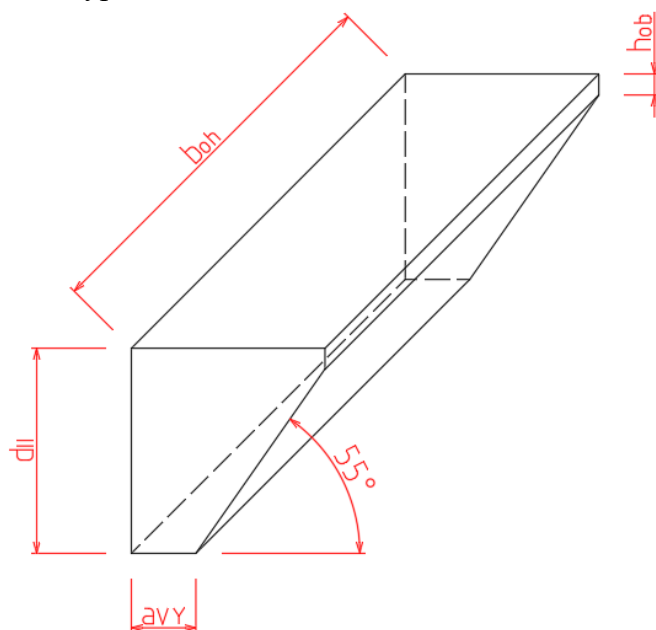
Délka třetího tahu byla určena z rovnice:

$$a_{III} = \frac{F_{SP}}{b_{oh} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{1,09}{1,8 - 18 \cdot 0,0318} = 0,88 \text{ m} \quad (7.2)$$

Hodnoty počtu trubek  $n_{tr}$  a vnější průměr  $D_{tr}$  jsou uvažovaný pro přehřívák P3 z tabulky 11. Skutečná délka tahu byla upravena tak, aby se shodovala s násobkem rozteče membránové stěny –  $a_{III} = 0,9 \text{ m}$ .

### 7.2 Obratová komora

Dříve než spaliny vstoupí do třetího tahu, prochází přes obratovou komoru. Její dno je tvořeno výsypkou. Ve výsypce je odlučován popílek ze spalin, ten je pak dopravován zpět na rošt. Boční a zadní stěny obratové komory jsou tvořeny membránovou stěnou. Teplo, které je odebráno skrze membránou stěnu, je vypočítáno iteračně. Na začátku výpočtu je stanovena předpokládaná teplota na konci obratové komory  $t_{OB,out} = 716,91 \text{ °C}$ , její hodnota byla následně ověřena na konci výpočtu.



Obrázek 11: Vizualizace obratové komory

Tabulka 8: Rozměry obratové komory

Rozměr	Značka	Hodnota [mm]
Výstup z II. tahu	$d_{II}$	953
Šířka tahu	$b_{oh}$	1 800
Délka výsypky	$a_{vY}$	300
Délka III. Tahu	$a_{III}$	900
Výška přechodu na zadní stěně	$h_{ob}$	98

Střední teplota spalin v obratové komoře:

$$t_{SP,OB}^{stř} = \frac{t_{SP,II,out} + t_{SP,OB,out}}{2} = \frac{722,73 + 716,91}{2} = 719,82 \text{ } ^\circ\text{C} + 273,15 = 992,97 \text{ K} \quad (7.3)$$

Objemový průtok spalin skrze obratovou komoru:

$$M_{SP,OB}^{stř} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,OB}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{719,82 + 273,15}{273,15} = 9,55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.4)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP,OB}^{stř} = \frac{M_{SP,OB}^{stř}}{a_{OB,stř} \cdot b_{oh}} = \frac{9,55}{0,93 \cdot 1,80} = 5,72 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7.5)$$

Kde  $a_{OB,stř}$  je střední hodnota ze vstupní výšky  $d_{II}$  a výstupní délky  $a_{III}$ . Rychlost v obratové komoře by se dle odborné konzultace měla pohybovat v intervalu  $5\text{-}6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tato podmínka byla splněna.

Pro stanovení tepla uvolněného do membránové stěny je nutné znát fyzikální vlastnosti spalin pro danou teplotu, součinitele přestupu tepla konvekcí a sáláním, střední logaritmický teplotní spád aj.

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu  $719,82 \text{ } ^\circ\text{C}$  a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \text{ } \%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 8,62 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 11,69 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,62 [-]$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{OB,stř} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{OB,stř} + b_{oh})} = \frac{4 \cdot (0,93 \cdot 1,80)}{2 \cdot (0,93 + 1,80)} = 1,22 \text{ m} \quad (7.6)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

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

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{8,62 \cdot 10^{-2}}{1,22} \cdot \left( \frac{5,72 \cdot 1,22}{11,69 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,62^{0,4} = 8,87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (7.7)$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla sáláním je nutné znát několik veličin:  
Stupeň černosti proudy spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,27} = 0,23 \quad (7.8)$$

Kde optická hustota spalin  $kps$  je určena dle vzorce:

$$kps = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 3,60 \cdot 0,1 \cdot 0,73 = 0,27 \quad (7.9)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

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

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,025 \cdot 0,73}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{992,26}{1000} \right) \cdot 0,25 = 3,60 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (7.10)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{1,22}{6,03} = 0,73 \text{ m} \quad (7.11)$$

Objem sálající vrstvy:

$$V = b_{oh} \cdot \left[ a_{III} \cdot d_{II} - \frac{(a_{III} - a_{VY})^2}{2} \right]$$

$$V = 1,80 \cdot \left[ 0,90 \cdot 0,95 - \frac{(0,90 - 0,3)^2}{2} \right] = 1,22 \text{ m}^3 \quad (7.12)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = 2 \cdot \left[ a_{III} \cdot d_{II} - \frac{(a_{III} - a_{VY})^2}{2} \right] + b_{oh} [a_{VY} + \cos(55^\circ) \cdot (a_{III} - a_{VY}) + h_{ob} + a_{III} + d_{II}]$$

$$F_{st} = 2 \cdot \left[ 0,9 \cdot 0,95 - \frac{(0,9-0,3)^2}{2} \right] + 1,8 \cdot [0,3 + \cos(55^\circ) \cdot (1,8 - 0,3) + 0,01 + 0,9 + 0,95]$$

$$F_{st} = 6,03 \text{ m}^2 \quad (7.13)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn je stejná jako v rovnici ( 6.20 ):

$$T_z = t_v + \Delta t + 273,15 = 262,94 + 50 + 273,15 = 586,09 \text{ K} \quad (7.14)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním se pro spalování tuhých paliv určí dle vztahu:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř3} \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}} \right)}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,23 \cdot 992,26^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{586,09}{992,97} \right)^4}{1 - \left( \frac{586,09}{992,97} \right)} = 25,08 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.15)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 8,87 + 25,08 = 33,95 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.16)$$

Součinitel prostupu tepla ze strany spalin:

$$k = \frac{\alpha}{1 + \varepsilon \cdot \alpha} = \frac{33,95}{1 + 0,01 \cdot 33,95} = 25,35 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.17)$$

Kde  $\varepsilon$  představuje součinitel zanesení výhřevné plochy [-]. Dle odborné konzultace byla hodnota stanovena na  $\varepsilon = 0,01$ .

Pro určení středního logaritmického spádu je nejprve nutné stanovit  $\Delta t_1$  a  $\Delta t_2$ :

$$\Delta t_1 = t_{SP,II,out} - t_v = 722,73 - 262,94 = 459,79 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.18)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,OB,out} - t_v = 716,91 - 262,94 = 453,98 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.19)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{459,79 - 453,98}{\ln\left(\frac{459,79}{453,98}\right)} = 456,88 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.20)$$

Celková teplosměnná plocha:

$$S = F_{st} - b_{oh} \cdot (a_{vY} + a_{III} + d_{II}) = 6,03 - 1,80 \cdot (0,30 + 0,90 + 0,95) = 2,15 \text{ } m^2 \quad (7.21)$$

Teplo odebrané spalinám ve druhém tahu bylo stanoveno dle:

$$Q_{II} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{25,35 \cdot 2,15 \cdot 456,88}{10^3} = 24,92 \text{ } kW \quad (7.22)$$

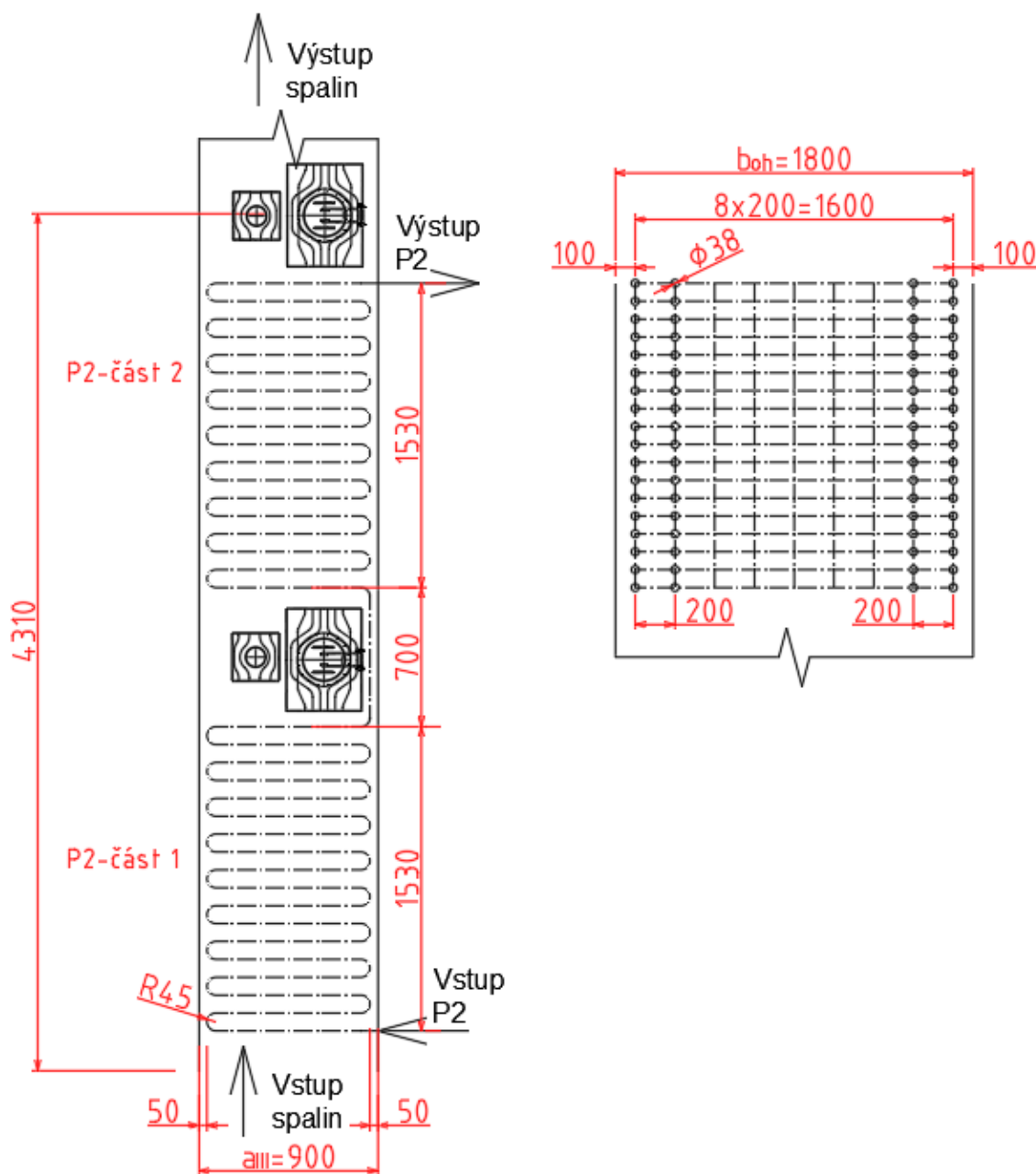
Pro ověření teploty na výstupu z obratové komory je nutné stanovit entalpii spalin na výstupu dle:

$$i_{SP,OB,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,II,out} - Q_{II}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 6751,17 - 24,92}{0,42} = 6691,67 \frac{kJ}{kg} \quad (7.23)$$

Pro danou entalpii  $i_{SP,OB,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z obratové komory  $t_{SP,OB,out}^{skut} = 716,91 \text{ } ^\circ\text{C}$ , která se liší od původně uvažované teploty až v tisícinách. Výpočet lze považovat za přesný.

### 7.3 Oblast s přehřívákem P2

Jakmile spaliny projdou skrz obratovou komoru, vstupují do oblasti s přehřívákem P2. Výška oblasti je stanovena od konce obratové komory, tedy osy zavodňovací komory přední stěny, po osu ofukovače, který je umístěný za druhou částí přehříváku. Jak bylo zmíněno v úvodu návrhu III. tahu, příčná rozteč trubek je s ohledem na riziko zanášení volena  $s_1 = 200$  mm. Z důvodu nalepování popílku jsou trubky seřazeny za sebou. Mezi dvěma membránovými trubkami je tedy jedna trubka přehříváku. Aby rychlost páry uvnitř trubek dosahovala alespoň požadovaných  $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , byl přehřívák koncipován jako jedno had s vnějším průměrem trubek  $D = 38$  mm. Pro snížení rizika chlorové koroze byl svazek zvolen jako souprůdný. Přehřívák byl rozdělen na dvě části po 18 řadách. Mezi těmito částmi je umístěn ofukovač a průlez pro údržbu. Geometrie přehříváku je popsána v tabulce 9 a vizuálně zobrazena na obrázku 12.



Obrázek 12: Vizualizace přehříváku P2



Tabulka 9: Geometrie přehříváku P2

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	$D_{tr}$	38	mm
Tloušťka stěny	$t_{tr}$	4	mm
Vnitřní průměr trubky	$d_{tr}$	30	mm
Efektivní délka trubky	$l_e$	800	mm
Příčná rozteč	$s_1$	200	mm
Podélná rozteč	$s_2$	90	mm
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$	9	[-]
Počet hadů	$n_{had}$	1	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	2x18	[-]

Tepelný výpočet byl rozdělen na dvě části. V první části je vypočítán tepelný výkon přehříváku a v druhé části tepelný výkon membránové stěny. Poté bylo teplo, které svazky odebraly spalinám, odečteno od vstupní entalpie spalin. Tím byla určena výstupní entalpie spalin, ze které bylo možné ověřit předpokládanou teplotu spalin na konci oblasti, její hodnota byla stanovena  $t_{SP,P2,out} = 570,18 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,P2}^{stř} = \frac{t_{SP,OB,out} + t_{SP,P2,out}}{2} = \frac{716,91 + 570,18}{2} = 643,54 \text{ } ^\circ\text{C} + 273,15 = 916,69 \text{ K} \quad (7.24)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu  $643,54 \text{ } ^\circ\text{C}$  a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \text{ } \%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 7,95 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 10,25 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,62 \text{ } [-]$

Objemový průtok spalin skrze oblast přehříváku P2:

$$M_{SP,P2}^{stř} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,P2}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{643,54 + 273,15}{273,15} = 8,81 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7.25)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP,P2}^{stř} = \frac{M_{SP,P2}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{8,81}{1,35} = 6,55 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7.26)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - D_{tr} \cdot n_{tr} \cdot l_e = 0,90 \cdot 1,80 - 0,038 \cdot 9 \cdot 0,80 = 1,35 \text{ m}^2 \quad (7.27)$$

### 7.3.1 Tepelný výpočet přehříváku P2

Tabulka 10: Parametry páry v přehříváku P2

Parametr		Hodnota	Střední hodnota	Jednotka	Značení
Tlak	In	4,43	4,36	MPa	$p_p$
	out	4,28			
Teplota	In	299,71	342,29	°C	$t_p$
	out	385,16			
Entalpie	In	2945,77	3059,77	kJ·kg <sup>-1</sup>	$i_p$
	out	3173,77			
Hmotnostní průtok			1,76	kg·s <sup>-1</sup>	$M_{pp}$
Měrný objem			0,06	m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	$v_p$
Součinitel tepelné vodivosti			$5,35 \cdot 10^{-2}$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\lambda_p$
Kinematická viskozita			$1,30 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\nu_p$
Prandtlovo číslo			1,06	-	$Pr_p$

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

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{p,P2}^{stř} \cdot d_{tr}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{5,35 \cdot 10^{-2}}{0,03} \cdot \left( \frac{16,49 \cdot 0,03}{1,30 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,06^{0,4} = 1222,50 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.28 )

Střední rychlost proudění uvnitř trubky:

$$w_{p,P2}^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_p} = \frac{1,76 \cdot 0,06}{0,006} = 16,49 \frac{m}{s}$$

( 7.29 )

Průtočný průřez pro proudění páry:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 9 \cdot 1 = 0,006 m^2$$

( 7.30 )

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{SP,P2}^{stř} \cdot D_{tr}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{7,95 \cdot 10^{-2}}{0,04} \cdot \left( \frac{6,55 \cdot 0,04}{10,25 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,62^{0,33} = 56,78 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.31 )

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  a součinitel opravy na uspořádání svazku  $C_s$  byly stanoveny dle [9].

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  byl určen ze vztahu:

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

( 7.32 )

Dle [9] platí, že pokud má svazek více než 10 řad, pak  $C_z = 1$ .

Pro součinitel na uspořádání svazku  $C_s$  platí:

$$C_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.33)$$

Kde  $\sigma_1$  je poměrná příčná rozteč a  $\sigma_2$  je poměrná podélná rozteč. Byly určeny dle vztahu:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} = \frac{200}{38} = 5,26 \quad (7.34)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{90}{38} = 2,37 \quad (7.35)$$

Podle [9] platí následující pravidla:

- Pokud  $\sigma_2 \geq 2$  a také pro  $\sigma_1 \leq 1,5$  je  $C_s = 1$
- Při  $\sigma_2 \leq 2$  a  $\sigma_1 > 3$  se do vzorce ( 7.33 ) dosazuje  $\sigma_1 = 3$

Dle výše zmíněných podmínek byla hodnota pro součinitel  $C_s$  určena jako  $C_s = 1$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,P2}^{stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,P2}^{stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,P2}^{stř}} \right)} \quad (7.36)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,21 \cdot (916,69)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{756,04}{916,69} \right)^4}{1 - \left( \frac{756,04}{916,69} \right)} = 24,97 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

kde:

- $a_{st}$  je stupeň černosti povrchu stěn [-], uvažován jako 0,8 dle [9]
- $T_{SP,P2}^{stř}$  – absolutní střední teplota proudu spalin [K]
- $a$  – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_{SP,P2}^{stř}$  [-]:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,23} = 0,21 \quad (7.37)$$

Optická hustota spalin  $kps$  je určena dle vzorce:

$$kps = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 4,54 \cdot 0,1 \cdot 0,51 = 0,23 \quad (7.38)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  $k_{sp} \cdot r_{sp}$ :

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

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,51}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{917,0}{1000} \right) \cdot 0,25 = 4,54 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (7.39)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy  $s$  pro svazek hladkých trubek je určena podle:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,04 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,09}{0,04} - 1 \right) = 0,51 \text{ m} \quad (7.40)$$

- $T_Z$  – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K]

$$T_Z = t_p^{stř} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 1000 + 273,15$$

$$T_Z = 342,44 + \left( 0,01 + \frac{1}{1222,50} \right) \cdot \frac{401,75}{30,94} \cdot 1000 + 273,15 = 756,04 \text{ K} \quad (7.41)$$

$Q$  [kW] představuje předpokládány tepelný výkon přehříváku P2 z kapitoly 4 tj. z rov. (4.3) a  $S$  [m<sup>2</sup>] značí celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,04 \cdot 0,80 \cdot 9 \cdot 1 \cdot 36 = 30,94 \text{ m}^2 \quad (7.42)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin je dán součtem jednotlivých přestupů:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 56,78 + 24,97 = 81,75 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.43)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky s upořádáním svazku za sebou:

$$k = \frac{\xi \cdot \alpha}{1 + \frac{\alpha}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 81,75}{1 + \frac{81,75}{1222,50}} = 45,98 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.44)$$

Součinitel efektivnosti výměníku  $\xi = 0,6$  byl určen podle [9].

Pro určení tepla odebraného spalinám je nejprve nutné určit střední logaritmický spád, pro souproudové řešení přehříváku P2:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left( \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{417,20 - 185,01}{\ln \left( \frac{417,20}{185,01} \right)} = 285,54^\circ\text{C} \quad (7.45)$$

Kde  $\Delta t_1$  značí rozdíl mezi teplotou spalin před vstupem do oblasti svazku (výstup z obrátové komory) a teplotou páry na začátku svazku a  $\Delta t_2$  je rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z oblasti svazku a teplotou páry na výstupu ze svazku:

$$\Delta t_1 = t_{SP,OB,out} - t_{P,in} = 716,91 - 299,71 = 417,20^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,P2,out} - t_{P,out} = 570,18 - 385,16 = 185,01^\circ\text{C} \quad (7.46)$$

Teplo odebrané spalinám přehřívákem P2 se určí ze vztahu:

$$Q_{P2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{45,98 \cdot 30,94 \cdot 285,54}{1000} = 406,22 \text{ kW} \quad (7.47)$$

Tepelný výkon přehříváku P2 se liší o 1,1 % oproti předpokládanému výkonu. Výpočet je tedy proveden s dostatečnou přesností.

### 7.3.2 Výpočet membránové stěny v oblasti P2

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění ze strany spalin:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu_{SP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4}$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{7,95 \cdot 10^{-2}}{0,26} \cdot \left( \frac{6,55 \cdot 0,26}{10,25 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,62^{0,4} = 13,81 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.48 )

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin jsou totožné s hodnotami uvedenými v úvodu výpočtu této kapitoly pro přehlednost jsou zde uvedeny ještě jednou:

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 7,95 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 10,25 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,62 [-]$
- Střední rychlost  $w_{SP,P2}^{stř} = 6,55 \frac{m}{s}$

Ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 1,35}{20,48} = 0,26 \text{ m}$$

( 7.49 )

Průtočný průřez  $F_{SP}$  je totožný jako v úvodu výpočtu ( 7.27 ). Obvod průřezu byl stanoven jako:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + 2 \cdot (D_{tr} + l_e) \cdot n_{tr} = 2 \cdot (0,90 + 1,80) + 2 \cdot (0,04 + 0,80) \cdot 9$$

$$O = 20,48 \text{ m}$$

( 7.50 )

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,P2}^{stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,P2}^{stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,P2}^{stř}} \right)}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,21 \cdot (916,69)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{586,09}{916,69} \right)^4}{1 - \left( \frac{586,09}{916,69} \right)} = 22,58 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.51 )

kde:

- $a_{st}$  je stupeň černosti povrchu stěn [-], uvažován jako 0,8 dle [9]
- $T_{SP,P2}^{stř}$  – absolutní střední teplota proudu spalin [K]
- $a$  – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_{SP,P2}^{stř}$  [-] z rovnice ( 7.37 )
- $T_z$  – teplota zaprášeného povrchu stěn, totožná hodnota z rovnice ( 6.20 )

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do membránové stěny:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 13,81 + 22,58 = 36,40 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.52 )

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha}{1 + \varepsilon \cdot \alpha} = \frac{36,40}{1 + 0,01 \cdot 36,40} = 26,68 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.53)$$

Pro určení středního logaritmického spádu je nejprve nutné stanovit  $\Delta t_1$  a  $\Delta t_2$ :

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,OB,out} - t_v = 716,91 - 262,94 = 453,98 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,P2,out} - t_v = 570,18 - 262,94 = 307,24 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.54)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{453,98 - 307,24}{\ln\left(\frac{453,98}{307,24}\right)} = 375,85 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.55)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_{MS,P2} \cdot (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 4,31 \cdot (0,90 + 1,80) = 23,27 \text{ } m^2 \quad (7.56)$$

Kde  $h_{MS,P2} = 4\,310$  mm je výška membránové stěny v oblasti přehříváku P2.

