



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

MODULARNÍ HORIZONTÁLNÍ KOTEL – HRSG

MODULAR HORIZONTAL HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ALOIS PRIMES

VEDOUČÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Alois Primes**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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:

Modulární horizontální kotel – HRSG

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh horizontálního kotle využívajícího spaliny za plynovou spalovací turbínou pro produkci páry k dalšímu energetickému využití. Kotel by měl být moderní konstrukce, zahrnující maximální prefabrikaci transportních bloků (modulů), která je ovlivněna podmínkami dopravního profilu na místo stavby. Kotel bude řešen jako modulární, s horizontálním prouděním spalin, konvekčním výparníkem, výhřevnými plochami ohříváku vody (ekonomizéry) a přehříváky páry s regulací teploty páry vstříkem napájecí vody, odebírané mezi dvěma ekonomizéry.

Základní parametry kotle jsou: parní výkon 76 t/h, tlak 3,1 MPa, výstupní teplota 370 °C. Teplota napájecí vody kotle je 71°C. Další parametry kotle a odpadních spalin budou upřesněny v rámci realizace práce.

Cíle diplomové práce:

Zpracovat tepelný výpočet kotle.

Zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení.

Vyčíslit dosaženou účinnost kotle při vztažené teplotě 25 °C, použijte přímou metodu.

Zpracovat diagram průběhu teploty pracovního média a spalin a stanovit bilanci vstříku.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem horizontálního kotle na odpadní teplo (HRSG). Úvodní část je věnována stručnému popisu kotle, zadanými parametry a sestavením pílového diagramu. Hlavní výpočetní část práce je rozdělena celkem na 6 celků. V prvním celku jsou uvedeny přípravné výpočty včetně výpočtu účinnosti kotle. V druhém celku je navržen spalínový kanál. Poté následuje tepelný výpočet kotle pro všechny teplosměnné plochy. Poslední 3 části se zabývají návrhem bubnu, potrubí a výpočtem tahové ztráty kotle.

Summary

This thesis deals with the design of a Heat Recovery Steam Generator (HRSG). The introductory part is devoted to a brief description of the boiler, the specified parameters and the compilation of the temperature profile. The main computational part of this work is divided into 6 parts. The first contains preparatory calculations, including the calculation of boiler efficiency. In the second part, a flue gas duct is designed. This is followed by a thermal calculation of the boiler for all heat exchange surfaces. The last 3 parts deal with the design of the drum, piping and the loss of boiler draft calculation.

Klíčová slova

Kotel, Kotel na odpadní teplo, HRSG, Paroplynový cyklus, Tepelný výpočet

Keywords

Boiler, Waste heat recovery boiler, HRSG, Combined cycle gas turbine, Thermal calculation

PRIMES, A. *Modulární horizontální kotel – HRSG*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2021. 86 s. Vedoucí Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Modulární horizontální kotel – HRSG“ vypracoval samostatně na základě svých znalostí, za pomoci vedoucího diplomové práce Ing. Martina Lisého, Ph.D. a odborného konzultanta Ing. Martina Bystřického, s použitím odborné literatury a dalších podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

Bc. Alois Primes

Rád bych tímto poděkoval Ing. Martinu Bystřickému za vstřícný přístup a za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce a také Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za vedení diplomové práce. Mé poděkování patří také rodině za podporu během celého studia.

Bc. Alois Primes

Obsah

1	Zadání a popis kotle	13
1.1	Popis kotle	13
1.2	Zadání parametry	14
2	Přípravné výpočty	15
2.1	Návrhový pilový diagram	15
2.2	Dodatečné parametry a výpočty spalin	15
2.2.1	Entalpie spalin v jednotlivých bodech	16
2.3	Dodatečné parametry vody a páry	18
2.3.1	Parametry vody a páry v jednotlivých bodech	18
2.3.2	Bilance vstříku	18
2.4	Výkony a účinnost kotle	19
2.4.1	Účinnost	19
2.4.2	Předané teplo na jednotlivých teplosměnných plochách	20
2.4.3	Přehled vypočtených hodnot	21
3	Návrh a výpočet spalinového kanálu	22
3.1	Návrh rozměrů trubek přehříváku 1	22
4	Návrh a výpočet teplosměnných ploch	25
4.1	Přehřívák 1	25
4.1.1	Výpočet geometrie	25
4.1.2	Tepelné výpočty	26
4.1.3	Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot	30
4.1.4	Přehled vypočtených hodnot	32
4.2	Přehřívák 2	33
4.2.1	Výpočet geometrie	33
4.2.2	Tepelné výpočty	34
4.2.3	Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot	37
4.2.4	Přehled vypočtených hodnot	39
4.3	Výparník 1	40
4.3.1	Výpočet geometrie	40
4.3.2	Tepelné výpočty	42
4.3.3	Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot	44
4.3.4	Přehled vypočtených hodnot	45
4.4	Výparník 2	46
4.4.1	Výpočet geometrie	46
4.4.2	Tepelné výpočty	48
4.4.3	Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot	50
4.4.4	Přehled vypočtených hodnot	51
4.5	Ekonomizér 2	52
4.5.1	Výpočet geometrie	52
4.5.2	Tepelné výpočty	54
4.5.3	Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot	56

4.5.4	Přehled vypočtených hodnot	58
4.6	Ekonomizér 1	59
4.6.1	Výpočet geometrie	59
4.6.2	Tepelné výpočty	61
4.6.3	Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot	63
4.6.4	Přehled vypočtených hodnot	65
5	Návrh rozměrů bubnu	66
6	Návrh potrubí	67
6.1	Návrh zavodňovacího a převáděcího potrubí	67
6.1.1	Návrh zavodňovacího potrubí	67
6.1.2	Návrh převáděcího potrubí	68
6.1.3	Přehled vypočtených hodnot	68
6.2	Návrh vstupních a výstupních potrubí	69
6.2.1	Přehřívák 2 - výstupní potrubí	69
6.2.2	Potrubí mezi přehříváky	70
6.2.3	Přehřívák 1 - vstupní potrubí	70
6.2.4	Ekonomizér 2 - výstupní potrubí	71
6.2.5	Potrubí mezi ekonomizéry	72
6.2.6	Ekonomizér 1 - vstupní potrubí	72
6.2.7	Přehled vypočtených hodnot	73
7	Tahová ztráta kotle	74
7.1	Tlaková ztráta teplosměnných ploch	74
7.1.1	Přehřívák 2	75
7.1.2	Přehřívák 1	75
7.1.3	Výparník 1	76
7.1.4	Výparník 2	76
7.1.5	Ekonomizér 2	76
7.1.6	Ekonomizér 1	77
7.2	Tlaková ztráta komína	77
7.2.1	Místní ztráta	77
7.2.2	Ztráta třením	78
7.2.3	Vztlak komína	79
7.3	Celková tlaková ztráta kotle	79
8	Závěr	80

Úvod

Kotel využívající odpadní teplo neboli Heat Recovery Steam Generator (HRSG) je zařízení určené pro využití zbytkového tepla z průmyslu nebo spalovacích turbín. Toto teplo následně využívá pro ohřev vody na požadované parametry nebo k výrobě páry. Pro zvýšení výkonu je v tomto kotli možné využít přídavných hořáků. Pro optimální využití tepla lze kotel navrhnout i s více tlakovými úrovněmi. U modulárních kotlů se volí rozměry kotle i vzhledem k možnostem dopravy z výroby k zákazníkovi, celý kotel je tedy rozdělen do několika modulů, které lze bezpečně a spolehlivě přepravit.

HRSG kotle nachází běžně využití v paroplynovém cyklu, kde se odpadní teplo spalin ze spalovací turbíny využije v tomto kotli pro výrobu páry, kterou následně využije parní turbína pro výrobu elektrické energie. Tento způsob výroby elektrické energie je velmi účinný, dosahuje účinnosti až 60 %.

Paroplynové elektrárny kromě velmi vysoké tepelné účinnosti také emitují méně škodlivin do ovzduší než v České republice stále dominantní uhelné elektrárny. Současná politika Evropské unie tlačí jednotlivé státy k využití ekologičtějších zdrojů nejen v energetice a paroplynové elektrárny by mohly v budoucnu hrát významnou roli při přechodu od uhlí k čistším zdrojům elektrické energie. Jejich hlavní nevýhodou je však cena zemního plynu, která brzdí jejich rozvoj nejen na českém území.