Teplo odebrané spalinám skrze membránovou stěnu v oblasti P2:

$$Q_{MS,P2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{26,68 \cdot 23,27 \cdot 375,85}{1000} = 233,42 \text{ } kW \quad (7.57)$$

### 7.3.3 Teplota spalin na výstupu z oblasti P2

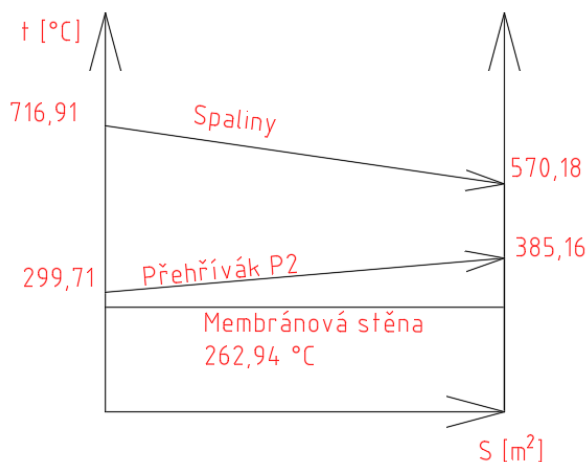
Celkové teplo odebrané spalinám v oblasti přehříváku P2 se skládá ze součtu jednotlivých tepelných výkonů ploch:

$$Q_{P2,o} = Q_{P2} + Q_{MS,P2} = 406,22 + 233,42 = 639,64 \text{ } kW$$

Entalpie na výstupu z této oblasti je dána vztahem:

$$i_{SP,P2,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,OB,out} - Q_{P2,o}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 6691,67 - 639,64}{0,42} = 5164,18 \frac{kJ}{kg} \quad (7.58)$$

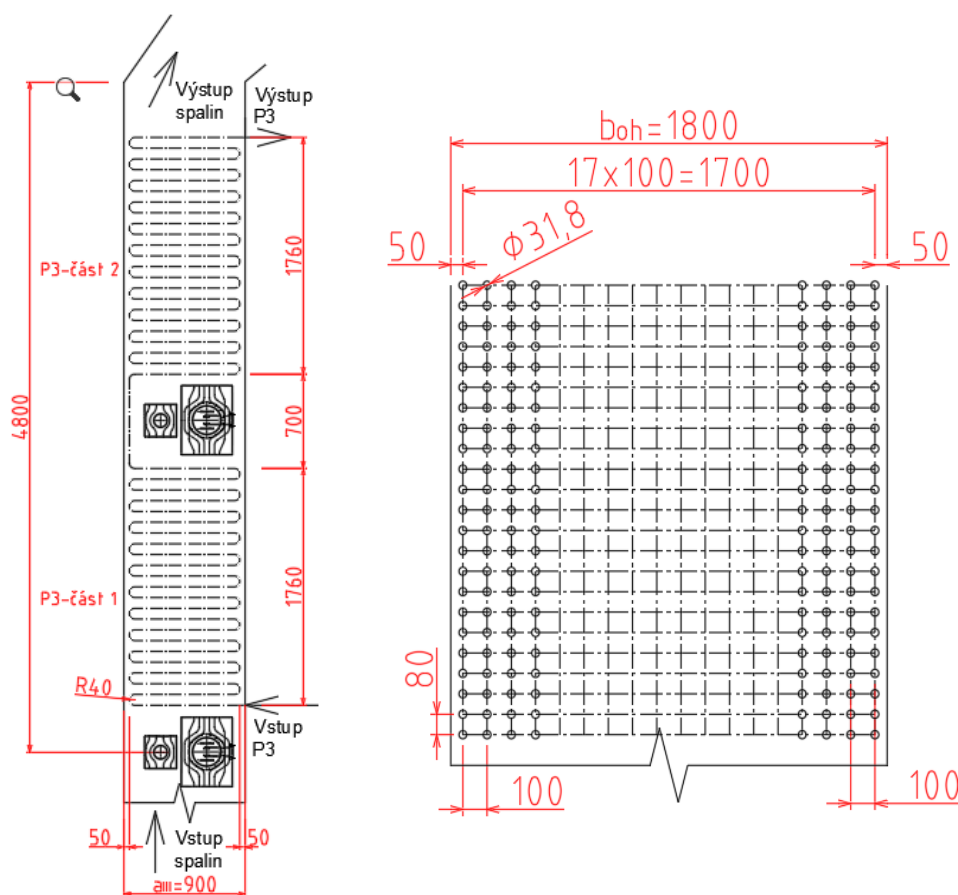
Pro danou entalpii  $i_{SP,P2,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lin. interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z oblasti přehříváku P2  $t_{SP,P2,out}^{skut} = 570,18 \text{ } ^\circ\text{C}$ , která se liší od původně uvažované teploty až v tisícinách. Výpočet je tedy přesný. Průběh teplot je zobrazen na obrázku 13.



Obrázek 13: Průběh teplot v oblasti přehříváku P2

#### 7.4 Oblast s přehřívákem P3

Jakmile spaliny projdou skrze přehřívák P2 vstupují do oblasti s přehřívákem P3. Mezi oběma přehříváky je umístěna mezera pro parní ofukovač a průlez. Výška oblasti je stanovena od osy ofukovače mezi přehříváky P2 a P3 a koncem III. tahu, tedy před vstupem spalin do přechodného kanálu mezi třetím a čtvrtým tahem. Příčná rozteč trubek je oproti přehříváku P2 zmenšena na 100 mm. Počet trubek je tedy navýšen na dvojnásobek oproti přehříváku P2. Aby rychlost páry uvnitř trubek dosahovala alespoň požadovaných  $15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , byl přehřívák koncipován jako jedno had s vnějším průměrem trubek 31,8 mm. Podélná rozteč byla volena dle možnosti ohybu pro daný průměr R40 – podélná rozteč tedy byla stanovena na 80 mm. Přehřívák je opět volen jako souprůdý s řazením trubek za sebou. Byl rozdělen na dvě části po 23 řadách. Geometrie přehříváku je popsána v tabulce 11 a vizualizována na obrázku 14.



Obrázek 14: Vizualizace přehříváku P3: nalevo podélný řez, vpravo boční řez jednou částí

Tabulka 11: Geometrie přehříváku P3

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	$D_{tr}$	31,8	mm
Tloušťka stěny	$t_{tr}$	4	mm
Vnitřní průměr trubky	$d_{tr}$	23,8	mm
Efektivní délka trubky	$l_e$	800	mm
Příčná rozteč	$s_1$	100	mm
Podélná rozteč	$s_2$	80	mm
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$	18	[-]
Počet hadů	$n_{had}$	1	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	2x23	[-]

Tepelný výpočet byl řešen obdobně jako u přehříváku P2. Byl tedy rozdělen na dvě části. V první části je vypočítán tepelný výkon přehříváku a v druhé části tepelný výkon membránové stěny. Poté bylo teplo, které svazky odebraly spalinám, odečteno od vstupní entalpie spalin. Následně byla ověřena předpokládaná teplota spalin na konci oblasti, která je stanovena na 463,46 °C.

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,P3}^{stř} = \frac{t_{SP,P2,out} + t_{SP,P3,out}}{2} = \frac{570,18 + 463,46}{2} = 516,82 \text{ °C} + 273,15 = 789,97 \text{ K} \quad (7.59)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 516,82 °C a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 6,82 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 7,99 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,64 [-]$

Objemový průtok spalin skrze obratovou komoru:

$$M_{SP,P3}^{stř} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,P3}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{516,82 + 273,15}{273,15} = 7,59 \frac{m^3}{s} \quad (7.60)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP,P3}^{stř} = \frac{M_{SP,P3}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{7,59}{1,16} = 6,54 \frac{m}{s} \quad (7.61)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b_{oh} - D_{tr} \cdot n_{tr} \cdot l_e = 0,90 \cdot 1,80 - 0,03 \cdot 18 \cdot 0,80 = 1,16 \text{ m}^2 \quad (7.62)$$

### 7.4.1 Tepelný výpočet přehříváku P3

Tabulka 12: Parametry páry pro přehřívák P3

Parametr	Hodnota	Střední hodnota	Jednotka	Značení
Tlak	In	4,28	MPa	$p_p$
	out	4,10		
Teplota	In	352,78	°C	$t_p$
	out	420		
Entalpie	In	3093,77	kJ·kg <sup>-1</sup>	$i_p$
	out	3259,77		
Hmotnostní průtok		1,82	kg·s <sup>-1</sup>	$M_{pp}$
Měrný objem		0,07	m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	$v_p$
Součinitel tepelné vodivosti		$5,72 \cdot 10^{-2}$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\lambda_p$
Kinematická viskozita		$1,62 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\nu_p$
Prandtlovo číslo		1,00	-	$Pr_p$



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

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{p,P3}^{stř} \cdot d_{tr}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{5,72 \cdot 10^{-2}}{0,02} \cdot \left( \frac{15,45 \cdot 0,02}{1,62 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,00^{0,4} = 1065,82 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.63 )

Střední rychlost proudění uvnitř trubky:

$$w_{p,P3}^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot \nu_p}{F_p} = \frac{1,82 \cdot 0,07}{0,01} = 15,45 \frac{m}{s}$$

( 7.64 )

Průtočný průřez pro proudění páry:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot 18 \cdot 1 = 0,01 m^2$$

( 7.65 )

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{SP,P3}^{stř} \cdot D_{tr}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{6,82 \cdot 10^{-2}}{0,03} \cdot \left( \frac{6,54 \cdot 0,03}{7,99 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,64^{0,33} = 61,29 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.66 )

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  a součinitel opravy na uspořádání svazku  $C_s$  byly stanoveny obdobně jako v případě přehříváku P2 dle [9]. Součinitel  $C_z = 1$ , jelikož má svazek více než 10 řad.

Pro součinitel na uspořádání svazku  $C_s$  platí:

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

( 7.67 )

Kde  $\sigma_1$  je poměrná příčná rozteč a  $\sigma_2$  je poměrná podélná rozteč. Oba parametry byly určeny dle vztahu:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} = \frac{100}{31,88} = 3,14$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{31,8} = 2,52$$

( 7.68 )

Podle [9] platí následující pravidla:

- Pokud  $\sigma_2 \geq 2$  a také pro  $\sigma_1 \leq 1,5$  je  $C_s = 1$
- Při  $\sigma_2 \leq 2$  a  $\sigma_1 > 3$  se do vzorce dosazuje  $\sigma_1 = 3$

Dle výše zmíněných podmínek byla hodnota pro součinitel  $C_s$  určena jako  $C_s = 1$ .

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,P3}^{stř})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_{SP,P3}^{stř}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_{SP,P3}^{stř}}\right)}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,16 \cdot (789,97)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{709,39}{789,97}\right)^4}{1 - \left(\frac{709,39}{789,97}\right)} = 14,17 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 7.69 )

kde:

- $a_{st}$  je stupeň černosti povrchu stěn [-], uvažován jako 0,8 dle [9]
- $T_{SP,P3}^{stř}$  – absolutní střední teplota proudu spalin [K] dle rovnice ( 7.59 )
- $a$  – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_{SP,P3}^{stř}$  [-]:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,18} = 0,16$$

( 7.70 )

Optická hustota spalin  $kps$  je určena dle vzorce:

$$kps = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,87 \cdot 0,1 \cdot 0,26 = 0,18$$

( 7.71 )

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  $k_{sp} \cdot r_{sp}$ :

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{sp,P3}^{stř}}{1000}\right) \cdot r_{sp}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,26}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{789,97}{1000}\right) \cdot 0,25 = 6,87 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

( 7.72 )

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,03 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,03} - 1\right) = 0,26 \text{ m}$$

( 7.73 )

- $T_Z$  – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K]

$$T_Z = t_{p,P3}^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 1000 + 273,15$$

$$T_Z = 386,39 + \left(0,01 + \frac{1}{1065,82}\right) \cdot \frac{301,55}{66,18} \cdot 1000 + 273,15 = 709,39 \text{ K}$$

( 7.74 )

$Q$  [kW] vyjadřuje předpokládány tepelný výkon přehříváku P3 z kapitoly 4 tj. z rovnice ( 4.1 ) a  $S$  [m<sup>2</sup>] značí celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,03 \cdot 0,80 \cdot 18 \cdot 1 \cdot 46 = 66,18 \text{ m}^2$$

( 7.75 )

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin je dán součtem jednotlivých přestupů:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 61,29 + 14,17 = 75,46 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.76)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehřívačky s upořádáním svazku za sebou:

$$k = \frac{\xi \cdot \alpha}{1 + \frac{\alpha}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 75,46}{1 + \frac{75,46}{1065,82}} = 42,28 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.77)$$

Pro určení tepla odebraného spalinám je nejprve nutné určit střední logaritmický spád, pro souproudové řešení přehřívačku P3:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{217,39 - 43,46}{\ln\left(\frac{217,39}{43,46}\right)} = 108,04 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.78)$$

Kde  $\Delta t_1$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin před vstupem do oblasti svazku a teplotou páry na začátku svazku a  $\Delta t_2$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z oblasti svazku a teplotou páry na výstupu ze svazku:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,P2,out} - t_{P,in} = 570,18 - 352,78 = 217,39 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,P3,out} - t_{P,out} = 463,46 - 420,0 = 43,46 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.79)$$

Teplo odebrané spalinám přehřívačkem P3 se určí ze vztahu:

$$Q_{P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{42,28 \cdot 66,18 \cdot 108,04}{1000} = 302,29 \text{ kW} \quad (7.80)$$

Tepelný výkon přehřívačů P3 se liší zhruba o 0,25 % oproti předpokládanému výkonu z kapitoly 4. Zvolené teploty na začátku výpočtu lze považovat za správné a výpočet je tedy dostatečně přesný.

#### 7.4.2 Výpočet membránové stěny v oblasti P3

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{SP}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP,P3}^{stř} \cdot d_e}{\nu_{SP}}\right)^{0,8} \cdot Pr_{SP}^{0,4} \\ \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{6,82 \cdot 10^{-2}}{0,13} \cdot \left(\frac{6,54 \cdot 0,13}{7,99 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,8} \cdot 0,64^{0,4} = 16,72 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (7.81)$$

Fyzikální vlastnosti a střední rychlost spalin jsou totožné s hodnotami uvedenými v úvodu výpočtu, pro přehlednost jsou zde uvedeny ještě jednou:

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 6,82 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 8,0 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,64 [-]$
- Střední rychlost  $w_{SP,P3}^{stř} = 6,53 \frac{m}{s}$  z rovnice (7.61)

Ekvivalentní průměr byl stanoven jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 1,17}{35,34} = 0,13 \text{ m} \quad (7.82)$$

Průtočný průřez  $F_{SP}$  je totožný jako v úvodu výpočtu – rovnice ( 7.62 ). Obvod průřezu byl stanoven jako:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b_{oh}) + 2 \cdot (D_{tr} + l_e) \cdot n_{tr} = 2 \cdot (0,90 + 1,80) + 2 \cdot (0,03 + 0,80) \cdot 18 \\ O = 35,37 \text{ m} \quad (7.83)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,P3}^{stř})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP,P3}^{stř}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP,P3}^{stř}}\right)^4} \\ \alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,16 \cdot (789,97)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{586,09}{789,97}\right)^4}{1 - \left(\frac{586,09}{789,97}\right)^4} = 16,01 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.84)$$

kde:

- $a_{st}$  je stupeň černosti povrchu stěn [-], uvažován jako 0,8 dle [9]
- $T_{SP,P3}^{stř}$  – absolutní střední teplota proudu spalin [K] dle rovnice ( 7.59 )
- $a$  – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_{SP,P3}^{stř}$  [-] totožný s hodnotou z rovnice ( 7.70 )
- $T_z$  – teplota zaprášeného povrchu stěn, totožná hodnota z rovnic ( 6.20 )

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do membránové stěny:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 16,72 + 16,01 = 32,74 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.85)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha}{1 + \varepsilon \cdot \alpha} = \frac{32,74}{1 + 0,01 \cdot 32,74} = 24,66 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.86)$$

Pro určení středního logaritmického spádu je nejprve nutné stanovit  $\Delta t_1$  a  $\Delta t_2$ :

$$\Delta t_1 = t_{SP,P2,out} - t_v = 570,18 - 262,94 = 307,24 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 = t_{SP,P3,out} - t_v = 463,46 - 262,94 = 200,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.87)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{307,24 - 200,52}{\ln\left(\frac{307,24}{200,52}\right)} = 250,10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.88)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = 2 \cdot h_{MS,P3} \cdot (a_{III} + b_{oh}) = 2 \cdot 4,80 \cdot (0,90 + 1,80) = 25,92 \text{ m}^2 \quad (7.89)$$

Kde  $h_{MS,P3}$  je výška membránové stěny v oblasti přehříváku P3. Vyznačená v obrázku 14.

Teplo odebrané spalinám skrze membránovou stěnu v oblasti P3:

$$Q_{MS,P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{24,66 \cdot 25,92 \cdot 250,10}{1000} = 159,88 \text{ kW} \quad (7.90)$$

### 7.4.3 Teplota spalin na výstupu z oblasti P3

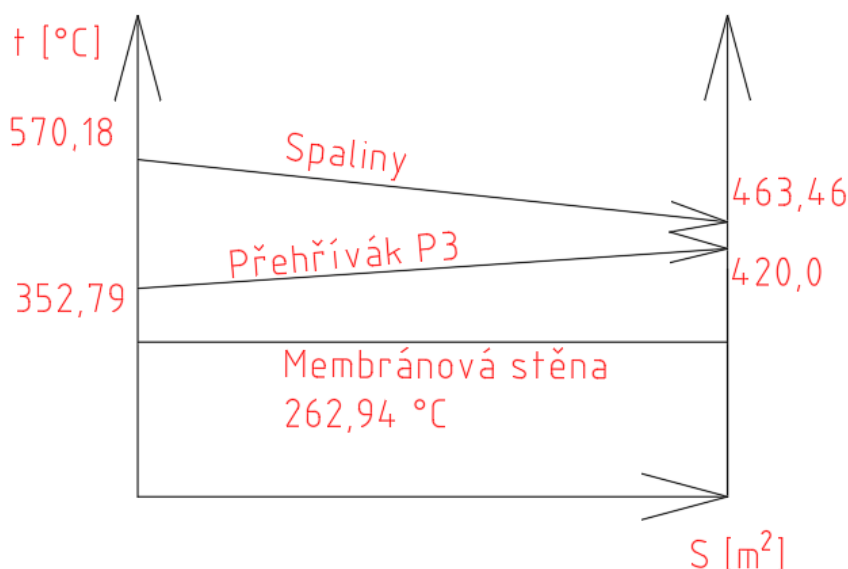
Celkové teplo odebrané spalinám v oblasti přehříváku P3 se skládá ze součtu jednotlivých tepelných výkonů ploch:

$$Q_{P3,o} = Q_{P3} + Q_{MS,P3} = 302,29 + 159,88 = 462,17 \text{ kW} \quad (7.91)$$

Entalpie na výstupu z této oblasti je dána vztahem:

$$i_{SP,P3,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,P2,out} - Q_{P3,o}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 5164,18 - 462,17}{0,42} = 4060,50 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.92)$$

Pro danou entalpii  $i_{SP,P3,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z oblasti přehříváku P3  $t_{SP,P3,out}^{skut} = 463,46 \text{ }^\circ\text{C}$ , která se liší od původně uvažované teploty až v tisících. Výpočet lze považovat za přesný. Průběh teplot v této oblasti je zobrazen na obrázku 15.



Obrázek 15: Průběh teplot v oblasti přehříváku P3

## 8 Návrh IV. tahu

Čtvrtý tahu je primárně tvořen přehřívákem P1. Zbylý prostor je vyplněn trubkami ekonomizéru. Tahu je výrazně delší v porovnání s předchozím tahem, bylo tedy zvoleno uchopení trubek pomocí nechlazených závěsných tyčí. Obvodové stěny tahu již nejsou tvořeny membránovou stěnou, ale jsou pouze oplechovány. Z tohoto důvodu již tahu nemá stejnou šířku jako předchozí tahu. Rozměry tahu byly upraveny tak, aby střední rychlost spalin dosahovala minimálně  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Této hodnoty se nepodařilo dosáhnout v oblasti ekonomizéru, a rychlost se zde pohybuje okolo  $5,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Zároveň byla při návrhu šířky tahu brána v potaz rychlost vody v trubkách ekonomizéru. Ta by dle [9] neměla být menší než  $0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , dle odborné konzultace je optimální interval od  $0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  do  $1,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 8.1 Návrh rozměrů

Šířka tahu byla stanovena na základě určené rychlosti páry  $w_p^{stř} = 15,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro střední rychlost páry zároveň platí vztah:

$$w_p^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p}{F_p} \quad (8.1)$$

Dále pro průtočný průřez platí že:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \quad (8.2)$$

Vyjádřením počtu trubek a dosazením do vztahu pro rychlost páry vznikla rovnice:

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot M_{pp} \cdot v_p}{\pi \cdot n_{had} \cdot d_{tr}^2 \cdot w_p^{stř}} = \frac{4 \cdot 1,69 \cdot 0,05}{\pi \cdot 1 \cdot 0,03^2 \cdot 15} = 7,83 \rightarrow \text{zvoleno 8 trubek} \quad (8.3)$$

kde:

- Hmotnostní průtok  $M_{pp}$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] a měrný objem  $v_p$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ] jsou hodnoty z tab. 14
- Počet hadů  $n_{had}$  a vnitřní průměr trubek  $d_{tr}$  jsou hodnoty z tabulky 13

Šířka plechového kanálu stanovena jako:

$$b_{IV} = n_{tr} \cdot s_1 = 8 \cdot 0,1 = 0,80 \text{ m} \quad (8.4)$$

Skutečný průtočný průřez pro proudění páry:

$$F_p^{skut} = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} = 8 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,006 \text{ m}^2 \quad (8.5)$$

Skutečná rychlost páry v přehříváku:

$$w_p^{skut} = \frac{M_{pp} \cdot v_p}{F_p} = \frac{1,69 \cdot 0,05}{0,006} = 14,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.6)$$

Délka tahu byla následně stanovena tak, aby byl splněn i požadavek na rychlost spalin. Majoritní část tahu tvoří přehřívák P1, a proto byla rychlost spalin určována pro tento svazek. Předběžná rychlost spalin byla stanovena na  $7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Nejprve byla odhadnuta střední teplota spalin v oblasti přehříváku P1  $t_{SP,P1}^{stř} = 401,25 \text{ }^\circ\text{C}$  a následně výpočet probíhal obdobně jako v předchozím tahu.

Podle této hodnoty je vypočten minimální průtočný průřez spalín ze vztahu:

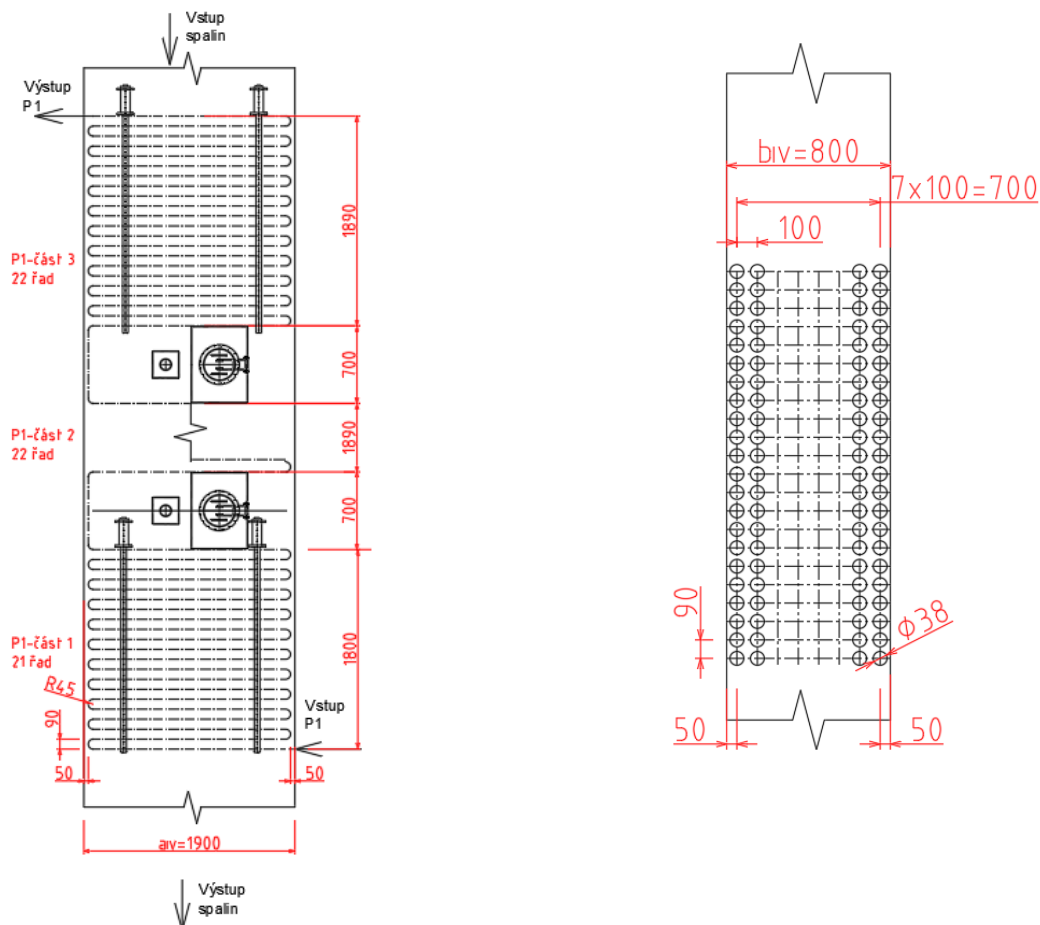
$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP,P1}^{stř} + 273,15}{273,15} = \frac{2,63}{7} \cdot \frac{401,25 + 273,15}{273,15} = 0,93 \text{ m}^2 \quad (8.7)$$

Hodnota objemového průtoku spalín za normálních podmínek  $M_{SP}$  byla použita z rov. (5.8). Délka třetího tahu byla určena dle:

$$a_{III} = \frac{F_{SP}}{b_{IV} - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{0,93}{0,80 - 8 \cdot 0,038} = 1,87 \text{ m} \rightarrow \text{zvoleno } 1,90 \text{ m} \quad (8.8)$$

## 8.2 Oblast s přehřívákem P1

Přehřívák P1 je kvůli velkému množství řad rozdělen do tří částí. Dvě z nich jsou tvořeny 22 řadami trubek a jednu tvoří 21 řad. Rozdělení do tří částí je zvoleno proto, aby výška jedné části nepřesáhla 2 metry a byla tak zajištěna správná funkčnost parních ofukovačů – stěně jako v případě přehříváku v předchozím tahu. Příčná rozteč trubek je zvolena  $s_1=100$  mm. Přehřívák byl koncipován jako jedno had s vnějším průměrem  $D = 38$  mm. Spaliny v této části kotle jsou na výrazně nižší teplotě v porovnání s předchozím tahem. Díky tomu bylo možné zvolit protiproudé uspořádání výměníku na místo souproudeho. V této části kotle již není tak vysoké riziko chlorové koroze, a navíc tím dojde ke zlepšení přenosu tepla. Řazení trubek je opět voleno za sebou. Geometrie přehříváku je popsána v tabulce 13 a zobrazena na obrázku 16.



Obrázek 16: Vizualizace přehříváku P1 – vlevo podélný řez, vpravo boční řez jednou částí

Tabulka 13: Geometrie přehříváku P1

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	$D_{tr}$	38	mm
Tloušťka stěny	$t_{tr}$	4	mm
Vnitřní průměr trubky	$d_{tr}$	30	mm
Efektivní délka trubky	$l_e$	1800	mm
Příčná rozteč	$s_1$	100	mm
Podélná rozteč	$s_2$	90	mm
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$	8	[-]
Počet hadů	$n_{had}$	1	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	2x22, 1x21	[-]

### 8.2.1 Tepelný výpočet přehříváku P1

Tepelný výpočet byl proveden obdobně jako u předešlých přehříváků. Tím, že se ve IV. tahu již nenachází membránová stěna, výpočet není rozdělen do dvou částí jako v předchozích případech. Je zde tedy jenom výpočet samotného přehříváku, jehož výkon je následně odečten od teploty spalin na vstupu do oblasti, čímž je ověřena teplota odhadnutá na začátku výpočtu. Předpokládaná teplota spalin na konci oblasti byla stanovena na 339,53 °C.

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,P1}^{stř} = \frac{t_{SP,P3,out} + t_{SP,P1,out}}{2} = \frac{463,46 + 339,53}{2} = 401,49 \text{ °C} + 273,15 = 674,64 \text{ K} \quad (8.9)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 401,49 °C a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 5,80 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 6,09 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,65 [-]$

Objemový průtok spalin skrze oblast přehříváku P1:

$$M_{SP,P1}^{stř} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,P1}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{401,49 + 273,15}{273,15} = 6,49 \frac{m^3}{s} \quad (8.10)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP,P1}^{stř} = \frac{M_{SP,P1}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{6,49}{0,97} = 6,67 \frac{m}{s} \quad (8.11)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{IV} \cdot b_{IV} - D_{tr} \cdot n_{tr} \cdot l_e = 1,90 \cdot 0,80 - 0,038 \cdot 8 \cdot 1,80 = 0,97 \text{ m}^2 \quad (8.12)$$



Tabulka 14: Parametry páry pro přehřívák P1

Parametr	Hodnota	Střední hodnota	Jednotka	Značení
Tlak	In	4,92	MPa	$p_p$
	out	4,43		
Teplota	In	262,94	°C	$t_p$
	out	337,49		
Entalpie	In	2794,88	kJ·kg <sup>-1</sup>	$i_p$
	out	3050,65		
Hmotnostní průtok		1,69	kg·s <sup>-1</sup>	$M_{pp}$
Měrný objem		0,05	m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	$v_p$
Součinitel tepelné vodivosti		5,20·10 <sup>-2</sup>	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\lambda_p$
Kinematická viskozita		0,97·10 <sup>-6</sup>	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\nu_p$
Prandtlovo číslo		1,16	-	$Pr_p$

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

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{p,P1}^{stř} \cdot d_{tr}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{5,20 \cdot 10^{-2}}{0,03} \cdot \left( \frac{14,69 \cdot 0,03}{0,97 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,16^{0,4} = 1414,78 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 8.13 )

Střední rychlost proudění uvnitř trubky:

$$w_{p,P1}^{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_p}{F_p} = \frac{1,69 \cdot 0,05}{0,006} = 14,69 \frac{m}{s}$$

( 8.14 )

Průtočný průřez pro proudění páry:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 8 \cdot 1 = 0,006 m^2$$

( 8.15 )

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{SP,P1}^{stř} \cdot D_{tr}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{5,80 \cdot 10^{-2}}{0,04} \cdot \left( \frac{6,67 \cdot 0,04}{6,09 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,65^{0,33} = 59,62 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 8.16 )

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  a součinitel opravy na uspořádání svazku  $C_s$  byly stanoveny obdobně jako v případě přehříváku P2 dle [9]. Součinitel  $C_z=1$ , protože svazek má více než 10 řad.

Pro součinitel na uspořádání svazku  $C_s$  platí že pokud  $\sigma_2 \geq 2$  je  $C_s=1$ :

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{90}{38} = 2,37 \geq 2$$

( 8.17 )

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,P1}^{stř})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP,P1}^{stř}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP,P1}^{stř}}\right)}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,17 \cdot (674,64)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{614,76}{674,64}\right)^4}{1 - \left(\frac{614,76}{674,64}\right)} = 9,13 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 8.18 )

kde:

- $a_{st}$  je stupeň černosti povrchu stěn [-], uvažován jako 0,8 dle [9]
- $T_{SP,P1}^{stř}$  – absolutní střední teplota proudu spalin [K] ze vzorce ( 8.9 )
- $a$  – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_{SP,P1}^{stř}$  [-]:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,18} = 0,17$$

( 8.19 )

Optická hustota spalin  $kps$  je určena dle vzorce:

$$kps = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 7,63 \cdot 0,1 \cdot 0,24 = 0,18$$

( 8.20 )

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  $k_{sp} \cdot r_{sp}$ :

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

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,24}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{674,64}{1000}\right) \cdot 0,25 = 7,63 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

( 8.21 )

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,04 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,04} - 1\right) = 0,24 \text{ m}$$

( 8.22 )

- $T_z$  – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K]

$$T_z = t_{P,P1}^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 1000 + 273,15$$

$$T_z = 300,21 + \left(0,01 + \frac{1}{1414,78}\right) \cdot \frac{432,09}{111,74} \cdot 1000 + 273,15 = 614,76 \text{ K}$$

( 8.23 )

$Q$  [kW] představuje předpokládány tepelný výkon přehříváku P1 z kapitoly 4 přesněji z rovnice ( 4.5 ) a  $S$  [m<sup>2</sup>] značí celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,04 \cdot 1,80 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 65 = 111,74 \text{ m}^2$$

( 8.24 )

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin je dán součtem jednotlivých přestupů:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 59,62 + 9,13 = 68,75 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.25)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky s upořádáním svazku za sebou:

$$k = \frac{\xi \cdot \alpha}{1 + \frac{\alpha}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 68,75}{1 + \frac{68,75}{1414,78}} = 39,34 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.26)$$

Dále je nutné určit střední logaritmický spád pro protiproudé řešení přehříváku P1:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{125,97 - 76,59}{\ln\left(\frac{125,97}{76,59}\right)} = 99,24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.27)$$

Kde  $\Delta t_1$  je dáno rozdílem mezi teplotou spalin před vstupem do oblasti svazku, tj. teplota na výstupu z P3 a teplotou páry na výstupu ze svazku a  $\Delta t_2$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z oblasti svazku a teplotou páry na vstupu do svazku:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,P3,out} - t_{P,out} = 463,46 - 337,49 = 125,97 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,P1,out} - t_{P,in} = 339,53 - 262,94 = 76,59 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (8.28)$$

Teplu odebrané spalinám skrze přehřívák P1 se určí ze vztahu:

$$Q_{P1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{39,34 \cdot 111,74 \cdot 99,24}{1000} = 436,21 \text{ kW} \quad (8.29)$$

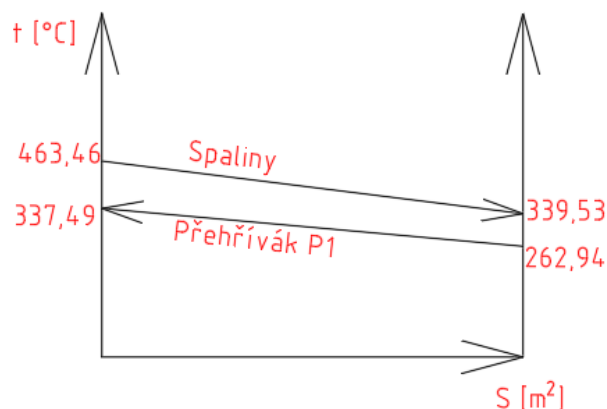
Tepelný výkon přehříváků P1 se liší o 0,95 % oproti předpokládanému výkonu. Výpočet je dostatečně přesný.

### 8.2.2 Teplota spalin na výstupu z oblasti P1

Entalpie na výstupu z této oblasti je dána vztahem:

$$i_{SP,P1,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,P3,out} - Q_{P1}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 4060,50 - 436,21}{0,42} = 3018,82 \frac{kJ}{kg} \quad (8.30)$$

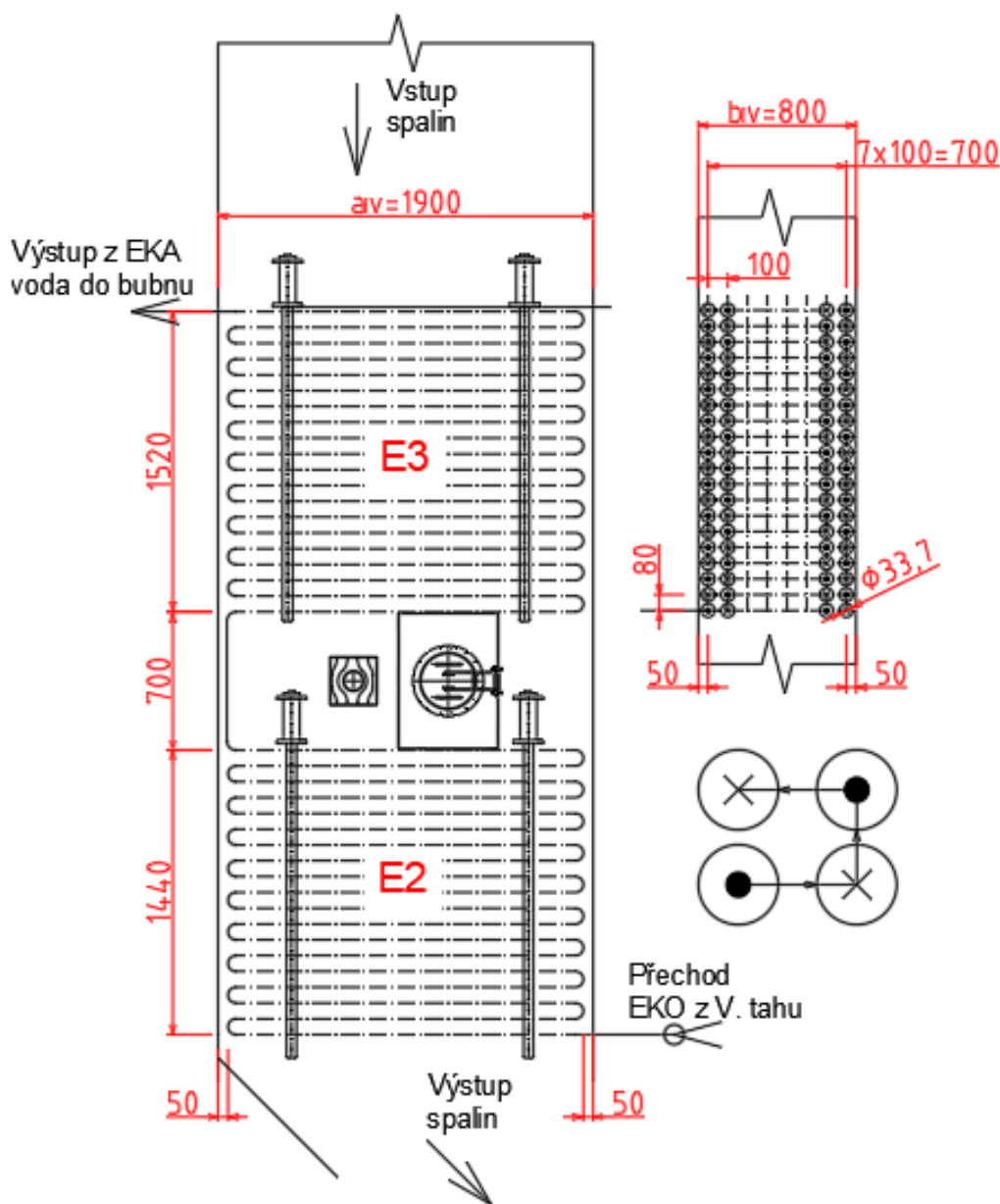
Pro danou entalpii  $i_{SP,P1,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z oblasti přehříváku P1  $t_{SP,P1,out}^{skut} = 339,53 \text{ } ^\circ\text{C}$ , která se liší od původně uvažované teploty až v tisících. Uvažovaná teplota byla zvolena správně.



Obrázek 17: Průběh teplot v oblasti P1

### 8.3 Ekonomizér E3, E2

Ekonomizér E3 a E2 tvoří zbylou část IV. tahu. U ekonomizérů pro kotle nižších výkonů hrozí problém s rychlostí proudění vody. Tento problém je způsoben výrazně nižším měrným objemem vody v porovnání s párou. Při využití stejného počtu trubek v řadě by tedy nebylo možné dosáhnout požadované rychlosti vody nad  $0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Zároveň při využití rozvolněného uspořádání by nebyl dostatečně využit průřez spalínového kanálu. Tento problém byl vyřešen zahnutím trubek viz obrázek 18. Svazek je rozdělen do dvou částí – jeden svazek obsahuje 20 řad a druhý obsahuje 19 řad. Příčná rozteč trubek byla zvolena totožná jako u přehříváku P1  $s_1=100 \text{ mm}$  a směr proudění vody byl zvolen také stejný. Svazek je konstruován jako jednohad. Geometrie ekonomizéru je popsána v tabulce 15 a zobrazena na obrázku 18.



Obrázek 18: Vizualizace ekonomizérů ve IV. tahu

Tabulka 15: Geometrie ekonomizéru ve IV. tahu

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	$D_{tr}$	33,7	mm
Tloušťka stěny	$t_{tr}$	4	mm
Vnitřní průměr trubky	$d_{tr}$	25,7	mm
Efektivní délka trubky	$l_e$	1800	mm
Příčná rozteč	$s_1$	100	mm
Podélná rozteč	$s_2$	80	mm
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$	4	[-]
Počet hadů	$n_{had}$	1	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	1x20, 1x19	[-]

### 8.3.1 Tepelný výpočet ekonomizérů ve IV.tahu

Tepelný výpočet probíhal stejně jako u přehříváků P1. Předpokládaná teplota spalin na konci oblasti byla stanovena na 260,74 °C. Z tohoto ekonomizéru je voda dopravována do bubnu. Tím pádem je teplota na výstupu dána z kapitoly 4. Vstupní teplota byla určena iteračně, tak aby předpokládaný výkon ekonomizéru korespondoval s výkonem skutečným.

Střední teplota spalin:

$$t_{SP,E3,E2}^{stř} = \frac{t_{SP,P1,out} + t_{SP,E2,out}}{2} = \frac{339,53 + 260,74}{2} = 300,14 \text{ °C} + 273,15 = 573,29 \text{ K} \quad (8.31)$$

Fyzikální vlastnosti spalin pro střední teplotu 300,14 °C a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 4,90 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 4,58 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,66 [-]$

Objemový průtok spalin skrze oblast ekonomizéru ve IV.tahu:

$$M_{SP,E3,E2}^{stř} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,E3,E2}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{300,14 + 273,15}{273,15} = 5,51 \frac{m^3}{s} \quad (8.32)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP,E3,E2}^{stř} = \frac{M_{SP,E3,E2}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{5,51}{1,03} = 5,33 \frac{m}{s} \quad (8.33)$$

Střední rychlost spalin v této oblasti nedosahuje požadovaných  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pro její dosažení by muselo dojít ke zkrácení kanálu, případně k hustějšímu zaplnění průřezu. První varianta by měla negativní vliv na přenos tepla v oblasti přehříváku P1 a druhá na rychlost vody v trubkách ekonomizéru. Došlo tedy k rozhodnutí zanechat rychlost spalin v oblasti ekonomizéru pod požadovanou hodnotou.