Tato diplomová práce má za cíl kotel na odpadní teplo navrhnout. Tento kotel bude umístěn v paroplynovém cyklu za spalovací turbínu. Kotel bude krátce popsán včetně zadaných parametrů. Budou vypočteny potřebná tepla v jednotlivých výhřevných plochách, sestaven pilový diagram a vypočtena účinnost. Dále budou stanoveny rozměry trubek a případně žebrování všech částí kotle a dopočteny skutečné hodnoty. Následně budou navrženy rozměry bubnu a zkontrolováno zatížení tohoto bubnu. Posledním výpočtem této diplomové práce bude tahová ztráta celého kotle včetně komína. Ta následně bude porovnána s povolenou tahovou ztrátou. Součástí práce bude i výkres kotle.

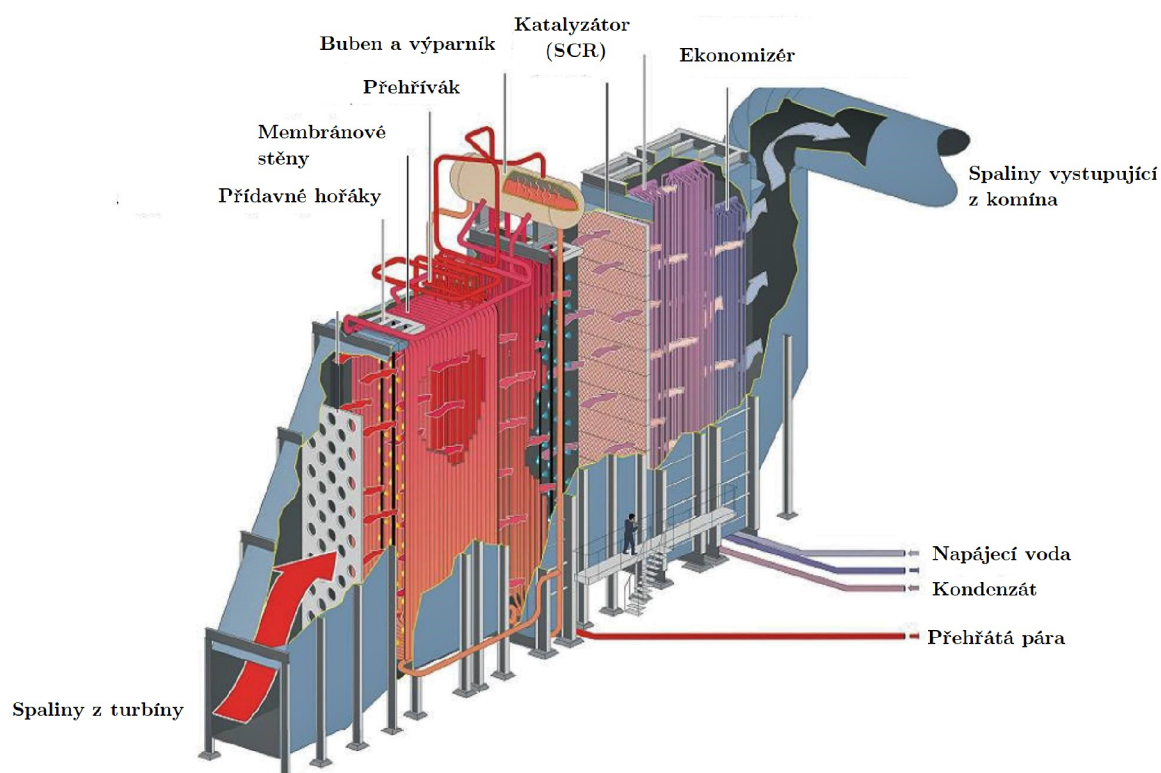
1. Zadání a popis kotle

1.1. Popis kotle

HRSG (Heat Recovery Steam Generator) kotel neboli kotel na odpadní teplo je běžně součástí paroplynového cyklu a je umístován za spalovací turbínu. Spaliny z turbíny slouží jako zdroj tepla pro tento kotel. Účinnost paroplynového cyklu je oproti čistě plynovým nebo parním cyklům vyšší, dosahuje kolem 40-58 %, přitom jednotlivě tyto cykly dosahují účinnosti maximálně kolem 40 % [1].