Průtočný průřez spalin byl určen ze vztahu:

$$F_{SP} = a_{IV} \cdot b_{IV} - D_{tr} \cdot n_{tr} \cdot l_e \cdot n_{zahmutí} = 1,90 \cdot 0,80 - 0,03 \cdot 4 \cdot 1,80 \cdot 2 = 1,03 \text{ m}^2 \quad (8.34)$$

Tabulka 16: Parametry vody pro ekonomizér ve IV. tahu

Parametr	Hodnota	Střední hodnota	Jednotka	Značení
Tlak	In	5,07	MPa	$p_v$
	out	4,92		
Teplota	In	137,44	°C	$t_v$
	out	178,94		
Entalpie	In	581,32	kJ·kg <sup>-1</sup>	$i_v$
	out	760,51		
Hmotnostní průtok		1,69	kg·s <sup>-1</sup>	$M_v$
Měrný objem		0,001	m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	$v_v$
Součinitel tepelné vodivosti		68,53·10 <sup>-2</sup>	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\lambda_v$
Kinematická viskozita		0,19·10 <sup>-6</sup>	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\nu_v$
Prandtlovo číslo		1,09	-	$Pr_v$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody je řádově vyšší v porovnání s párou. Z tohoto důvodu lze dle [9] při výpočtu zanedbat termický odpor na straně vody. Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou je vypočítán dle:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{SP,E3}^{stř} \cdot D_{tr}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{4,90 \cdot 10^{-2}}{0,03} \cdot \left( \frac{5,33 \cdot 0,03}{4,58 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,66^{0,33} = 54,85 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 8.35 )

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  a součinitel opravy na uspořádání svazku  $C_s$  byly stanoveny dle [9] jako v předešlých případech. Součinitel opravy na počet řad  $C_z = 1$  jelikož počet řad je větší než 10 a součinitel na uspořádání svazku  $C_s$  se také rovná 1, neboť  $\sigma_2 > 2$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{33,7} = 2,37$$

( 8.36 )

Součinitel přestupu tepla sáláním je určen dle:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{SP,E3,E2}^{stř})^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,E3,E2}^{stř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{SP,E3,E2}^{stř}} \right)}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,17 \cdot (573,29)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{482,25}{573,29} \right)^4}{1 - \left( \frac{482,25}{573,29} \right)} = 5,30 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 8.37 )

kde:

- $a_{st}$  je stupeň černosti povrchu stěn [-], uvažován jako 0,8 dle [9]
- $T_{SP,E3}^{stř}$  – absolutní střední teplota proudu spalin [K]
- $a$  – stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu  $T_{SP,E3}^{stř}$  [-]:  

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,19} = 0,17$$

( 8.38 )

Optická hustota spalin  $k_{ps}$  je určena dle vzorce:

$$k_{ps} = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 7,94 \cdot 0,1 \cdot 0,24 = 0,19 \quad (8.39)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny  $k_{sp} \cdot r_{sp}$ :

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP,E3}^{stř}}{1000} \right) \cdot r_{sp}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 0,24}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{573,29}{1000} \right) \cdot 0,25 = 7,94 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (8.40)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazek hladkých trubek:

$$s = 0,9 \cdot D_{tr} \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{tr}} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,03 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,03} - 1 \right) = 0,24 \text{ m} \quad (8.41)$$

- $T_Z$  – absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn [K]

$$T_Z = t_{v,E3}^{stř} + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \cdot 1000 + 273,15$$

$$T_Z = 158,19 + 0,01 \cdot \frac{302,73}{59,46} \cdot 1000 + 273,15 = 482,25 \text{ K} \quad (8.42)$$

$Q$  [kW] představuje předpokládaný tepelný výkon obou ekonomizérů, který byl stanoven rozdílem entalpií na vstupu a výstupu:

$$Q = (i_{E3,out} - i_{E2,in}) \cdot M_v = (760,51 - 581,32) \cdot 1,69 = 302,73 \text{ kW} \quad (8.43)$$

$S$  [m<sup>2</sup>] značí celkovou teplosměnnou plochu:

$$S = \pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \cdot n_{zahnutí} = \pi \cdot 0,03 \cdot 1,80 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 39 \cdot 2$$

$$S = 59,46 \text{ m}^2 \quad (8.44)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin je dán součtem jednotlivých přestupů:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_s = 54,85 + 5,30 = 60,15 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.45)$$

Součinitel prostupu tepla pro ekonomizéry s upořádáním svazku za sebou:

$$k = \xi \cdot \alpha = 0,6 \cdot 60,15 = 36,90 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.46)$$

Pro určení tepla odebraného spalinám je nejprve nutné určit střední logaritmický spád pro protiproudé řešení ekonomizéru E3:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{160,59 - 123,30}{\ln\left(\frac{160,59}{123,30}\right)} = 141,13 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.47)$$

Kde  $\Delta t_1$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin před vstupem do oblasti svazku (výstup z přehříváku P1) a teplotou vody na výstupu ze svazku a  $\Delta t_2$  je rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z oblasti svazku a teplotou vody na vstupu do svazku:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,P1,out} - t_{v,E3,out} = 339,53 - 178,94 = 160,59 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,E2,out} - t_{v,E2,in} = 260,74 - 137,43 = 123,30 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (8.48)$$

Teplo odebrané spalinám ekonomizéry E3 a E2 se určí ze vztahu:

$$Q_{E3,E2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{36,90 \cdot 59,46 \cdot 141,13}{1000} = 302,86 \text{ kW} \quad (8.49)$$

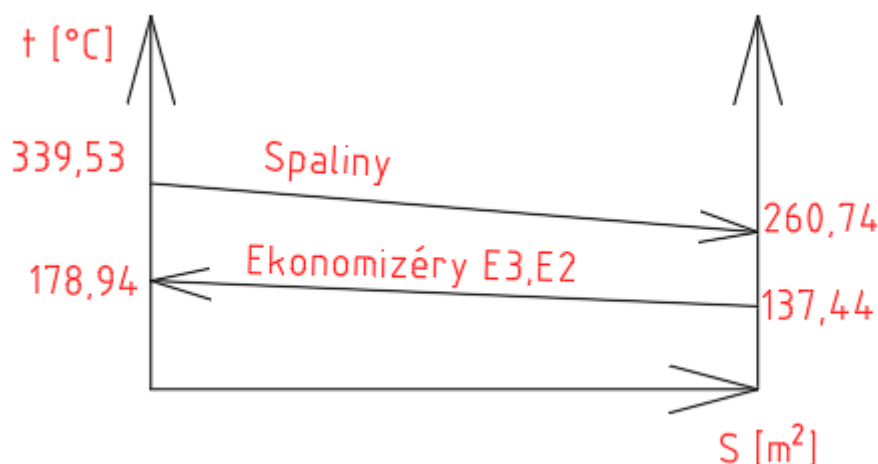
Tepelný výkon ekonomizérů se liší o 0,04 % v porovnání s předpokládaným výkonem. Výpočet je dostatečně přesný.

### 8.3.2 Teplota spalin na výstupu z oblasti ekonomizérů ve IV.tahu

Entalpie na výstupu z oblasti ekonomizérů:

$$i_{SP,E2,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,P1,out} - Q_{P1}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 3018,82 - 302,86}{0,42} = 2295,59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (8.50)$$

Pro danou entalpii  $i_{SP,E2,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z oblasti ekonomizérů ve IV. tahu  $t_{SP,E2,out}^{skut} = 260,74 \text{ } ^\circ\text{C}$ , která se liší od teploty stanovené na začátku výpočtu až v tisícinách. Zvolená teplota na začátku výpočtu byla správná a výpočet lze tedy prohlásit za přesný.



Obrázek 19: Průběh teplot v oblasti ekonomizérů ve IV. tahu



## 9 Návrh V. tahu

V pátém tahu se nachází zbylá část ekonomizéru a ohřívák vzduchu. Tah je obdobně jako u IV. tahu tvořen plechovou šachtou. Šířka tahu byla zvolena totožná s předchozím tahem  $b_v = 0,8 \text{ m}$ . Délka tahu byla navržena dle požadované rychlosti spalin v oblasti ekonomizéru, která by se měla pohybovat okolo  $6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Trubky ekonomizéru jsou jako u části v předchozím tahu zahnuty. Při stejné geometrii ekonomizéru lze tedy předpokládat podobnou rychlost vody. Z toho důvodu je délka tahu navrhována tak, aby byla splněna podmínka rychlosti spalin v oblasti ekonomizéru.

Délka posledního tahu je určena ze vztahu:

$$a_v = \frac{F_{SP}}{b_v - n_{tr} \cdot D_{tr} \cdot n_{zahnutí}} = \frac{0,83}{0,80 - 4 \cdot 0,03 \cdot 2} = 1,56 \text{ m} \rightarrow \text{zvoleno } 1,55 \text{ m} \quad (9.1)$$

Kde:

- $F_{SP}$  značí maximální průtočný průřez spalin při požadované rychlosti  $w_{SP} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP,E}^{stř} + 273,15}{273,15} = \frac{2,63}{6} \cdot \frac{243,92 + 273,15}{273,15} = 0,83 \text{ m}^2 \quad (9.2)$$

- Střední teplota spalin v oblasti ekonomizéru  $t_{SP,E1}^{stř}$  byla stanovena z rozdílu teploty spalin na vstupu a výstupu z oblasti svazku. Výstupní hodnota byla odhadnuta a následně ověřena na konci výpočtu, tak jako v předchozích případech:

$$t_{SP,E}^{stř} = \frac{t_{sp,E,in} - t_{sp,E,out}}{2} = \frac{260,74 - 227,11}{2} = 243,92 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.3)$$

- Počet trubek v řadě  $n_{tr}$  a vnější průměr trubek  $D_{tr}$  jsou hodnoty z tabulky 17

### 9.1 Ekonomizér E1

Geometrie ekonomizéru v V. tahu je obdobná jako u ekonomizérů v tahu IV. Ekonomizér tvoří jeden celek, neboť většina tepelného výkonu ekonomizéru byla umístěna do IV. tahu. Geometrie svazku je pro přehlednost znovu uvedena v tabulce níže.

Tabulka 17: Geometrie ekonomizéru v V. tahu

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	$D_{tr}$	33,7	mm
Tloušťka stěny	$t_{tr}$	4	mm
Vnitřní průměr trubky	$d_{tr}$	25,7	mm
Efektivní délka trubky	$l_e$	1450	mm
Příčná rozteč	$s_1$	100	mm
Podélná rozteč	$s_2$	80	mm
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$	4	[-]
Počet hadů	$n_{had}$	1	[-]

### 9.1.1 Tepelný výpočet ekonomizéru E1

Cílem tepelného výpočtu je určit potřebnou teplosměnnou plochu pro dosažení požadované teploty  $t_{v,E3,in} = 137,44 \text{ }^\circ\text{C}$  na vstupu do ekonomizéru E2 nacházejícího se ve IV. tahu. Vstupní teplota se rovná teplotě napájecí vody  $t_{nv} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ . Parametry vody jsou zobrazeny v tabulce 18.

Tabulka 18: Parametry vody v ekonomizéru E1

Parametr	Hodnota	Střední hodnota	Jednotka	Značení
Tlak	In	5,17	MPa	$p_v$
	out	5,07		
Teplota	In	120	$^\circ\text{C}$	$t_v$
	out	137,44		
Entalpie	In	507,29	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$i_v$
	out	581,32		
Hmotnostní průtok		1,69	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$M_v$
Měrný objem		0,001	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	$v_v$
Součinitel tepelné vodivosti		$68,77\cdot 10^{-2}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$\lambda_v$
Kinematická viskozita		$0,23\cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	$\nu_v$
Prandtlovo číslo		1,34	-	$Pr_v$

Jak už bylo zmíněno při výpočtu ekonomizéru E3, je součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody řádově vyšší v porovnání s párou. Z tohoto důvodu lze dle [9] při výpočtu zanedbat termický odpor na straně vody.

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{SP,E}^{stř} \cdot D_{tr}}{\nu_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{4,42 \cdot 10^{-2}}{0,03} \cdot \left( \frac{5,85 \cdot 0,03}{3,52 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,66^{0,33} = 62,71 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.4)$$

Fyzikální vlastnosti spalin byly stanoveny pro střední teplotu  $t_{SP,E}^{stř} = 243,92 \text{ }^\circ\text{C}$  a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \text{ }%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 4,42 \cdot 10^{-2} \frac{W}{m \cdot K}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 3,52 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,66 [-]$

Střední rychlost zvolená na začátku výpočtu V. tahu, nebrala v potaz skutečnou délku trubek ve svazku. Skutečná střední rychlost spalin byla určena ze vztahu:

$$w_{SP,E}^{stř} = \frac{M_{SP}}{F_{SP}^{skut}} \cdot \frac{t_{SP,E}^{stř} + 273,15}{273,15} = \frac{2,63}{0,85} \cdot \frac{243,92 + 273,15}{273,15} = 5,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.5)$$

Skutečný průtočný průřez spalin:

$$F_{SP}^{skut} = a_v \cdot b_v - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{zahnutí} = 1,55 \cdot 0,8 - 0,03 \cdot 1,45 \cdot 4 \cdot 2 = 0,85 \text{ m} \quad (9.6)$$

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  a součinitel opravy na uspořádání svazku  $C_s$  byly stanoveny dle [9] jako v předešlých případech. Součinitel opravy na počet řad  $C_z = 1$  jelikož počet řad je více než 10 a součinitel na uspořádání svazku  $C_s$  se také rovná 1, neboť  $\sigma_2 > 2$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{33,7} = 2,37 \quad (9.7)$$

Vzhledem k tomu že teplota spalin je v posledním tahu relativně nízká, je dle [9] možné součinitel přestupu sáláním zanedbat. Přestup tepla je tedy uvažován výhradně skrze konvekci a celkový součinitel přestupu tepla se tedy rovná  $\alpha_k$ .

Součinitel prostupu tepla pro ohříváky vody s uspořádáním svazků za sebou je určen ze vzorce:

$$k = \xi \cdot \alpha_k = 0,6 \cdot 62,71 = 37,63 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.8)$$

Pro určení celkové potřebné plochy je nejprve nutné určit střední logaritmický spád, pro protiproudé řešení ekonomizéru:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{123,30 - 107,10}{\ln\left(\frac{123,30}{107,10}\right)} = 115,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.9)$$

Kde  $\Delta t_1$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin před vstupem do oblasti svazku (výstup z ekonomizéru E2) a teplotou vody na výstupu ze svazku a  $\Delta t_2$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z oblasti svazku a teplotou vody na vstupu do svazku:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{SP,E2,out} - t_{v,E1,out} = 260,74 - 137,44 = 123,30 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta t_2 &= t_{SP,E1,out} - t_{v,E1,in} = 227,10 - 120,0 = 107,10 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (9.10)$$

Potřebný výkon ekonomizéru byl určen z rozdílu entalpií na vstupu a výstupu ze svazku:

$$Q_E = (i_{E,out} - i_{E,in}) \cdot M_v = (581,32 - 507,29) \cdot 1,69 = 125,07 \text{ kW} \quad (9.11)$$

Potřebná plocha pro tento výkon byla stanovena vyjádřením plochy z rovnice pro tepelný výkon:

$$S = \frac{Q_E \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{125,07 \cdot 1000}{37,63 \cdot 115,02} = 28,90 \text{ m}^2 \quad (9.12)$$

Počet řad trubek pro danou plochu:

$$n_{řad} = \frac{S}{\pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{zahnutí}} = \frac{28,90}{\pi \cdot 0,03 \cdot 1,45 \cdot 4 \cdot 2} = 23,53 \rightarrow \text{zvoleno } 24 \quad (9.13)$$

Skutečná plocha  $S_{skut} = 29,48 \text{ m}^2$  byla získána zpětným dosazením do rovnice ( 9.13 ), respektive vyjádřením plochy z této rovnice. Této ploše odpovídá po dosazení do rovnice ( 9.12 ) skutečný výkon  $Q_{E,skut} = 127,56 \text{ kW}$ . Tento výkon se liší od potřebného výkonu o 1,99 %.

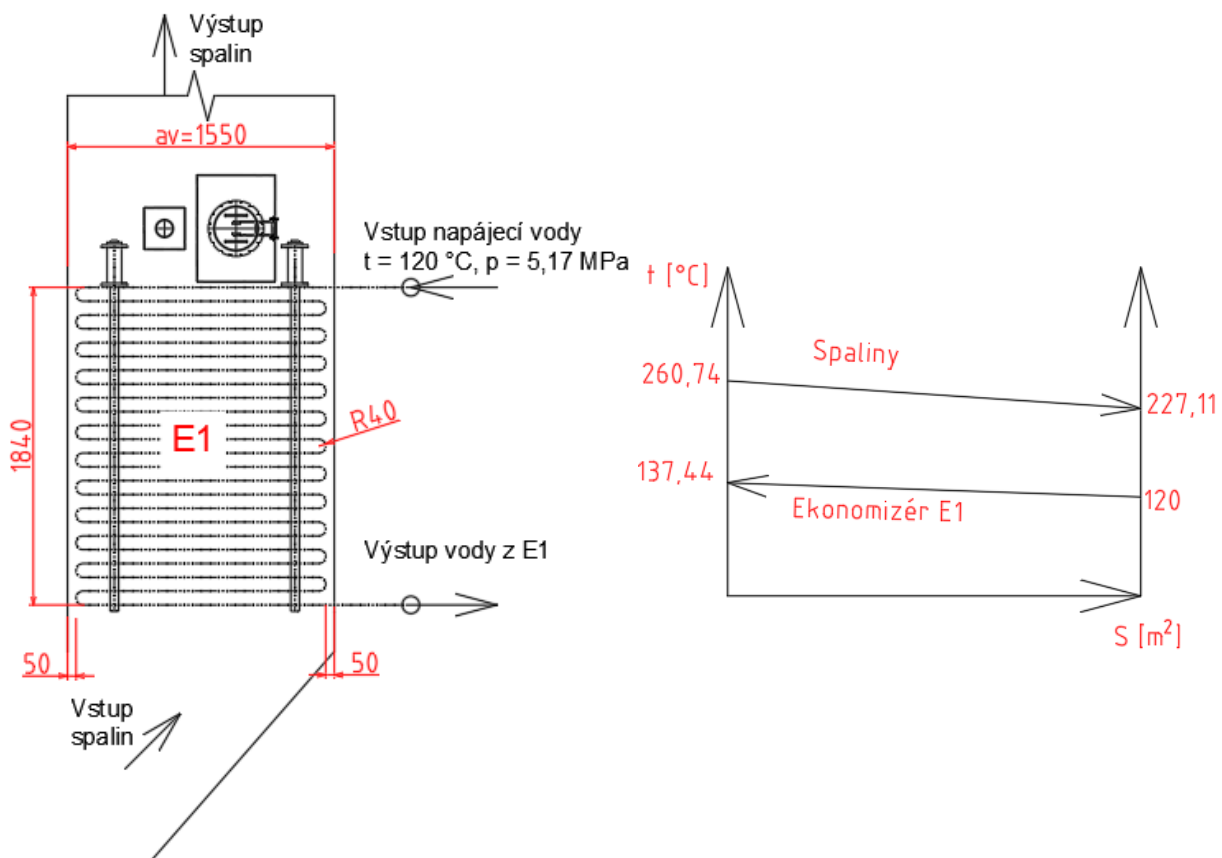
### 9.1.2 Teplota spalin na výstupu z oblasti E1

Odečtením tepelného výkonu od vstupní entalpie spalin byla stanovena entalpie na výstupu z oblasti ekonomizéru E1:

$$i_{SP,E1,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,E2,out} - Q_{E,skut}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 2295,59 - 125,07}{0,42} = 1990,97 \frac{kJ}{kg}$$

( 9.14 )

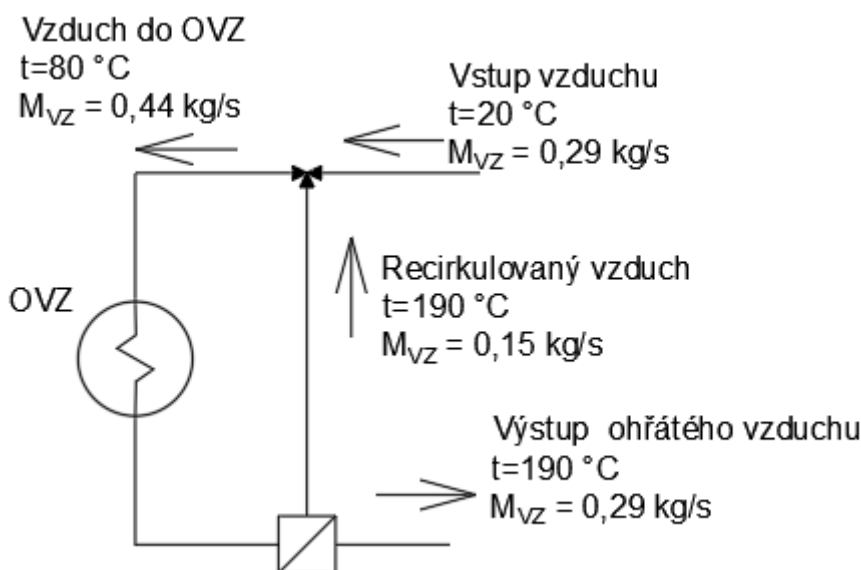
Pro danou entalpii  $i_{SP,E1,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z oblasti ekonomizérů  $t_{SP,E1,out}^{skut} = 227,11 \text{ } ^\circ\text{C}$ , která se liší od původně uvažované teploty až v tisících. Výpočet je tedy dostatečně přesný. Rozměry ekonomizérů jsou spolu s průběhem teplot zobrazeny na obrázku 20:



Obrázek 20: Rozměry ekonomizéru E1 a průběh teplot

## 9.2 Ohřívák vzduchu (OVZ)

Ohřívák vzduchu (OVZ) je poslední teplosměnnou plochou kotle. Slouží k předešlému primárního vzduchu na navrhovanou teplotu 190 °C, sekundární vzduch není třeba ohřívát. Kvůli nízké teplotě přiváděného vzduchu do kotle, existuje reálné riziko kondenzace vlhkosti na povrchu posledních řad trubek ohříváku. To by mělo za následek vznik nízkoteplotní koroze. Z tohoto důvodu je ohřívák navržen s recirkulací. Část vzduchu je na výstupu pomocí klapky přivedena zpět na vstup do ohříváku, kde dochází k jeho mísení s přiváděným vzduchem o teplotě 20 °C. Množství recirkulovaného vzduchu bylo navrženo tak, aby po mísení byla teplota vzduchu 80 °C.



Obrázek 21: Schéma recirkulace

Hmotnostní průtok vzduchu byl stanoven dle množství přiváděného paliva a přebytku vzduchu:

$$M_{VZ} = 0,45 \cdot \alpha \cdot M_{pv} = 0,45 \cdot 1,5 \cdot 0,43 = 0,29 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.15)$$

Množství recirkulovaného vzduchu je dáno bilanční rovnicí:

$$(M_{VZ} + M_{VZ,rec.}) \cdot i_{VZ}^{t=80^{\circ}\text{C}} = M_{VZ} \cdot i_{VZ}^{t=20^{\circ}\text{C}} + M_{VZ,rec.} \cdot i_{VZ}^{t=190^{\circ}\text{C}} \quad (9.16)$$

Vyjádřením hmotnostního průtoku recirkulovaného vzduchu byla získána rovnice:

$$M_{VZ,rec.} = M_{VZ} \cdot \frac{i_{VZ}^{t=80^{\circ}\text{C}} - i_{VZ}^{t=20^{\circ}\text{C}}}{i_{VZ}^{t=190^{\circ}\text{C}} - i_{VZ}^{t=20^{\circ}\text{C}}} = 0,29 \cdot \frac{385,82 - 96,46}{935,03 - 96,46} = 0,15 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.17)$$

Kde entalpie vzduchu jsou určeny pomocí lineární interpolace z tabulky 4.

Celkový hmotnostní průtok vzduchu skrze ohřívák vzduchu je dán:

$$M_{VZ,celkem} = M_{VZ} + M_{VZ,rec.} = 0,29 + 0,15 = 0,446 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.18)$$

Ohřívák je navrhován jako trubkový. Vzduch tedy prochází uvnitř trubek, kde by se měla jeho rychlost pohybovat okolo  $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Z toho důvodu byl zvolen vnější průměr trubek ohříváku  $D_{tr} = 51 \text{ mm}$ , přičemž vzduch je vyveden do 18 řad, ve kterých se nachází 10 trubek. Celkově byl ohřívák rozdělen do tří částí. Mezi jednotlivými částmi se opět nachází mezera 700 mm pro umístění parního ofukovače a průchodu pro údržbu. Jednotlivé parametry OVZ jsou popsány v tabulce 19. Vizualizace OVZ se nachází na obrázku 23, který se nachází na konci kapitoly.

Tabulka 19: Geometrie OVZ

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	$D_{tr}$	54	mm
Tloušťka stěny	$t_{tr}$	4	mm
Vnitřní průměr trubky	$d_{tr}$	43	mm
Efektivní délka trubky	$l_e$	1550	mm
Příčná rozteč	$s_1$	80	mm
Podélná rozteč	$s_2$	80	mm
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$	10	[-]
Počet hadů	$n_{had}$	1	[-]
Počet řad v jedné části	$n_{řad}$	18	[-]
Počet částí	$n_{části}$	5	[-]

### 9.2.1 Tepelný výpočet OVZ

Tepelný výpočet probíhal obdobně jako u předešlého ekonomizéru. Cílem je tedy stanovit celkovou teplosměnnou plochu potřebnou pro dosažení požadovaného výkonu. Byla zvolena výstupní teplota spalin  $t_{SP,OVZ,out} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ . Její hodnota byla ověřena na konci výpočtu. Ohřívák byl uvažován jako celek a následně byl rozdělen do částí.