U tohoto druhu kotlů jsou běžné 2 typy uspořádání. U vertikálního uspořádání jsou trubky teplosměnných ploch v horizontální pozici ve vertikálním kanále. Celý kotel je pak orientován spíše do výšky než do šířky a jeho výhodou je především menší zastavěná plocha. Horizontální uspořádání má trubky výměníků ve vertikální pozici umístěné v horizontálním kanále. Kotel je také možné navrhnout pro více tlakových úrovní (jednotlaký, dvoutlaký) a optimalizovat tak využití tepla ze spalin [2].

Kotel zpracovaný v této diplomové práci je horizontální vodotrubnatý jednotlaký HRSG kotel. Obsahuje 2 ohříváky vody (ekonomizéry), 2 části výparníku a 2 přehříváky. Regulace teploty páry na výstupu je řešena vstřikem, přičemž voda pro vstřik je odebírána mezi ekonomizéry. Odvod spalin je zajištěn komínem za poslední teplosměnnou plochou.



Obrázek 1.1: Schéma kotle na odpadní teplo [3]

1.2. ZADÁNÉ PARAMETRY

1.2. Zadání parametry

V této sekci budou stručně uvedeny parametry kotle jako teploty, tlaky a průtoky jednotlivých médií. Dodatečné parametry budou uvedeny v následující kapitole 2.

Parametry vody a páry

Zadanými parametry vody a páry jsou:

- celkový hmotnostní průtok m_p
- výstupní teplota přehřáté páry t_{out}
- vstupní teplota napájecí vody t_{nv}
- tlak přehřáté páry na výstupu p_{out}

Tabulka 1.1: Zadané parametry vody a páry

Veličina	Hodnota	Jednotka
m_p	21,11	$kg \cdot s^{-1}$
t_{out}	370,00	$^{\circ}C$
t_{nv}	71,00	$^{\circ}C$
t_{vst}	217,00	$^{\circ}C$
p_{out}	3,10	MPa

Parametry spalin

U spalin jsou zadány:

- hmotnostní průtok spalin m_{sp}
- teplota spalin na vstupu do kotle t_{sp}
- objemové složení spalin x

Tabulka 1.2: Zadané parametry spalin

Veličina	Hodnota	Jednotka
m_{sp}	130,1	$kg \cdot s^{-1}$
t_{sp}	562	$^{\circ}C$
x_{N_2}	0,7457	-
x_{O_2}	0,1289	-
x_{H_2O}	0,0801	-
x_{CO_2}	0,0364	-
x_{Ar}	0,0089	-