Střední teplota spalin byla určena ze vzorce:

$$t_{SP,OVZ}^{stř} = \frac{t_{sp,OVZ,in} - t_{sp,OVZ,out}}{2} = \frac{227,11 - 160}{2} = 193,55 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.19)$$

Fyzikální vlastnosti spalin byly určeny pro danou střední teplotu a obsah vody  $r_{H_2O} = 14,39 \text{ } \%$ :

- Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{SP} = 3,99 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
- Součinitel kinematické viskozity  $\nu_{SP} = 3,21 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
- Prandtlovo číslo  $Pr_{SP} = 0,67 \text{ [-]}$

Objemový průtok spalin skrze oblast OVZ:

$$M_{SP,OVZ}^{stř} = M_{SP} \cdot \frac{t_{SP,OVZ}^{stř} + 273,15}{273,15} = 2,63 \cdot \frac{193,55 + 273,15}{273,15} = 4,49 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (9.20)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP,OVZ}^{stř} = \frac{M_{SP,OVZ}^{stř}}{F_{SP}} = \frac{4,49}{0,45} = 9,98 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9.21)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_V \cdot b_V - D_{tr} \cdot n_{tr} \cdot l_e = 1,55 \cdot 0,8 - 0,05 \cdot 10 \cdot 1,55 = 0,45 \text{ m}^2 \quad (9.22)$$

Tabulka 20: Parametry vzduchu pro OVZ

Parametr	Hodnota	Střední hodnota	Jednotka	Značení
Teplota	In	80	°C	$T_{vz}$
	out	190		
Entalpie	In	385,82	kJ·kg <sup>-1</sup>	$i_{vz}$
	out	935,03		
Hmotnostní průtok		0,45	kg·s <sup>-1</sup>	$M_{vz,celkem}$
Součinitel tepelné vodivosti		$3,46 \cdot 10^{-2}$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	$\lambda_{vz}$
Kinematická viskozita		$27,13 \cdot 10^{-6}$	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	$\nu_{vz}$
Prandtlovo číslo		0,70	-	$Pr_{vz}$

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

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{vz,OVZ}^{stř} \cdot d_{tr}}{\nu_{vz}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{vz}^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{3,46 \cdot 10^{-2}}{0,05} \cdot \left( \frac{9,41 \cdot 0,05}{27,13 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,70^{0,4} \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1 = 33,79 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (9.23)$$

Koeficient  $c_t$ :

$$c_t = \left( \frac{t_{vz}^{stř} + 273,15}{T_z} \right)^{0,5} = \left( \frac{135 + 273,15}{437,34} \right)^{0,5} = 0,97 \quad (9.24)$$

Součinitele  $c_l$  a  $c_m$  jsou určeny dle [9].

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách:

$$T_z = \frac{t_{vz}^{stř} + t_{SP,OVZ}^{stř}}{2} + 273,15 = \frac{135 + 193,55}{2} + 273,15 = 437,43 \text{ K} \quad (9.25)$$

Střední rychlost proudění uvnitř trubky:

$$w_{vz}^{stř} = \frac{M_{vz}^{stř}}{F_{vz}} = \frac{2,46}{0,26} = 9,41 \frac{m}{s} \quad (9.26)$$

Průtočný průřez pro proudění vzduchu:

$$F_{vz} = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 10 \cdot 18 = 0,26 \text{ m}^2 \quad (9.27)$$

Objemový průtok vzduchu uvnitř trubek:

$$M_{vz}^{stř} = O_{VV,min} \cdot M_{vz,celkem} \cdot \frac{t_{vz}^{stř} + 273,15}{273,15} = 3,69 \cdot 0,45 \cdot \frac{135 + 273,15}{273,15} = 2,46 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.28)$$

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{SP}}{D_{tr}} \cdot \left( \frac{w_{SP,OVZ}^{stř} \cdot D_{tr}}{v_{SP}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{SP}^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,997 \cdot \frac{3,98 \cdot 10^{-2}}{0,05} \cdot \left( \frac{9,98 \cdot 0,05}{3,21 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,67^{0,33} = 73,54 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 9.29 )

Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  a součinitel opravy na uspořádání svazku  $C_s$  byly stanoveny dle [9] jako v předešlých případech. Součinitel opravy na počet řad  $C_z$  se rovná 1, jelikož počet řad je více než 10. součinitel na uspořádání svazku  $C_s$  byl určen ze vzorce:

$$C_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[ 1 + (2 \cdot 1,57 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,57}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,997$$

( 9.30 )

kde:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{tr}} = \frac{80}{51} = 1,57$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{tr}} = \frac{80}{51} = 1,57$$

( 9.31 )

Jelikož je teplota spalin v posledním tahu relativně nízká, je dle [9] možné součinitel přestupu sáláním zanedbat. Přestup tepla je tedy uvažován výhradně skrze konvekci a celkový součinitel přestupu tepla je dán vzorcem:

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_k \cdot \alpha_2}{\alpha_k + \alpha_2} = 0,85 \cdot \frac{73,54 \cdot 33,79}{73,54 + 33,79} = 19,98 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

( 9.32 )

Kde  $\xi$  je efektivita výměníku stanovená dle [9].

Pro určení celkové potřebné plochy je nejprve nutné určit střední logaritmičkový spád, pro protiproudé řešení ohříváku vzduchu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left( \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{37,11 - 80}{\ln \left( \frac{37,11}{80} \right)} = 55,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

( 9.33 )

Kde  $\Delta t_1$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin před vstupem do oblasti OVZ, tj. výstup z ekonomizéru E1 a teplotou vzduchu na výstupu ze svazku a  $\Delta t_2$  představuje rozdíl mezi teplotou spalin na výstupu z oblasti svazku a teplotou vzduchu na vstupu do svazku:

$$\Delta t_1 = t_{SP,E1,out} - t_{vz,OVZ,out} = 227,11 - 190 = 37,11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{SP,OVZ,out} - t_{vz,OVZ,in} = 160 - 80 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

( 9.34 )

Potřebný výkon ohříváku vzduchu byl určen z rozdílu entalpií na vstupu a výstupu ze svazku:

$$Q_{OVZ} = (i_{OVZ,out} - i_{OVZ,in}) \cdot M_v = (935,03 - 385,82) \cdot 0,45 = 244,95 \text{ kW}$$

( 9.35 )



Potřebná plocha pro tento výkon byla stanovena vyjádřením plochy z rovnice pro tepelný výkon:

$$S = \frac{Q_{OVZ} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{244,95 \cdot 1000}{19,98 \cdot 55,60} = 219,59 \text{ m}^2 \quad (9.36)$$

Počet řad trubek pro danou plochu:

$$n_{řad} = \frac{S}{\pi \cdot D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr}} = \frac{219,59}{\pi \cdot 0,05 \cdot 1,55 \cdot 10} = 88,42 \rightarrow \text{zvoleno } 90 \quad (9.37)$$

Toto množství řad bylo rozděleno na 5 svazků po 18 řadách.

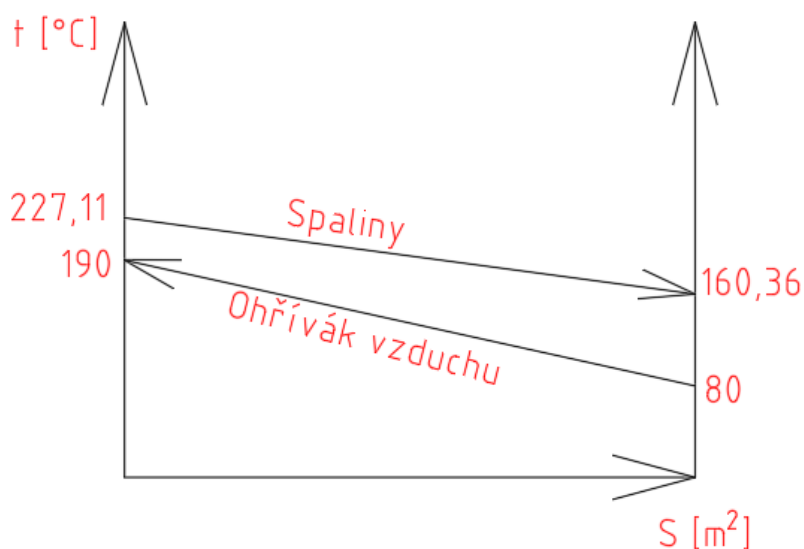
Skutečná plocha  $S_{skut} = 221,03 \text{ m}^2$  byla získána zpětným dosazením do rovnice (9.36). Této ploše odpovídá skutečný výkon  $Q_{OVZ,skut} = 249,33 \text{ kW}$ . Tento výkon se od požadovaného výkonu liší o 1,79 %.

### 9.2.2 Teplota spalin na výstupu z oblasti OVZ

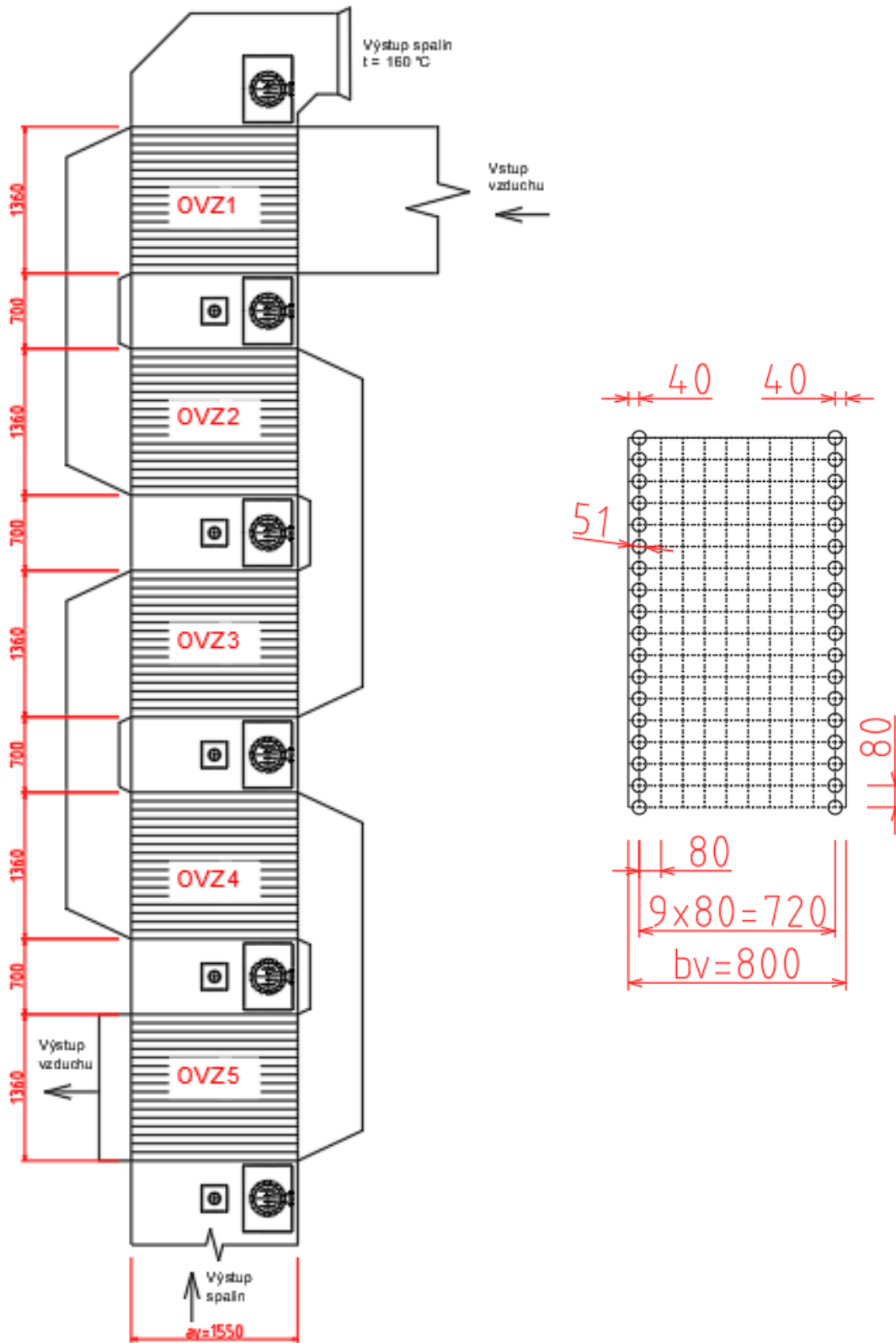
Odečtením tepelného výkonu od vstupní entalpie byla stanovena entalpie na výstupu z oblasti ohříváku vzduchu:

$$i_{SP,OVZ,out} = \frac{M_{pv} \cdot i_{SP,E1,out} - Q_{OVZ,skut}}{M_{pv}} = \frac{0,42 \cdot 1990,97 - 249,33}{0,42} = 1395,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (9.38)$$

Pro danou entalpii  $i_{SP,OVZ,out}$  byla z tabulky 4 pomocí lineární interpolace stanovena skutečná teplota na výstupu z oblasti ekonomizéru  $t_{SP,OVZ,out}^{skut} = 160,36 \text{ }^\circ\text{C}$ , která se liší od původně uvažované teploty o 0,36  $^\circ\text{C}$ . Výpočet je tedy dostatečně přesný. Tato teplota odpovídá i předpokládané teplotě spalin na výstupu z kotle a výpočet lze tedy považovat za správný.



Obrázek 22: Průběh teplot OVZ



Obrázek 23: Vizualizace OVZ – nalevo podélný řez, vpravo boční řez

## 10 Kontrola tepelné bilance

Pro ověření správnosti výpočtů je provedena kontrola tepelné bilance, která je založena na stanovení odchylky reálných výkonů od tepla přivedeného do kotle. Celkový výkon tepelných ploch je dán součtem všech teplosměnných ploch vyjma ohříváku vzduchu.

$$\begin{aligned} \sum Q_i &= Q_{oh} + Q_{II} + Q_{OB} + Q_{P2,o} + Q_{P3,o} + Q_{P1} + Q_{E3,E2} + Q_{E1} \\ \sum Q_i &= 2359,17 + 666,32 + 24,92 + 639,64 + 462,19 + 436,21 + 302,86 + 127,56 \\ \sum Q_i &= 5018,70 \text{ kW} \end{aligned} \quad (10.1)$$

Tepelná bilance je určena dle:

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_i}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} = 13406,37 \cdot 0,86 - \frac{5018,70}{0,42} \cdot \frac{100 - 3,23}{100} = -33,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (10.2)$$

kde:

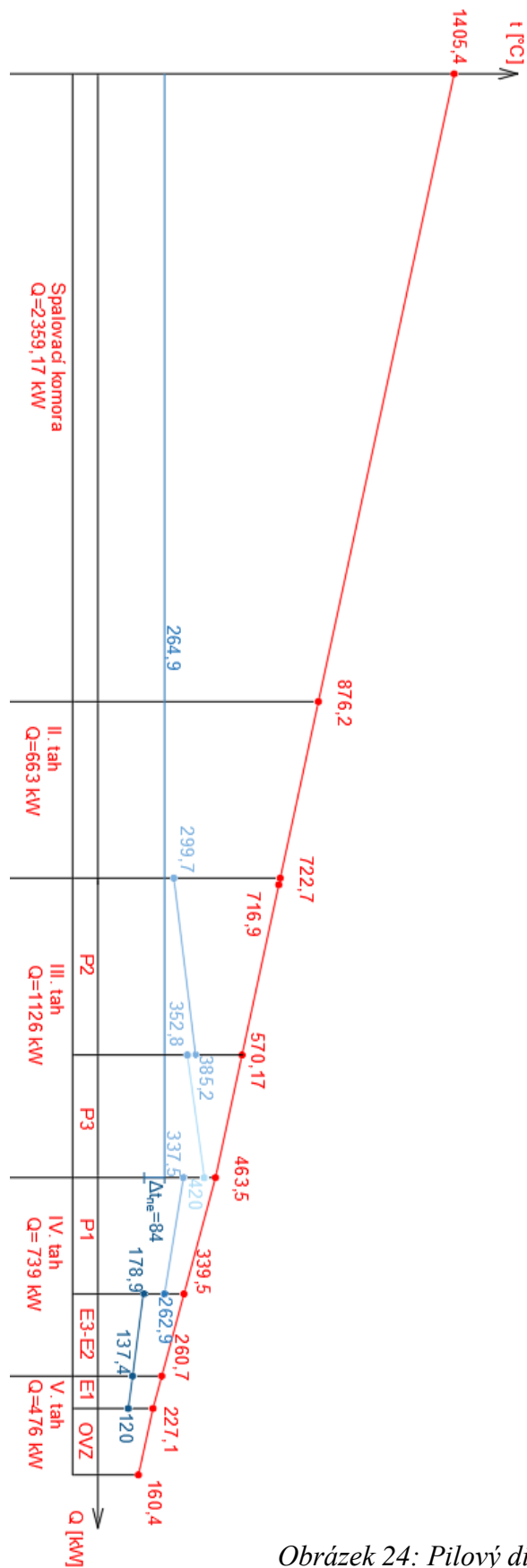
- $Q_p^p$  je teplo přivedené do kotle  $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$  z rovnice ( 3.1 )
- $\eta_k$  je účinnost kotle [-] z rovnice ( 3.13 )
- $M_{pv}$  je skutečné množství paliva  $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$  z rovnice ( 3.16 )
- $z_c$  je ztráta mechanickým nedopalem [%] z rovnice ( 3.5 )

Odchylka je dána vztahem:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-33,85}{13406,37} \cdot 100 = -0,25 \% \quad (10.3)$$

Výpočet lze dle [9] považovat za přesný, pokud odchylka nepřesáhne hodnotu 0,5 %. Tato podmínka je splněna. Proto lze návrh kotle považovat za dokončený.

### 10.1 Pilový diagram



Obrázek 24: Pilový diagram

## 11 Návrh bubnu

Návrh rozměrů bubnu byl proveden na základě podkladů ze cvičení, absolvovaného v rámci studia [12]. Dle těchto podkladů se volí vnější průměr bubnu  $D_B$ , který je vybrán podle hmotnostního průtoku párou. Pro kotle do  $10,0 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$  se volí vnější průměr  $D_B = 1200 \text{ mm}$ . Tloušťka stěny  $t_B = 60 \text{ mm}$  je zvolena podle tlakového rozsahu 40-60 bar.

Hodnota vnitřního průměru bubnu je:

$$d_B = D_B - 2 \cdot t_B = 1200 - 2 \cdot 60 = 1080 \text{ mm} \quad (11.1)$$

Minimální délka bubnu je určena v závislosti na zatížení bubnu. To se určí na základě tabulky 22 dle [12] pomocí lineární interpolace.

Tabulka 21: Zatížení kotle

Tlak [bar]	42,2	<b>49,2</b>	68,6
Zatížení [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	5,4	<b>5,81</b>	6,96

Zároveň pro zatížení platí vztah:

$$z_B = \frac{M_{pp}}{V} \quad (11.2)$$

kde:

- $M_{pp}$  je parní výkon kotle [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
- $V$  je objem vody v bubnu [ $\text{m}^3$ ]

Objem vody byl určen jako polovina celkového objemu bubnu:

$$V = \frac{\pi \cdot \frac{d_b^2}{4} \cdot l_b}{2} \quad (11.3)$$

Dosazením vztahu do vzorce ( 11.2 ) a vyjádřením minimální délky bubnu  $l_b$  vznikne vztah:

$$l_b = \frac{8 \cdot M_{pp}}{\pi \cdot d_b \cdot z} = \frac{8 \cdot 1,82}{\pi \cdot 1,08 \cdot 5,81} = 0,68 \text{ m} \quad (11.4)$$

Byla zvolena cyklonová vestavba namísto plechové. U této vestavby dochází k lepšímu odlučování páry. Dále byl zvolen průměr jednoho cyklonu  $D_{\text{cyklon}} = 310 \text{ mm}$ , jehož hmotnostní průtok byl určen obdobně jako v případě zatížení kotle pomocí lineární interpolace:

Tabulka 22: Hmotnostní průtok na jeden cyklon

Tlak [bar]	42,2	<b>49,2</b>	68,6
Průtok na jeden cyklon [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	1,17	<b>1,503</b>	1,58

Pro daný tepelný výkon  $M_{pp} = 1,82 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  byly tedy zvoleny dva cyklóny. Pro zachování určité vůle byla zvolena celková délka bubnu  $l_b = 720 \text{ mm}$ .

Skutečný objem bubnu je tedy:

$$V_{\text{skut}} = \pi \cdot \frac{d_b^2}{4} \cdot l_b = \pi \cdot \frac{1,08^2}{4} \cdot 0,72 = 0,66 \text{ m}^3 \quad (11.5)$$

Skutečné zatížení je tedy  $z_{\text{skut}} = 5,51 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$ , které je menší než mezní zatížení  $z_{\text{mezní}} = 6,79 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$ , které bylo opět určeno pomocí lineární interpolace z [12].

## 12 Kontrola chlorové koroze

Jak už bylo zmíněno v úvodu práce, dané palivo má vyšší podíl chlóru a vzniká tedy u něj zvýšené nebezpečí chlorové koroze. K té dochází při vysokých teplotách spalin a povrchu trubek. Největší nebezpečí tedy hrozí v oblasti spalovací komory a přehříváku P2 a P3. Teplota povrchu trubek je určena na základě vzorce:

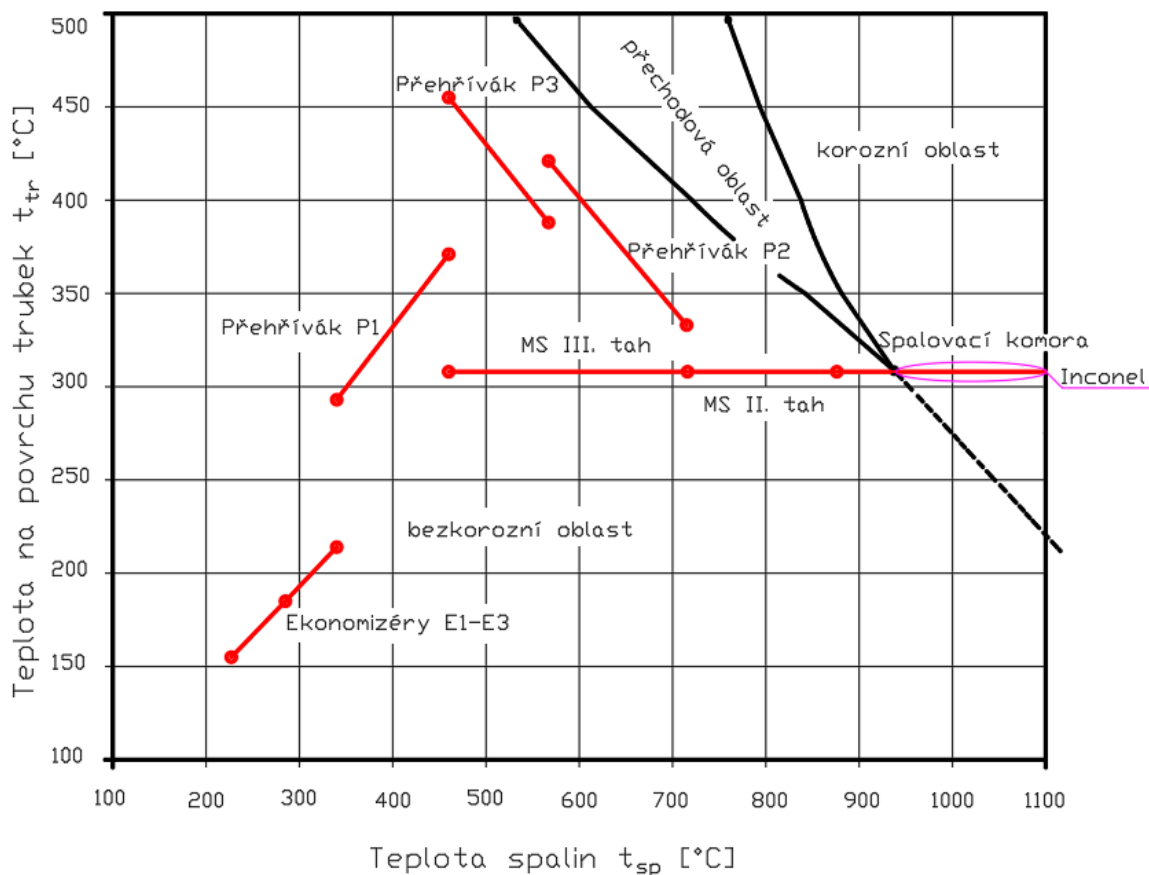
$$t_{tr} = t_{med} + \Delta t$$

( 12.1 )

kde:

- $t_{med}$  [°C] značí teplotu média uvnitř trubek
- $\Delta t$  je teplotní přírůstek jenž byl stanoven dle odborné konzultace 50 °C pro oblasti s primárním přenosem sáláním a 35 °C pro oblasti s primárním přenosem konvekcí

Průběh teplot na jednotlivých plochách v závislosti na teplotě spalin je vyjádřen na Flingern diagramu:



Obrázek 25: Flingern diagram

Z grafu je patrné, že většina oblastí se nachází mimo riziko koroze. Zvolená opatření jako předřazení přehříváku P2 před přehřívák P3 lze tedy považovat za efektivní. Při posunutí přehříváku P3 před P2 by jednoznačně došlo k posunutí výstupního přehříváku do přechodové oblasti. Ani využití protiproudého uspořádání u přehříváku P2 a P3 není možné. Jediná plocha vystavená korozi se nachází v části spalovací komory. V této oblasti kotle je tedy doporučeno využití pokovení korozivzdorným materiálem Inconel. Na druhou stranu většina spalovací komory je pokryta šamotovou vyzdívkou, a tak se jedná o část s výškou asi 3 metrů.

### 13 Hydraulický výpočet kotle

V rámci hydraulického výpočtu jsou ověřeny předpokládané tlakové ztráty stanovené v rámci kapitoly 5. Celková tlaková ztráta jednotlivých teplosměnných ploch se skládá z dílčích ztrát, které jsou závislé na: hydrostatickém tlaku, dynamickém tlaku, tlakové ztrátě způsobené třením a tlakové ztrátě vzniklé místními odpory. Jednotlivé ztráty jsou stanoveny na základě [13]. Vzorový výpočet je proveden pro přehřívák P2, jakožto první svazek. Pro ostatní svazky jsou hodnoty pouze zobrazené v tabulkách, jelikož postup výpočtu je identický.

#### 13.1 Výpočet tlakové ztráty pro přehřívák P2

První složkou tlakové ztráty je hydrostatický tlak. Jeho velikost se určí podle vzorce:

$$\Delta p_h = \rho_{p,stř} \cdot g \cdot h = 16,80 \cdot 9,81 \cdot 3,94 = 649,18 \text{ Pa} \quad (13.1)$$

kde:

- $\rho_{p,stř} [kg \cdot m^{-3}]$  je střední hustota páry procházející trubkami svazku, hodnota je určena na základě tabulky 10
- $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení
- $h [m]$  je výška teplosměnné plochy – odečtena z výkresu a zob. na obrázku 11

Další dílčí ztráta vzniká na základě dynamického tlaku dle vzorce:

$$\Delta p_d = \frac{w_{p,out}^2}{2} \cdot \rho_{p,out} - \frac{w_{p,in}^2}{2} \cdot \rho_{p,in} = \frac{18,40^2}{2} \cdot 15,05 - \frac{14,48^2}{2} \cdot 19,12 = 542,42 \text{ Pa} \quad (13.2)$$

kde:

- $\rho_{p,out}, \rho_{p,in} [kg \cdot m^{-3}]$  je výstupní, respektive vstupní hustota páry, hodnota je určena na základě tabulky 10
- $w_{p,out}, w_{p,in} [m \cdot s^{-1}]$  je výstupní, respektive vstupní rychlost páry ve výměníku, hodnota je určena na základě tabulky 10

Třením prouděním páry uvnitř výměníku vzniká další ztráta:

$$\Delta p_{tr} = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_{p,stř}^2}{2} \cdot \rho_{p,stř} = 0,0267 \cdot \frac{28,80}{0,03} \cdot \frac{16,49^2}{2} \cdot 16,80 = 117\,221,43 \text{ Pa} \quad (13.3)$$

kde:

- $\lambda_{tr} [-]$  je součinitel tření uvnitř trubek, určen dle [13] pomocí lineární interpolace

Tabulka 23: Hodnoty součinitele tření uvnitř kotlových trubek

Vnitřní průměr $d$ [mm]	23	<b>30</b>	32
Součinitel tření $\lambda_{tr} [-]$	0,0286	<b>0,0267</b>	0,0262

- $L [m]$  je celková délka potrubí

$$L = l_e \cdot n_{řad} = 0,80 \cdot 36 = 28,80 \text{ m} \quad (13.4)$$

- $d$  [m] je vnitřní průměr trubky
- $w_{p,stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost páry ve výměníku dle tabulky 10
- $\rho_{p,stř}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je střední hustota páry procházející trubkami svazku, hodnota je stejná jako ve vzorci ( 13.1 )

Poslední částí jsou ztráty vzniklé místními odpory:

$$\Delta p_{mo} = \xi_i \cdot \frac{w_{p,stř}^2}{2} \cdot \rho_{p,stř} = (\xi_{in} + \xi_{střed} + \xi_{out}) \cdot \frac{w_{p,stř}^2}{2} \cdot \rho_{p,stř} =$$

$$\Delta p_{mo} = (4 + 2,0 + 0,7) \cdot \frac{16,49^2}{2} \cdot 16,80 = 15\,301,27 \text{ Pa}$$

( 13.5 )

kde:

- $\xi_i$  [-] jsou součinitele místního odporu (dle [13] se uvažují na vstupu, pro trubky mezi vstupem a výstupem a na výstupu)
- $w_{p,stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost páry ve výměníku dle tabulky 10
- $\rho_{p,stř}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je střední hustota páry procházející trubkami svazku, hodnota je stejná jako ve vzorci ( 13.1 )

Celková tlaková ztráty je tedy dána součtem jednotlivých ztrát:

$$\Delta p_{P2} = \Delta p_h + \Delta p_d + \Delta p_{tr} + \Delta p_{mo} =$$

$$\Delta p_{P2} = 649,18 + 542,42 + 117\,221,43 + 15\,301,27 = 133\,714,30 \text{ Pa} = 133,71 \text{ kPa}$$

( 13.6 )

### 13.2 Výpočet tlakové ztráty pro přehřívák P3

Tabulka 24: Tlakové ztráty v přehříváku P3

Rozměr	Značení	Hodnota	Jednotka
Střední hustota páry	$\rho_{p,stř}$	14,68	$kg \cdot m^{-3}$
Vstupní hustota páry	$\rho_{p,in}$	16,10	$kg \cdot m^{-3}$
Výstupní hustota páry	$\rho_{p,out}$	13,49	$kg \cdot m^{-3}$
Střední rychlost páry	$w_{p,stř}$	15,45	$m \cdot s^{-1}$
Rychlost páry na vstupu	$w_{p,in}$	14,10	$m \cdot s^{-1}$
Rychlost páry na výstupu	$w_{p,out}$	16,82	$m \cdot s^{-1}$
Výška svazku	$h$	4,22	m
Délka trubek	$L$	36,80	m
Součinitel tření	$\lambda_{tr}$	0,0286	-
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$	4	-
Souč. místního odporu mezi vstup. a výst.	$\xi_{střed}$	2,4	-
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$	0,7	-
<b>Dílčí tlakové ztráty</b>			
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$	607,75	Pa
Dynamický tlak	$\Delta p_d$	309,66	Pa
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{tr}$	153 849,87	Pa
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{mo}$	12 443,3	Pa
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{P3}</math></b>	<b>167,21</b>	<b>kPa</b>



### 13.3 Výpočet tlakové ztráty pro přehřívák P1

Tabulka 25: Tlakové ztráty v přehříváku P1

Rozměr	Značení	Hodnota	Jednotka
Střední hustota páry	$\rho_{p, stř}$	20,34	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Vstupní hustota páry	$\rho_{p, in}$	24,92	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Výstupní hustota páry	$\rho_{p, out}$	17,32	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Střední rychlost páry	$w_{p, stř}$	14,69	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost páry na vstupu	$w_{p, in}$	11,99	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost páry na výstupu	$w_{p, out}$	17,25	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Výška svazku	$h$	6,98	m
Délka trubek	$L$	117,0	m
Součinitel tření	$\lambda_{tr}$	0,0286	-
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$	4	-
Souč. místního odporu mezi vstup. a výst.	$\xi_{střed}$	2,3	-
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$	0,7	-
<b>Dílčí tlakové ztráty</b>			
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$	1 392,99	Pa
Dynamický tlak	$\Delta p_d$	786,47	Pa
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{tr}$	457 409,8	Pa
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{mo}$	15 355,21	Pa
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{P1}</math></b>	<b>474,9</b>	<b>kPa</b>

### 13.4 Výpočet tlakové ztráty pro ekonomizéry E3 a E2

Tabulka 26: Tlakové ztráty v ekonomizérech E3 a E2

Rozměr	Značení	Hodnota	Jednotka
Střední hustota vody	$\rho_{v, stř}$	911,80	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Vstupní hustota vody	$\rho_{v, in}$	931,01	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Výstupní hustota vody	$\rho_{v, out}$	890,73	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Střední rychlost vody	$w_{v, stř}$	0,89	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost vody na vstupu	$w_{v, in}$	0,87	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost vody na výstupu	$w_{v, out}$	0,91	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Výška svazku	$h$	3,66	m
Délka trubek	$L$	140,4	m
Součinitel tření	$\lambda_{tr}$	0,0286	-
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$	4	-
Souč. místního odporu mezi vstup. a výst.	$\xi_{střed}$	2,5	-
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$	0,7	-
<b>Dílčí tlakové ztráty</b>			
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$	32 737,83	Pa
Dynamický tlak	$\Delta p_d$	16,10	Pa
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{tr}$	110 726	Pa
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{mo}$	2 617,13	Pa
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{E3, E2}</math></b>	<b>146,10</b>	<b>kPa</b>

### 13.5 Výpočet tlakové ztráty pro ekonomizér E1

Tabulka 27: Tlakové ztráty v ekonomizéru E1

Rozměr	Značení	Hodnota	Jednotka
Střední hustota vody	$\rho_{v, stř}$	938,64	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Vstupní hustota vody	$\rho_{v, in}$	945,65	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Výstupní hustota vody	$\rho_{v, out}$	930,92	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Střední rychlost vody	$w_{v, stř}$	0,868	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost vody na vstupu	$w_{v, in}$	0,86	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost vody na výstupu	$w_{v, out}$	0,87	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Výška svazku	h	1,84	m
Délka trubek	L	69,6	m
Součinitel tření	$\lambda_{tr}$	0,0286	-
Součinitel místního odporu na vstupu	$\xi_{in}$	4	-
Souč. místního odporu mezi vstup. a výst.	$\xi_{střed}$	2,2	-
Součinitel místního odporu na výstupu	$\xi_{out}$	0,7	-
<b>Dílčí tlakové ztráty</b>			
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$	16 938,67	Pa
Dynamický tlak	$\Delta p_d$	5,55	Pa
Tlaková ztráta třením	$\Delta p_{tr}$	53 333,38	Pa
Tlaková ztráta místními odpory	$\Delta p_{mo}$	2 436,97	Pa
<b>Celková ztráta</b>	<b><math>\Delta p_{E1}</math></b>	<b>72,71</b>	<b>kPa</b>

### 13.6 Celková hydraulická ztráta

Celková hydraulická ztráta kotle je dána součtem dílčích ztrát:

$$\Delta p_h = \Delta p_{P2} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{E3, E2} + \Delta p_{E1}$$

$$\Delta p_h = 133,71 + 167,21 + 474,9 + 146,10 + 72,71 = 994,63 \text{ kPa}$$

( 13.7 )

Na základě tohoto výpočtu byly upraveny tlakové ztráty jednotlivých teplosměnných ploch ve výpočtu kotle. Předpokládané ztráty byly při výpočtu zaokrouhleny na stranu bezpečnou.

## 14 Aerodynamický výpočet

Cílem aerodynamického výpočtu je určení odporů (tlakových ztrát) při proudění spalovacího vzduch a spalin skrze jednotlivé části kotle. Na základě znalostí těchto ztrát je následně možné určit vzduchové a sací ventilátory. Ztráty na straně spalin obecně vznikají třením, změnou směru proudění, místními odpory a vztlakem. Celková tlaková ztráta spalin byla stanovena součtem ztrát v jednotlivých tazích. Ty byly získány výpočtem dílčích ztrát. Byly použity vzorce dle [13], pokud není specifikováno jinak.

Nejprve je stanovena hustota spalin a koncentrace popílku ve spalinách, neboť to jsou hodnoty, které vstupují téměř do všech vzorců:

$$\rho_{SP} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{VZ,min}} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar}}{O_{VZ,min}}$$

$$\rho_{SP} = \frac{0,68 \cdot 1,98 + 0,001 \cdot 2,93 + 2,84 \cdot 1,25 + 0,87 \cdot 0,81 + 0,03 \cdot 1,78}{3,69} = 1,28 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (14.1)$$

kde:

- $O_i$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ] jsou objemy jednotlivých složek ve spalinách viz kapitola 2: Stechiometrické výpočty
- $\rho_i$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] jsou hustoty jednotlivých složek určených dle [14]
- $O_{VZ,min}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je minimální objem vlhkého vzduchu z rovnice ( 2.5 )

Koncentrace popílku:

$$C = \frac{\mu \cdot O_{SP}}{1000} = \frac{2,55 \cdot 6,27}{1000} = 0,02 \text{ kg} \cdot \text{kg}_{SP}^{-1} \quad (14.2)$$

kde:

- $\mu$  [ $\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je koncentrace popílku ve spalinách z rovnice ( 2.19 )
- $O_{SP}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je množství vlhkých spalin při přebytku vzduchu  $\alpha = 1,5$  ( 2.14 )

### 14.1 Tlakové ztráty v I. tahu

Celková ztráta v I. tahu je dána ztrátou třením v průtočném kanálu, místními ztrátami a tlakovou ztrátou vzniklou vztlakem.

#### 14.1.1 Ztráta třením v I. tahu

Tlaková ztráta třením je závislá na součiniteli tření, který se určí na základě Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4,0 \cdot 1,84}{20,19 \cdot 10^{-5}} = 36\,491,55 \quad (14.3)$$

Vzorec pro součinitel tření je vybrán dle [13]:

- Pro laminární proudění  $Re < 2\,300$  platí vztah:  $\lambda_{tr} = 64 \cdot (Re)^{-1}$
- Pro  $4 \cdot 10^3 < Re < 10^5$  je použit vztah Blasiusův:  $\lambda_{tr} = 0,316 \cdot (Re)^{-0,25}$
- Pro  $Re > 10^5$  je použit vztah Jakimonův:  $\lambda_{tr} = 0,857 \cdot \log(Re)^{-2,4}$

Součinitel tření je tedy vypočten podle vztahu:

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot (Re)^{-0,25} = 0,316 \cdot (36\,491,55)^{-0,25} = 0,023 \quad (14.4)$$

Tlaková ztráta třením je určena ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} =$$

$$\Delta p_t = 0,023 \cdot \frac{14,78}{1,84} \cdot 0,25 \cdot \frac{4,0^2}{2} \left( \frac{1140,70 + 273,15}{262,94 + 50 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,60 \text{ Pa}$$

( 14.5 )

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu – v tomto případě výška spalovací komory
- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (a_{oh} \cdot b_{oh})}{2 \cdot (a_{oh} + b_{oh})} = \frac{2 \cdot (1,89 \cdot 1,8)}{(1,89 + 1,8)} = 1,84 \text{ m}$$

( 14.6 )

- $w_{SP}^{stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve spalovací komoře, která byla určena v kapitole 4 (rovnice ( 5.6 ))
- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}C$ ] je střední teplota spalin ve spalovací komoře dle rovnice ( 5.9 )
- $t_{tr}$  [ $^{\circ}C$ ] je teplota povrchu trubek membránové stěny – teplota ve výparníku a přídavek pro sálové složky  $50^{\circ}C$
- $\rho$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP}^{stř}$  určena ze vztahu:

$$\rho = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{T_{SP}^{stř}} = 1,28 \cdot \frac{273,15}{1140,70 + 273,15} = 0,25 \text{ kg} \cdot m^{-3}$$

( 14.7 )

#### 14.1.2 Místní ztráty v I. tahu

Celková místní ztráta je dána součtem jednotlivých ztrát:

$$\Delta p_{mz} = \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = \xi_1 \cdot \frac{w_{SP,sk}^2}{2} \cdot \rho_{SP,sk} + (\xi_2 + \xi_3 + \xi_4) \cdot \frac{w_{SP,ok}^2}{2} \cdot \rho_{SP,ok}$$

$$\Delta p_{mz} = 0,05 \cdot \frac{4,0^2}{2} \cdot 0,25 + (0,29 + 0,05 + 1,8) \cdot \frac{7,0^2}{2} \cdot 0,30 = 16,03 \text{ Pa}$$

( 14.8 )

kde:

- $\xi_1$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti přívodu sekundárního vzduchu
- $\xi_2$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z I. tahu do okna
- $\xi_3$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti vstupu do II. tahu z okna
- $\xi_4$  [–] je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z I. do II. tahu:

$$\xi_4 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8$$

( 14.9 )

- $x_2$  [–] je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o  $180^{\circ}$

- $w_{SP,sk}$ , resp.  $w_{SP,ok}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je rychlost spalin ve spalovací komoře stejná jako v rovnici ( 14.6 ), resp. ve výstupním okně zvolená v kapitole 5
- $\rho_{SP,sk}$ , resp.  $\rho_{SP,ok}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin ve spalovací komoře, resp. ve výstupním okně – obě hustoty jsou určeny obdobně jako ve vzorci ( 14.7 )

### 14.1.3 Vztlaková ztráta v I. tahu

Ztráta vztlakem vniká v případě, pokud působí proti směru proudění spalin. Je dána vztahem:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{t_{sp}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g =$$

$$\Delta p_{vz} = 14,79 \cdot \left( 1,19 - 1,28 \cdot \frac{273,15}{1140,70 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = 136,44 \text{ Pa}$$

( 14.10 )

kde:

- $z$  [m] je rozdíl vertikálních vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – v tomto případě se rovná výšce spalovací komory
- $\rho_{vz}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20$  °C
- $\rho_{sp}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin z rovnice ( 14.1 )
- $t_{sp}^{stř}$  [°C] je střední teplota spalin ve spalovací komoře dle rovnice ( 5.9 )
- $g$  [m·s<sup>-2</sup>] je tíhové zrychlení

### 14.1.4 Celková tlaková ztráta I. tahu

Celková ztráta pro čisté prostředí je dána součtem dílčích ztrát:

$$\Delta p_I = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_{vz} = 0,60 + 16,03 + 136,44 = 153,07 \text{ Pa}$$

( 14.11 )

U spalin a plynů obsahujících popílek nebo jiný prach o koncentraci  $C$  se tlakové ztráta pro čisté prostředí přepočítává na skutečnou ztrátu dle:

$$\Delta p_{I,skut} = \Delta p_I \cdot (1 + C) = 153,07 \cdot (1 + 0,02) = 155,52 \text{ Pa}$$

( 14.12 )

## 14.2 Tlakové ztráty ve II. tahu

Celková tlaková ztráta ve II. tahu se skládá z třech ztrát ve II. tahu, z místních ztrát při změně směru proudění mezi II. a III. tahem a z tlakové ztráty vzniklé vztlakem.

### 14.2.1 Ztráta třením ve II. tahu

Ztráta třením ve II. tahu je určena dle stejného postupu jako v případě I. tahu. Nejprve bylo určeno Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{7,07 \cdot 1,12}{13,36 \cdot 10^{-5}} = 59\,128,92$$

( 14.13 )

Součinitel tření je vypočten podle Blasiova vztahu, jelikož  $Re < 10^5$ :

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot (Re)^{-0,25} = 0,316 \cdot (59\,128,92)^{-0,25} = 0,020$$

( 14.14 )

Tlaková ztráta třením je určena ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{sp}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{sp}^{stř}}{t_{tr}} \right)^{0,583} =$$

$$\Delta p_t = 0,020 \cdot \frac{9,2}{1,12} \cdot 0,33 \cdot \frac{7,07^2}{2} \cdot \left( \frac{799,45 + 273,15}{262,94 + 50 + 273,15} \right)^{0,583} = 1,93 \text{ Pa}$$

( 14.15 )

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu II. tahu – shodná s výškou II. tahu
- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu – rovnice ( 6.14 )
- $w_{SP}^{stř}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve II. tahu – rovnice ( 6.4 )
- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}C$ ] je střední teplota spalin ve II. tahu dle rovnice ( 6.1 )
- $t_{tr}$  [ $^{\circ}C$ ] je teplota povrchu trubek membránové stěny – stejná jako při výpočtu ztráty třením v I. tahu – rovnice ( 14.5 )
- $\rho$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP}^{stř}$  určena podle vztahu ( 14.7 )

#### 14.2.2 Místní ztráta ve II. tahu

Celková místní ztráta je dána součtem jednotlivých ztrát:

$$\Delta p_{mz} = \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{w_{SP,ok}^2}{2} \cdot \rho_{SP,II,out}$$

$$\Delta p_{mz} = (0,05 + 1,8) \cdot \frac{8,5^2}{2} \cdot 0,35 = 23,44 Pa$$

( 14.16 )

kde:

- $\xi_1$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z II. tahu do obrátové komory
- $\xi_2$  [–] je ztrátový součinitel změny směru proudění v obrátové komoře mezi II. a III. tahem:

$$\xi_4 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8$$

( 14.17 )

- $x_2$  [–] je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o  $180^{\circ}$

- $w_{SP}$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] je rychlost spalin ve výstupním okně z II.tahu zvolená v kapitole 6
- $\rho_{SP}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin ve výstupním okně z II.tahu určena podle vztahu ( 14.7 ) pro teplotu spalin na konci II. tahu

#### 14.2.3 Vztlak II. tahu

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g =$$

$$\Delta p_{vz} = -9,20 \cdot \left( 1,19 - 1,28 \cdot \frac{273,15}{722,2 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = -75,57 Pa$$

( 14.18 )

kde:

- $z$  [m] je rozdíl vertikálních vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – souhlasí s výškou II. tahu
- $\rho_{VZ}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20^{\circ}C$
- $\rho_{SP}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota spalin z rovnice ( 14.1 )
- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}C$ ] je střední teplota spalin v II. tahu
- $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] je tíhové zrychlení

**14.2.4 Celková ztráta spalin ve II. tahu**

Celková ztráta byla opět určena součtem dílčích ztrát a následně byla upravena dle typu prostředí:

$$\Delta p_{II} = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_{vz} = 1,93 + 23,44 - 75,57 = -50,20 \text{ Pa} \quad (14.19)$$

$$\Delta p_{II,skut} = \Delta p_{II} \cdot (1 + C) = -50,20 \cdot (1 + 0,02) = -51,0 \text{ Pa} \quad (14.20)$$

**14.3 Tlakové ztráty ve III. tahu**

U ztrát spalin ve III. tahu se kromě výše zmíněných ztrát objevuje ještě ztráta způsobená prouděním spalin okolo svazků přehříváku P2 a P3. Začátek výpočtu probíhal stejně jako v předchozích tazích.

**14.3.1 Ztráta třením ve III. tahu**

Nejprve bylo určeno Reynoldsovo číslo pro určení vzorce na součinitel tření:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{6,54 \cdot 1,20}{9,28 \cdot 10^{-5}} = 84\,534,75 \quad (14.21)$$

Součinitel tření je určen podle Blaisova vztahu, jelikož  $Re < 10^5$ :

$$\lambda_{tr} = 0,316 \cdot (Re)^{-0,25} = 0,316 \cdot (84\,534,75)^{-0,25} = 0,018 \quad (14.22)$$

Tlaková ztráta třením je určena ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} =$$

$$\Delta p_t = 0,018 \cdot \frac{9,29}{1,20} \cdot 0,40 \cdot \frac{6,54^2}{2} \cdot \left( \frac{590,19 + 273,15}{359,86 + 273,15 + 35} \right)^{0,583} = 1,44 \text{ Pa} \quad (14.23)$$

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu III. tahu – hodnota určena z výkresu
- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu určen jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{2 \cdot (a_{III} \cdot b_{III})}{a_{III} + b_{III}} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 1,8}{0,9 + 1,8} = 1,2 \text{ m} \quad (14.24)$$

- $w_{SP}^{stř}$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve III. tahu
- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] je střední teplota spalin ve III. tahu určena z teploty spalin na vstupu do oblasti přehříváku P2 a teploty spalin na výstupu z oblasti přehříváku P3
- $t_{tr}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] je střední teplota povrchu trubek ve III. tahu – určena jako průměr trubek P2 a P3
- $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je hustota spalin – určena podle vztahu ( 14.7 ) pro teplotu spalin  $t_{SP}^{stř}$

### 14.3.2 Místní ztráty ve III. tahu

Hustota spalin na konci III. tahu pro teplotu  $t_{SP,III,out} = 463,89 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_{SP,III,out} = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,III,out} + 273,15} = 1,28 \cdot \frac{273,15}{463,89 + 273,15} = 0,47 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (14.25)$$

Rychlost spalin na konci III. tahu  $w_{SP}$  je určena dle:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP,III,out} + 273,15}{273,15} \right)}{a_{stř} \cdot b_{stř}} = \frac{2,63 \cdot \left( \frac{463,89 + 273,15}{273,15} \right)}{0,90 \cdot 1,3} = 6,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.26)$$

Rozměry  $a_{stř}$ ,  $b_{stř}$  [m] jsou střední rozměry v oblasti přechodového kanálu mezi třetím a čtvrtým tahem

Celková místní ztráta je dána součtem jednotlivých ztrát:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mz} &= \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP,III,out} \\ \Delta p_{mz} &= (0,1 + 0,7 + 1,8) \cdot \frac{6,06^2}{2} \cdot 0,47 = 22,58 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (14.27)$$

kde:

- $\xi_1$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z III. tahu do převáděcího kanálu
- $\xi_2$  [–] je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z převáděcího kanálu do IV. tahu
- $\xi_3$  [–] je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z III. do IV. tahu:

$$\xi_4 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8$$

(14.28)

- $x_2$  [–] je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o  $180^\circ$



### 14.3.3 Místní ztráty obtékáním svazku P2

$$\Delta p_2 = \Delta p \cdot x \cdot n_{\text{řad}} = 9,97 \cdot 0,5 \cdot 36 = 179,42 \text{ Pa}$$

( 14.29 )

kde:

- $x$  [-] respektuje vliv uspořádání trubek a Reynoldsovo číslo – hodnota odečtena z grafu [13]
- $n_{\text{řad}}$  [-] je počet řad z tabulky 9
- $\Delta p$  [Pa] je závislé na rychlosti spalin, střední teplotě proudu spalin a teplotě trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP,P2} \cdot \left( \frac{t_{SP} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{6,55^2}{2} \cdot 0,38 \cdot \left( \frac{643,55 + 273,15}{342,44 + 35 + 273,15} \right)^{0,583} = 9,97 \text{ Pa}$$

( 14.30 )

- $\rho_{SP,P2}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP}^{stř}$  – byla stanovena v kapitole 7
- $w_{SP,P2}$  [m·s<sup>-1</sup>] je střední rychlost spalin v oblasti přehříváku P2

### 14.3.4 Místní ztráty obtékáním svazku P3

$$\Delta p_3 = \Delta p \cdot x \cdot n_{\text{řad}} = 10,18 \cdot 0,6 \cdot 46 = 280,89 \text{ Pa}$$

kde:

- $x$  [-] hodnota odečtena z grafu [13]
- $n_{\text{řad}}$  [-] je počet řad z tabulky tabulky 11
- $\Delta p$  [Pa] je vypočteno podobně jako u přehříváku P2:

$$\Delta p = \frac{w_{SP,P3}^2}{2} \cdot \rho_{SP,P3} \cdot \left( \frac{t_{SP} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{6,54^2}{2} \cdot 0,44 \cdot \left( \frac{516,82 + 273,15}{386,39 + 35 + 273,15} \right)^{0,583} = 10,18 \text{ Pa}$$

- $\rho_{SP,P3}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP}^{stř}$  - byla stanovena v kapitole 7
- $w_{SP,P3}$  [m·s<sup>-1</sup>] je střední rychlost spalin v oblasti přehříváku P3

### 14.3.5 Vztlak III. tahu

Ztráta vztlakem vniká v případě, pokud působí proti směru proudění spalin. Je dána vztahem:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{stř} + 273,15} \right) \cdot g =$$

$$\Delta p_{vz} = 9,29 \cdot \left( 1,19 - 1,28 \cdot \frac{273,15}{590,19 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = 71,43 \text{ Pa}$$

kde:

- $z$  [m] je rozdíl vertikálních vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – v tomto případě totožný s výškou III. tahu
- $\rho_{VZ}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20$  °C
- $\rho_{SP}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin z rovnice ( 14.1 )
- $t_{SP}^{stř}$  je střední teplota spalin ve III. tahu
- $g$  [m·s<sup>-2</sup>] je tíhové zrychlení

### 14.3.6 Celková ztráta spalin ve III. tahu

Celková ztráta byla opět určena součtem dílčích ztrát a následně byla upravena dle typu prostředí:

$$\Delta p_{III} = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_{vz} = 1,44 + 22,58 + 179,42 + 281,89 + 71,43$$

$$\Delta p_{III} = 555,76 \text{ Pa}$$

( 14.31 )

$$\Delta p_{III,skut} = \Delta p_{III} \cdot (1 + C) = 555,76 \cdot (1 + 0,02) = 564,66 \text{ Pa}$$

( 14.32 )

### 14.4 Tlakové ztráty ve IV. tahu

Tlaková ztráta na straně spalin ve čtvrtém tahu je vytvářena opět ztrátami třením, místními ztrátami způsobenými změnou průřezu a směru proudění a vzlakem. Dále zde vznikají ztráty proudění spalin okolo přehříváku P1 a ekonomizéru E3 a E2.

#### 14.4.1 Ztráta třením ve IV. tahu

Nejprve bylo určeno Reynoldsovo číslo pro určení vzorce na součinitel tření:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{6,0 \cdot 1,13}{5,50 \cdot 10^{-5}} = 122\,701,99$$

( 14.33 )

Součinitel tření je určen podle Jakimonova vztahu, protože hodnota Reynoldsova čísla překročila hranici  $10^5$ :

$$\lambda_{tr} = 0,857 \cdot (\log(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (122\,701,99)^{-2,4} = 0,017$$

( 14.34 )

Tlaková ztráta třením je určena ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř^2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} =$$

$$\Delta p_t = 0,017 \cdot \frac{11,84}{1,13} \cdot 0,55 \cdot \frac{6,00^2}{2} \cdot \left( \frac{362,10 + 273,15}{237,46 + 273,15 + 35} \right)^{0,583} = 1,96 \text{ Pa}$$

( 14.35 )

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu IV. tahu – hodnota určena z výkresu
- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu určen jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{2 \cdot (a_{IV} \cdot b_{IV})}{a_{IV} + b_{IV}} = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 0,8}{1,8 + 0,8} = 1,13 \text{ m}$$

( 14.36 )

- $w_{SP}^{stř}$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] je střední rychlost spalin ve IV. tahu
- $t_{SP}^{stř}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] je střední teplota spalin ve IV. tahu
- $t_{tr}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] je střední teplota povrchu trubek ve IV. tahu
- $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] je hustota určena podle vztahu ( 14.7 ) pro teplotu spalin  $t_{SP}^{stř}$

#### 14.4.2 Místní ztráty ve IV. tahu

Hustota spalin na konci tahu pro teplotu  $t_{SP,IV,out} = 259,28 \text{ °C}$ :

$$\rho_{SP,IV,out} = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,IV,out} + 273,15} = 1,28 \cdot \frac{273,15}{260,74 + 273,15} = 0,65 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (14.37)$$

Rychlost spalin v obratové komoře mezi IV. a V. tahem  $w_{SP}$  je určena dle:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP,IV,out} + 273,15}{273,15} \right)}{a_{min} \cdot b_{IV}} = \frac{2,63 \cdot \left( \frac{260,74 + 273,15}{273,15} \right)}{1,06 \cdot 0,8} = 6,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.38)$$

Rozměr  $a_{min}$  představuje rozměr mezi šikmou stěnou výsypky a zadní stěnou IV. tahu. Celková místní ztráta je dána součtem jednotlivých ztrát:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mz} &= \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3) \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP,IV,out} \\ \Delta p_{mz} &= (0,25 + 0,25 + 1,8) \cdot \frac{6,05^2}{2} \cdot 0,65 = 27,04 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (14.39)$$

kde:

- $\xi_1 [-]$  je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu ze IV. tahu do obratové komory
- $\xi_2 [-]$  je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z obratové komory do IV. tahu
- $\xi_3 [-]$  je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z III. do IV. tahu:

$$\xi_4 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8$$

(14.40)

- $x_2 [-]$  je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o  $180^\circ$

#### 14.4.3 Místní ztráty obtékáním svazku P1

$$\Delta p_1 = \Delta p \cdot x \cdot n_{\text{řad}} = 12,22 \cdot 0,45 \cdot 65 = 357,49 \text{ Pa}$$

( 14.41 )

kde:

- $x [-]$  hodnota odečtena z grafu [13]
- $n_{\text{řad}} [-]$  je počet řad z tabulky 13
- $\Delta p [\text{Pa}]$  je určené jako v předchozích případech:

$$\Delta p = \frac{w_{SP,P1}^2}{2} \cdot \rho_{SP,P1} \cdot \left( \frac{t_{SP,P1}^{\text{stř}} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{6,67^2}{2} \cdot 0,52 \cdot \left( \frac{401,84 + 273,15}{300,21 + 35 + 273,15} \right)^{0,583} = 12,22 \text{ Pa}$$

( 14.42 )

- $\rho_{SP,P1} [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP,P1}^{\text{stř}}$ , která byla určena v kapitole 8
- $w_{SP,P1} [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$  je střední rychlost spalin v oblasti přehříváku P1

#### 14.4.4 Místní ztráty obtékáním svazků E3, E2

$$\Delta p_{E3,E2} = \Delta p \cdot x \cdot n_{\text{řad}} = 9,75 \cdot 0,6 \cdot 39 = 228,10 \text{ Pa}$$

( 14.43 )

kde:

- $x [-]$  hodnota odečtena z grafu [13]
- $n_{\text{řad}} [-]$  je počet řad z tabulky 15
- $\Delta p [\text{Pa}]$  je určené jako v předchozích případech:

$$\Delta p = \frac{w_{SP,E2,E3}^2}{2} \cdot \rho_{SP,E3,E2} \cdot \left( \frac{t_{SP,E3,E2}^{\text{stř}} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{5,33^2}{2} \cdot 0,61 \cdot \left( \frac{300,135 + 273,15}{158,19 + 35 + 273,15} \right)^{0,583} = 9,75 \text{ Pa}$$

( 14.44 )

- $\rho_{SP,E3,E2} [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  je hustota spalin pro teplotu  $t_{SP,E3,E2}^{\text{stř}}$ , která byla určena v kapitole 8
- $w_{SP,E2,E3} [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$  je střední rychlost spalin v oblasti ekonomizérů ve IV. tahu

#### 14.4.5 Vztlak IV. tahu

Ztráta vztlakem vniká v případě, pokud působí proti směru proudění spalin. Je dána vztahem:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{\text{stř}} + 273,15} \right) \cdot g =$$

$$\Delta p_{vz} = -11,84 \cdot \left( 1,19 - 1,28 \cdot \frac{273,15}{362,10 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = -74,13 \text{ Pa}$$

( 14.45 )

kde:

- $z [\text{m}]$  je rozdíl vzdáleností středů počátečního a koneč. průřezu – výška IV. tahu
- $\rho_{VZ} [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\rho_{SP} [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$  je hustota spalin z rovnice ( 14.1 )
- $t_{SP}^{\text{stř}} [^\circ\text{C}]$  je střední teplota spalin v II. tahu
- $g [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$  je tíhové zrychlení

**14.4.6 Celková ztráta spalín ve IV. tahu**

Celková ztráta byla opět určena součtem dílčích ztrát a následně byla upravena dle typu prostředí:

$$\Delta p_{III} = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_{vz} = 1,96 + 27,04 + 357,47 + 228,10 - 74,13$$

$$\Delta p_{III} = 540,43 \text{ Pa}$$

( 14.46 )

$$\Delta p_{III,skut} = \Delta p_{III} \cdot (1 + C) = 540,43 \cdot (1 + 0,02) = 549,08 \text{ Pa}$$

( 14.47 )

**14.5 Tlakové ztráty v V. tahu**

V poslední tahu jsou tlakové ztráty určeny jako v předchozích tazích.

**14.5.1 Ztráta třením ve V. tahu**

Nejprve bylo určeno Reynoldsovo číslo pro určení vzorce na součinitel tření:

$$Re = \frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} = \frac{7,92 \cdot 1,06}{3,42 \cdot 10^{-5}} = 244\,714$$

( 14.48 )

Součinitel tření je určen podle Jakimonova vztahu:

$$\lambda_{tr} = 0,857 \cdot (\log(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (244\,714)^{-2,4} = 0,015$$

( 14.49 )

Tlaková ztráta třením je určena ze vztahu:

$$\Delta p_t = \lambda_{tr} \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w_{SP}^{stř2}}{2} \cdot \left( \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583} =$$

$$\Delta p_t = 0,015 \cdot \frac{12,4}{1,06} \cdot 0,72 \cdot \frac{7,91^2}{2} \cdot \left( \frac{210,37 + 273,15}{131,86 + 273,15 + 35} \right)^{0,583} = 4,23 \text{ Pa}$$

( 14.50 )

kde:

- $L$  [m] je délka kanálu V. tahu – hodnota určena z výkresu
- $d_e$  [m] je ekvivalentní průměr kanálu je určen jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{2 \cdot (a_V \cdot b_V)}{a_V + b_V} = \frac{2 \cdot 1,55 \cdot 0,8}{1,55 + 0,8} = 1,06 \text{ m}$$

- $w_{SP}^{stř}$  [m·s<sup>-1</sup>] je střední rychlost spalín ve V. tahu
- $t_{SP}^{stř}$  [°C] je střední teplota spalín ve V. tahu
- $t_{tr}$  [°C] je střední teplota povrchu trubek ve V. tahu
- $\rho$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota určena podle vztahu ( 14.7 ) pro teplotu spalín  $t_{SP}^{stř}$

### 14.5.2 Místní ztráty v V. tahu

Hustota spalin na konci tahu pro teplotu  $t_{SP,V,out} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_{SP,IV,out} = \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,IV,out} + 273,15} = 1,28 \cdot \frac{273,15}{160 + 273,15} = 0,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (14.51)$$

Rychlost spalin na konci V. tahu  $w_{SP}$  je určena dle:

$$w_{SP} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{t_{SP,V,out} + 273,15}{273,15} \right)}{a_{V,out} \cdot b_V} = \frac{2,63 \cdot \left( \frac{160 + 273,15}{273,15} \right)}{1,06 \cdot 0,8} = 4,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.52)$$

Celková místní ztráta je dána součtem jednotlivých ztrát:

$$\Delta p_{mz} = \sum \xi \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho = (\xi_1 + \xi_2) \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP,V,out}$$

$$\Delta p_{mz} = (0,25 + 0,5) \cdot \frac{4,91^2}{2} \cdot 0,81 = 11,49 \text{ Pa} \quad (14.53)$$

kde:

- $\xi_1 [-]$  je ztrátový součinitel změny průřezu v oblasti výstupu z V. tahu do výstupu z kotle
- $\xi_2 [-]$  je ztrátový součinitel změny směru proudění v přechodu z V. tahu do výstupu z kotle

$$\xi_4 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,5 = ,6$$

(14.54)

- $x_2 [-]$  je součinitel pro ostré koleno pro změnu směru o  $90^\circ$

**14.5.3 Místní ztráty obtékáním svazku E1**

$$\Delta p_{E1} = \Delta p \cdot x \cdot n_{\text{řad}} = 12,77 \cdot 0,6 \cdot 24 = 183,91 \text{ Pa}$$

( 14.55 )

kde:

- $x [-]$  hodnota odečtena z grafu [13]
- $n_{\text{řad}} [-]$  je počet řad z tabulky 17
- $\Delta p$  [Pa] je určené jako v předchozích případech:

$$\Delta p = \frac{w_{SP,E1}^2}{2} \cdot \rho_{SP,E1} \cdot \left( \frac{t_{SP,E1}^{\text{stř}} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{5,85^2}{2} \cdot 0,68 \cdot \left( \frac{243,92 + 273,15}{128,72 + 35 + 273,15} \right)^{0,583} = 12,77 \text{ Pa}$$

( 14.56 )

- $\rho_{SP,E1}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin určena pro teplotu  $t_{SP,E1}^{\text{stř}}$  dle vztahu ( 14.7 )
- $w_{SP,E1}$  [m·s<sup>-1</sup>] je střední rychlost spalin v oblasti ekonomizéru E1

**14.5.4 Místní ztráty obtékáním svazku OVZ**

$$\Delta p_3 = \Delta p \cdot x \cdot n_{\text{řad}} = 38,43 \cdot 0,4 \cdot 90 = 1383,24 \text{ Pa}$$

( 14.57 )

kde:

- $x [-]$  hodnota odečtena z grafu [13]
- $n_{\text{řad}} [-]$  je počet řad z tabulky 19
- $\Delta p$  [Pa] je určené jako v předchozích případech:

$$\Delta p = \frac{w_{SP,OVZ}^2}{2} \cdot \rho_{SP,OVZ} \cdot \left( \frac{t_{SP,OVZ}^{\text{stř}} + 273,15}{t_{tr} + 273,15} \right)^{0,583}$$

$$\Delta p = \frac{9,98^2}{2} \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{193,55 + 273,15}{135 + 35 + 273,15} \right)^{0,583} = 38,43 \text{ Pa}$$

( 14.58 )

- $\rho_{SP,OVZ}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin podle vztahu ( 14.7 ) pro teplotu spalin  $t_{SP,OVZ}^{\text{stř}}$
- $w_{SP,OVZ}$  [m·s<sup>-1</sup>] je střední rychlost spalin v oblasti ohříváku vzduchu

**14.5.5 Vztlak V. tahu**

Ztráta vztlakem vniká v případě, pokud působí proti směru proudění spalin. Je dána vztahem:

$$\Delta p_{vz} = z \cdot \left( \rho_{VZ} - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{t_{SP}^{\text{stř}} + 273,15} \right) \cdot g =$$

$$\Delta p_{vz} = 12,4 \cdot \left( 1,19 - 1,28 \cdot \frac{273,15}{210,37 + 273,15} \right) \cdot 9,81 = 54,33 \text{ Pa}$$

( 14.59 )

kde:

- $z$  [m] je rozdíl vertikálních vzdáleností středů počátečního a konečného průřezu – délka V. tahu
- $\rho_{VZ}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota vzduchu při atmosférickém tlaku a teplotě  $t = 20$  °C
- $\rho_{SP}$  [kg·m<sup>-3</sup>] je hustota spalin z rovnice ( 14.1 )
- $t_{SP}^{\text{stř}}$  [°C] je střední teplota spalin v II. tahu
- $g$  [m·s<sup>-2</sup>] je tíhové zrychlení

#### 14.5.6 Celková ztráta spalín ve IV. tahu

Celková ztráta byla opět určena součtem dílčích ztrát a následně byla upravena dle typu prostředí:

$$\Delta p_V = \Delta p_t + \Delta p_{mz} + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_{vz} = 4,23 + 11,49 + 183,91 + 1383,24 + 56,65$$

$$\Delta p_{III} = 1639,52 Pa$$

$$\Delta p_{V,skut} = \Delta p_V \cdot (1 + C) = 1639,52 \cdot (1 + 0,02) = 1665,76 Pa$$

( 14.60 )

#### 14.6 Celkové ztráty na straně spalín

Tabulka 28: Přehled tlakových ztrát na straně spalín

Tlaková ztráta v jednotlivých tazích	Hodnota [Pa]
Tlaková ztráta na straně spalín v I. tahu	155,52
Tlaková ztráta na straně spalín v II. tahu	-51,00
Tlaková ztráta na straně spalín v III. tahu	564,66
Tlaková ztráta na straně spalín v IV. tahu	549,08
Tlaková ztráta na straně spalín v V. tahu	1 665,76
<b>Celková tlaková ztráta kotle na straně spalín</b>	<b>2 884,02</b>



## ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování tuhých alternativních paliv. Přičemž zadán byl výstupní tlak 4,1 MPa, teplota výstupní páry 420 °C, požadovaný tepelný výkon 5 MW a teplota napájecí vody 120 °C. Dále bylo zadáno složení paliva a jeho výhřevnost. Spolu s vypracovaným návrhem bylo úkolem spočítat tlakové ztráty jak na straně spalin, tak na straně vody, respektive páry.

V úvodních kapitolách práce byly provedeny stechiometrické výpočty, na základě kterých bylo stanoveno množství spalin při zvoleném přebytku vzduchu 1,5. Po provedení přípravných výpočtů byla stanovena nepřímou metodou účinnost kotle 86,18 %. Na základě účinnosti bylo vypočteno požadované množství paliva 0,43 kg/s. Účinnost kotle byla nejvíce ovlivněna komínovou ztrátou, kterou ovšem nebylo možné více snížit z důvodu teploty spalin na výstupu z kotle.

Dále byla navržena spalovací komora spolu se základními rozměry roštu. Výška spalovací komory byla navržena tak, aby splňovala nařízení z vyhlášky č. 415/2012 Sb. Dle této vyhlášky musí spaliny proudit minimálně 2 vteřiny nad teplotou 850 °C po přívodu sekundárního vzduchu. Celková výška spalovací komory byla tedy stanovena na 14,78 m. Aby bylo dosaženo požadované teploty na výstupu ze spalovací komory, bylo nutné pokrýt 11,45 metrů membránové stěny šamotovou vyzdívkou. Pro zbylý povrch membránové stěny ve spalovací komoře je doporučeno pokovení z korozivzdorného materiálu Inconel, z důvodu hrozící chlorové koroze.

Za spalovací komoru byl umístěn prázdný II. tah, ve kterém dochází k vychlazení spalin před jejich vstupem na teplosměnné plochy. Ve spodní části II. tahu se nachází výsypka, kde dochází k odloučení části úletu. Tento úlet je následně dopravován zpět do ohniště. Ve třetím tahu se nachází trubky přehříváku P2 a přehříváku P3, mezi kterými je umístěn regulační střík. Vzhledem k tomu, že tah je poměrně krátký, nebylo pro uchycení trubek využito standardních chlazených závěsů, jelikož by jejich využití omezovalo údržbu kotle. Na místo toho jsou trubky zachyceny na háčcích, které jsou přivařeny k membránové stěně. Ve IV. tahu je umístěn přehřívák P1 a ekonomizér E3 a E2. Na výstupu z přehříváku P1 je umístěn druhý regulační vstřík. Teplota spalin ve IV. tahu již není tak vysoká, a proto není spalinový kanál tvořen membránovou stěnou jako v předchozím případěch, ale pouze oplechováním. Upevnění trubek je zde řešeno pomocí nechlazených závěsných tyčí. Na konci IV. tahu je umístěna další výsypka pro odloučení zbylého úletu. V pátém tahu se nachází zbylé trubky ekonomizéru a ohřívák vzduchu. Ten byl řešen jako trubkový s částečnou recirkulací vzduchu, aby se předešlo riziku nízkoteplotní koroze na povrchu trubek. Mezi svazky ve všech tazích je vždy udržována mezera 700 mm pro umístění ofukovačů a průlezu pro údržbu. Dále je u všech svazků voleno uspořádání za sebou z důvodu rizika nalepování popílku na povrchu trubek.

Poté, co byly vypočítány jednotlivé teplosměnné plochy, byl proveden kontrolní bilanční výpočet, na základě kterého byla stanovena chyba 0,3 % od původní tepelné bilance. Což je hodnota, která je dostatečná pro návrh. Následně byly navrženy rozměry bubny a proběhla kontrola vlivu chlorové koroze dle Flingern diagramu.

V posledních dvou kapitolách byl proveden hydraulický a aerodynamický výpočet kotle. Dle hydraulického výpočtu byly stanoveny dílčí ztráty na straně vody, respektive páry, podle kterých byly upraveny prvotně stanovené ztráty v jednotlivých výměnících. Nejvyšší ztráta byla odhalena v oblasti přehříváku P1, jelikož se jedná o výměník s největším počtem trubek. Celková hydraulická ztráta činí 994,63 kPa. Na základě aerodynamického výpočtu byly stanoveny tlakové ztráty na straně spalin. Díky znalosti těchto ztrát je možné provést dimenzování spalinových ventilátorů. Celková tlaková ztráta na straně spalin byla stanovena na 2 884,02 Pa.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Produkce a nakládání s odpady v roce 2020. In: *Ministerstvo životního prostředí* [online]. 2021 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/odpady\\_podrubrika/\\$FILE/OODP-Produkce\\_a\\_nakladani\\_2020-20211029.pdf](https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/odpady_podrubrika/$FILE/OODP-Produkce_a_nakladani_2020-20211029.pdf)
- [2] Souhrnná data o odpadovém hospodářství ČR v letech 2009 - 2020. In: *Ministerstvo životního prostředí* [online]. 2021 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/odpady\\_podrubrika/\\$FILE/OODP-Souhrnna\\_data\\_2009\\_2020-20211029.pdf](https://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/odpady_podrubrika/$FILE/OODP-Souhrnna_data_2009_2020-20211029.pdf)
- [3] ČTK a IDNES.CZ. Vláda schválila nová pravidla pro odpady. Skládkování podraží, bude se třídít. *IDnes.cz* [online]. 9.12.2019, 1 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: [https://www.mzp.cz/cz/articles\\_20191209-iDNES-nova-odpadova-legislativa](https://www.mzp.cz/cz/articles_20191209-iDNES-nova-odpadova-legislativa)
- [4] AMANATIDIS, Georgios. Účinné využívání zdrojů a oběhové hospodářství. In: *Fakta a čísla o Evropské unii* [online]. 2021 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://www.europarl.europa.eu/factsheets/cs/sheet/76/ucinne-vyuzivani-zdroju-a-obehove-hospodarstvi>
- [5] Nakládání s odpady: Povinnosti původce odpadů vyplývající ze zákona o odpadech. In: *AutoMotoEnvi.cz* [online]. 2012 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <http://www.automotoenvi.cz/verejna-sekce-poradenstvi-odpady-zajistit-prednostni-vyuziti-odpadu>
- [6] Produkce, využití a odstranění odpadů - 2020. In: *Český statistický úřad* [online]. 2021, 30.11.2021 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.czso.cz/csu/czso/produkce-vyuziti-a-odstraneni-odpadu-2020>
- [7] Co je ZEVO. In: *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/zevo/co-je-zevo.html>
- [8] KOHOUT, Přemysl. *Výzkum a vývoj kotle na spalování tříděného komunálního odpadu*. Brno: První brněnská strojírna.
- [9] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. : il., tabulky. ISBN 80-214-0426-4..
- [10] KRETZSCHMAR, Hans-Joachim, Ines STOECKER, I JAEHNE and M KUNICK. *Property Library for the Industrial Formulation IAPWS-IF97 for Water and Steam FluidEXL Graphics LibIF97 for Excel © Student's Version Software for the Industrial Formulation IAPWS-IF97 of Water and Steam Including DLL and Add-In for Excel © FluidEXL Graphics LibIF97 Student's Version* [online]. [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: [www.thermodynamics-zittau.de](http://www.thermodynamics-zittau.de)
- [11] Vyhláška č. 415/2012 Sb. In: *Zákony pro lidi* [online]. AION CS, s.r.o, 2010 [cit. 2022-05-04]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415#p15>
- [12] Podklady ke cvičení LK(2020/21Z). Energetický ústav, VUT v Brně.
- [13] ČERNÝ, Václav, Luděk HRDLÍČKA, Břetislav JANEBA, Jan KARTÁK a Miroslav PIKMAN. *Parní kotle a spalovací zařízení*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1975, 526 stran
- [14] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$a$	Stupeň černosti proudu spalin	-
$a_{II}$	Délka II. tahu	$m$
$a_{III}$	Délka III. tahu	$m$
$a_{IV}$	Délka IV. tahu	$m$
$a_V$	Délka V. tahu	$m$
$a_o$	Stupeň černosti plamene	-
$a_{oh}$	Délka spalovací komory	$m$
$a_{pl}$	Efektivní stupeň černosti plamene	-
$a_r$	Délka roštu	$m$
$a_{st}$	Stupeň černosti povrchu stěn	-
$a_{vys}$	Délka výsyvky	$m$
$A^d$	Obsah popela v bezvodém stavu paliva	%
$A^r$	Obsah popela v původním stavu paliva	%
$b_r$	Šířka roštu	$m$
$b_{oh}$	Šířka spalovací komory	$m$
$b_{II}$	Šířka II. tahu	$m$
$b_{III}$	Šířka III. tahu	$m$
$b_{IV}$	Šířka IV. tahu	$m$
$b_V$	Šířka V. tahu	$m$
$B_o$	Boltzmanovo číslo	-
$c_p$	Měrná tepelná kapacita	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$c_t \cdot c_l \cdot c_m$	Opravné koeficienty	-
$C$	Koncentrace popílku	$kg \cdot kg_{SP}^{-1}$
$C^{daf}$	Obsah uhlíku v zadaném stavu paliva	%
$C^r$	Obsah uhlíku v původním stavu paliva	%
$C_z$	Součinitel opravy na počet řad	-
$C_s$	Součinitel opravy na uspořádání svazku	-
$Cl^{daf}$	Obsah chlóru v zadaném stavu paliva	%
$Cl^r$	Obsah chlóru v původním stavu paliva	%
$d_{II}$	Výška výstupního průřezu II. tahu	$m$
$d_{II,min}$	Nejmenší průtočný průřez v obrátové komoře – II.tah	$m$
$d_B$	Vnitřní průměr bubnu	$mm$
$d_{cp}$	Střední efektivní průměr částic popílku	$\mu m$
$d_e$	Ekvivalentní průměr	$m$
$d_{tr}$	Vnitřní průměr trubek	$mm$
$D_B$	Vnější průměr bubnu	$mm$
$D_{tr}$	Vnější průměr trubek	$mm$

$D_{zt}$	Vnější průměr zavodňovacích trubek	mm
$F$	Průtočný průřez kanálu	$m^2$
$F_{MS}$	Celkový povrch membránové stěny	$m^2$
$F_p$	Průtočný průřez páry	$m^2$
$F_{st}$	Celkový povrch stěn ohniště	$m^2$
$F_{SP}$	Průtočný průřez spalin	$m^2$
$F_V$	Celkový povrch šamotové vyzdívky	$m^2$
$g$	Tíhové zrychlení	$kg \cdot s^{-2}$
$h_i$	Výška teplosměnné plochy	m
$h_{II}$	Výška po poslední trysky sekundárního vzduchu	m
$h_{II,vys}$	Výška výsypky v druhém tahu	m
$h_{ok}$	Výška okna	m
$h_{pal}$	Výška přívodu paliva	m
$h_{rez}$	Výška rezervy nad přívodem paliva	m
$h_{sk}$	Výška spalovací komory	m
$h_{vys}$	Výška výsypky	m
$h_V$	Výška vyzdívky	m
$h_{zú}$	Výška zúžení přední strana spalovací komory	m
$h_{zú,II}$	Výška zúžení zadní strana spalovací komory	m
$H^{daf}$	Obsah vodíku v zadaném stavu paliva	%
$H^r$	Obsah vodíku v původním stavu paliva	%
$i$	Měrná entalpie	$kJ \cdot kg^{-1}$
$i_p$	Fyzické teplo paliva	$kJ \cdot kg^{-1}$
$i_u$	Užitečné teplo uvolněné v ohništi	$kJ \cdot kg^{-1}$
$I_{SP}$	Entalpie spalin	$kJ \cdot kg^{-1}$
$I_{SP,min}$	Entalpie spalin při minimálním množství vzduchu	$kJ \cdot kg^{-1}$
$I_{VZ,min}$	Entalpie minimálního množství vzduchu	$kJ \cdot kg^{-1}$
$k$	Součinitel prostupu tepla	-
$k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2$	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi	-
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkem	-
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	Součinitel zeslabení tříatomovými plyny	-
$k_{ps}$	Optická hustota spalin	-
$l$	Délka šikmé stěny nad roštem	m
$l_b$	Délka bubnu	m
$l_e$	Efektivní délka trubek	m
$L$	Celková délka potrubí	m
$l_{SP}$	Minimální potřebná dráha spalin ve spalovací komoře	m
$M$	Součinitel dle typu paliva a ohniště	-
$M_p$	Množství paliva	$kg \cdot s^{-1}$
$M_{pp}$	Množství přehřáté páry	$kg \cdot s^{-1}$

$M_{pv}$	Skutečné množství paliva	$kg \cdot s^{-1}$
$M_{SP}$	Objemový průtok spalin	$m^3 \cdot s^{-1}$
$M_{SP}^{skut}$	Skutečný objemový průtok spalin	$m^3 \cdot s^{-1}$
$M_{vz, celkem}$	Hmotnostní průtok vzduchu přes OVZ	$kg \cdot s^{-1}$
$n_{tr}$	Počet trubek v řadě	-
$n_{had}$	Počet hadů	-
$n_{řad}$	Počet řad	-
$N^{daf}$	Obsah dusíku v zadaném stavu paliva	%
$N^r$	Obsah dusíku v původním stavu paliva	%
$O$	Obvod	$m$
$O^{daf}$	Obsah kyslíku v zadaném stavu paliva	%
$O_{Ar}$	Objem argonu a vzácných plynů ve spalinách	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{O_2, min}$	Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{CO_2}$	Objem oxidu uhličitého ve spalinách	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{H_2O, min}$	Objem vodní páry na min. množství vlhkých spalin	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{H_2O}^V$	Objem vodní páry v min. objemu vlhkého vzduchu	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{N_2}$	Objem dusíku ve spalinách	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{SO_2}$	Objem oxidu siřičitého ve spalinách	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{SP}$	Skutečné množství spalin	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{SP, min}$	Minimální objem vlhkých spalin	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{SP, min}^S$	Minimální množství suchých spalin	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{VZ}$	Skutečné množství přivedeného vzduchu	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{VZ, min}$	Min. množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O_{VZ, min}^S$	Min. množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$O^r$	Obsah kyslíku v původním stavu paliva	%
$p$	Tlak	$Pa$
$p_{sp}$	Parciální tlak ve spalinách	$MPa$
$Pr$	Prandtlovo číslo	-
$q_s$	Plošné zatížení roštu	$MW \cdot m^{-2}$
$Q_i$	Tepelný výkon jednotlivých výměníků	$kW$
$Q_i^r$	Výhřevnost	$kJ \cdot kg^{-1}$
$Q_N$	Maximální použitelný tepelný výkon	$MW$
$Q_{oh}$	Tepelný výkon ohniště	$kW$
$Q_P^p$	Teplo přivedené do kotle	$kJ \cdot kg^{-1}$
$Q_{RC}$	Ztrátový výkon	$MW$
$Q_S$	Teplo odevzdané do stěn ohniště	$kJ \cdot kg^{-1}$
$Q_V$	Tepelný výkon	$MW$
$Q_{VZ}$	Teplo přivedené vzduchem do spalovací komory	$kJ \cdot kg^{-1}$

$r_{H_2O}$	Objemová část tříatomových plynů ve spal. vodní páry	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$r_{RO_2}$	Objemová část tříatomových plynů ve spal. $SO_2, CO_2$	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$r_{SP}$	Objemová část tříatomových plynů ve spalinách	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$R$	Zaoblení zúžení ve spalovací komoře;	$m$
$Re$	Reynoldsovo číslo	-
$s$	Účinná tloušťka sálavé vrstvy	$m$
$s_1$	Příčná rozteč	-
$s_2$	Podélná rozteč	-
$S$	Teplosměnná plocha	$m^2$
$S_{Sk}$	Plocha průřezu spalovací komory	$m^2$
$S_r$	Plocha roštu	$m^2$
$S^{daf}$	Obsah síry v zadaném stavu paliva	%
$S^r$	Obsah síry v původním stavu paliva	%
$T$	Termodynamická teplota	$K$
$T_z$	Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn	$K$
$t$	Tloušťka stěny trubky	$mm$
$t_a$	Absolutní teplota nechlazeného plamene	$^{\circ}C$
$t_B$	Tloušťka stěny bubnu	$mm$
$t_{med}$	Teplota média v trubkách	$^{\circ}C$
$t_{SP}$	Teplota spalin	$^{\circ}C$
$t_{SP}^{stř}$	Teplota spalin střední	$^{\circ}C$
$t_{te}$	Tloušťka těsnění roštu	$m$
$t_{tr}$	Teplota povrchu trubek	$^{\circ}C$
$v$	Měrný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
$V$	Objem sálající vrstvy v II. tahu	$m^3$
$V_o$	Objem ohniště	$m^3$
$w_P$	Rychlost páry	$m \cdot s^{-1}$
$w_P^{stř}$	Střední rychlost páry	$m \cdot s^{-1}$
$w_{SP}$	Rychlost spalin	$m \cdot s^{-1}$
$w_{SP}^{stř}$	Střední rychlost spalin	$m \cdot s^{-1}$
$W^r$	Obsah vody v původním vzorku	%
$z$	Šikmá délka zúžení	$m$
$z_B$	Zatížení bubnu	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}$
$z_c$	Ztráta mechanickým nedopalem	%
$z_{cn}$	Ztráta chemickým nedopalem	%
$z_f$	Ztráta fyzickým teplem	%
$z_k$	Komínová ztráta	%
$z_s$	Ztráta sdílením tepla	%
$\overline{O_{sp} \cdot c}$	Střední tepelná jímavost spalin	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

$\alpha$	Přebytek vzduchu	-
$\alpha$	Celkový součinitel přestupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_2$	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_s$	Součinitel přestupu tepla sáláním	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\mu$	Koncentrace popílku ve spalinách	$g \cdot m^{-3}$
$\eta_k$	Tepelná účinnost kotle	%
$\varphi$	Součinitel uchování tepla	-
$\psi$	Součinitel tepelné efektivnosti stěn	-
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$\lambda_{tr}$	Součinitel tření	-
$\nu$	Součinitel kinematické viskozity	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\varepsilon$	Součinitel zanášení výhřevné plochy	-
$\Delta$	Odchylka od tepelné bilance	%
$\Delta t_{ln}$	Střední logaritmičeský spád	$^{\circ}C$
$\Delta p$	Aerodynamická ztráta na 1 trubku	$Pa$
$\Delta p_d$	Hydraulická tlaková ztráta dynamickým tlakem	$Pa$
$\Delta p_h$	Hydraulická tlaková ztráta hydrostatickým tlakem	$Pa$
$\Delta p_t$	Aerodynamická ztráta třením	$Pa$
$\Delta p_{tr}$	Hydraulická tlaková ztráta třením	$Pa$
$\Delta p_{mo}$	Hydraulická tlaková ztráta místními ztrátami	$Pa$
$\Delta p_{mz}$	Aerodynamická ztráta místními odpory	$Pa$
$\Delta p_i$	Celková hydraulická tlaková ztráta jednotlivých výměníků	$kPa$
$\Delta p_{i,skut}$	Skutečná celková aerodynamická ztráta	$Pa$
$\Delta p_h$	Celková hydraulická ztráta	$kPa$
$\Delta p_{vz}$	Aerodynamická ztráta vztlakem	$Pa$
$\Delta Q$	Tepelná bilance	$kJ \cdot kg^{-1}$
$\sigma_1$	poměrná příčná rozteč	-
$\sigma_2$	poměrná příčná rozteč	-
$\xi$	Součinitel efektivnosti výměníku	-
$\xi_i$	Součinitel místního odporu	-
$\rho_p$	Hustota páry	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho_{SP}$	Hustota spalin	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho_v$	Hustota vody	$kg \cdot m^{-3}$

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Komunální odpad v letech 2009-2020 .....	12
Obrázek 2: Hierarchie nakládání s odpady .....	12
Obrázek 3: Procentuální nakládání s odpady v roce 2020 .....	13
Obrázek 4: Schéma oběhu teplotního média .....	15
Obrázek 5: Hodnoty entalpie spalin na základě přebytku vzduchu $\alpha$ .....	21
Obrázek 6: Rozměry roštu ve spalovací komoře .....	30
Obrázek 7: Geometrie spalovací komory .....	32
Obrázek 8: Geometrie spalovací komory .....	34
Obrázek 9: Rozměry II.tahu .....	39
Obrázek 10: Příčný průřez svazkem P3 .....	43
Obrázek 11: Vizualizace obrátové komory .....	44
Obrázek 12: Vizualizace přehříváku P2 .....	48
Obrázek 13: Průběh teplot v oblasti přehříváku P2 .....	54
Obrázek 14: Vizualizace přehříváku P3: nalevo podélný řez, vpravo boční řez jednou částí .	55
Obrázek 15: Průběh teplot v oblasti přehříváku P3 .....	61
Obrázek 16: Vizualizace přehříváku P1 – vlevo podélný řez, vpravo boční řez jednou částí .	63
Obrázek 17: Průběh teplot v oblasti P1 .....	67
Obrázek 18: Vizualizace ekonomizérů ve IV. tahu .....	68
Obrázek 19: Průběh teplot v oblasti ekonomizérů ve IV. tahu .....	72
Obrázek 20: Rozměry ekonomizéru E1 a průběh teplot .....	76
Obrázek 21: Schéma recirkulace .....	77
Obrázek 22: Průběh teplot OVZ .....	81
Obrázek 23: Vizualizace OVZ – nalevo podélný řez, vpravo boční řez .....	82
Obrázek 24: Pilový diagram .....	84
Obrázek 25: Flingern diagram .....	86



## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Zadané parametry .....	14
Tabulka 2: Původní stav paliva .....	16
Tabulka 3: Měrná entalpie některých složek spalin .....	19
Tabulka 4: Entalpie spalin a vzduchu .....	20
Tabulka 5: Parametry teplosměnných ploch .....	29
Tabulka 6: Geometrie spalovací komory .....	32
Tabulka 7: Rozměry II. tahu .....	39
Tabulka 8: Rozměry obrátové komory .....	45
Tabulka 9: Geometrie přehříváku P2 .....	49
Tabulka 10: Parametry páry v přehříváku P2 .....	50
Tabulka 11: Geometrie přehříváku P3 .....	55
Tabulka 12: Parametry páry pro přehřívák P3 .....	56
Tabulka 13: Geometrie přehříváku P1 .....	64
Tabulka 14: Parametry páry pro přehřívák P1 .....	65
Tabulka 15: Geometrie ekonomizéru ve IV. tahu .....	69
Tabulka 16: Parametry vody pro ekonomizér ve IV. tahu .....	70
Tabulka 17: Geometrie ekonomizéru v V. tahu .....	73
Tabulka 18: Parametry vody v ekonomizéru E1 .....	74
Tabulka 19: Geometrie OVZ .....	78
Tabulka 20: Parametry vzduchu pro OVZ .....	79
Tabulka 21: Zatížení kotle .....	85
Tabulka 22: Hmotnostní průtok na jeden cyklon .....	85
Tabulka 23: Hodnoty součinitele tření uvnitř kotlových trubek .....	87
Tabulka 24: Tlakové ztráty v přehříváku P3 .....	88
Tabulka 25: Tlakové ztráty v přehříváku P1 .....	89
Tabulka 26: Tlakové ztráty v ekonomizérech E3 a E2 .....	89
Tabulka 27: Tlakové ztráty v ekonomizéru E1 .....	90
Tabulka 28: Přehled tlakových ztrát na straně spalin .....	104

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Základní výkres kotle