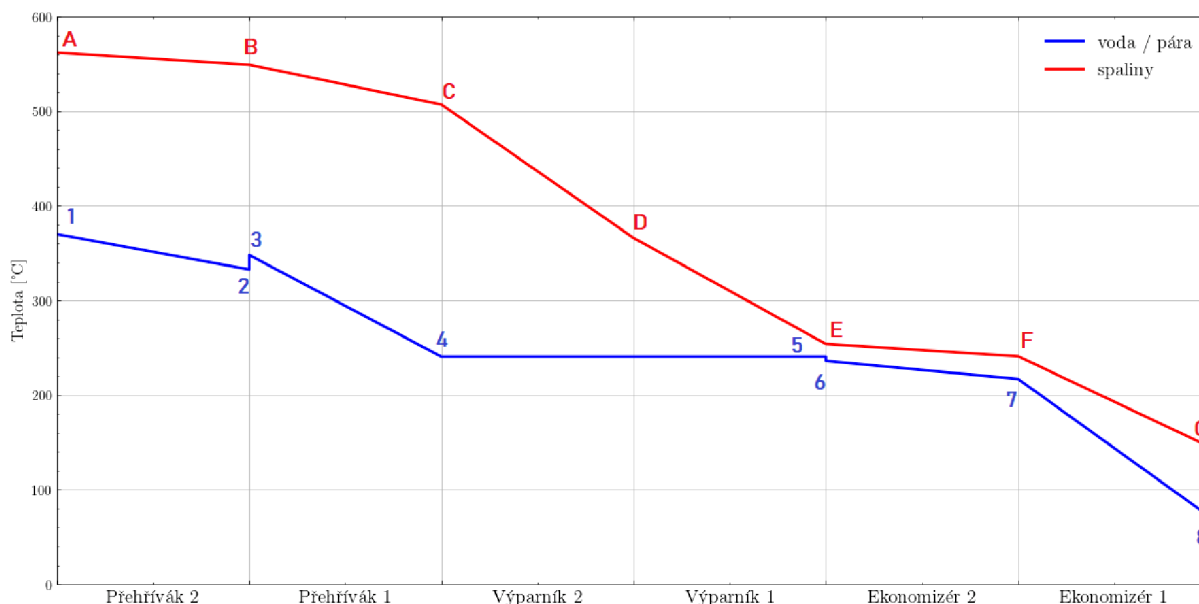
2. Přípravné výpočty

Ve výpočetní části této práce je využito skript od autorů doc. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. [4], doc. Ing. Floriana Budaje, CSc. [5] a přednášek Ing. Martina Lisého Ph.D. pro tepelné výpočty. Pro výpočty tlakových ztrát je pak využito skript od Černý a kol. [6].

Všechny výpočty jsou provedeny pomocí programovacího jazyka Python 3.8.1 v prostředí Jupyter Notebook a za pomoci výpočetních knihoven pro vodu a páru XSteam 0.4.8 [7] a pro termofyzikální parametry ideálních plynů PYroMat 2.0.12 [8].

2.1. Návrhový pilový diagram

Cílem pilového diagramu je vizualizovat teplotní průběhy u obou médií, tedy jak spalin, tak vody, resp. páry.



Obrázek 2.1: Pilový diagram

2.2. Dodatečné parametry a výpočty spalin

Tabulka 2.1: Dodatečné parametry spalin

Prvek	Molární hmotnost [$kg \cdot mol^{-1}$]	Hustota [$kg \cdot m^{-3}$]
N_2	0,02801	1,2504
O_2	0,03200	1,4290
H_2O	0,01802	0,8038
CO_2	0,04401	1,9772
Ar	0,03995	1,7840
Spaliny		1,2689

2.2. DODATEČNÉ PARAMETRY A VÝPOČTY SPALIN

Objemový průtok spalin

Objemový průtok spalin je počítán pro normální podmínky, tedy teplota $T = 273,15$ K a tlak $p = 101325$ Pa. Výpočty skutečného objemového průtoku musí respektovat parametry v daném místě.

$$V_{sp} = \frac{m_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{130,1}{1,269} = 102,534 \text{ m}_n^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.1)$$

Entalpie spalin

Pro ukázkou jsou v následující tabulce vypočteny hodnoty entalpií pro všechny jednotlivé plyny a spaliny. Hodnoty entalpií v tabulce jsou vztaženy k normálním podmínkám.

Tabulka 2.2: Hodnoty entalpií pro plyny a spaliny v rozsahu od 100 - 600 °C

T	N_2	O_2	H_2O	CO_2	Ar	<i>Spaliny</i>
[°C]	[kJ/m _N ³]	[kJ/m _N ³]	[kJ/m _N ³]	[kJ/m _N ³]	[kJ/m _N ³]	[kJ/m _N ³]
100,0	132,0	117,1	237,6	110,1	66,0	133,2
200,0	264,9	237,4	480,4	231,4	132,0	268,3
300,0	399,5	361,6	730,2	362,0	198,1	406,1
400,0	536,4	489,7	988,0	500,1	264,1	547,1
500,0	676,3	621,3	1254,1	644,3	330,1	691,5
600,0	819,4	755,7	1529,0	793,7	396,1	839,4

2.2.1. Entalpie spalin v jednotlivých bodech

Pro tepelné výpočty budou použity následující hodnoty entalpií, které byly vypočteny opět pomocí modulu PYroMat (nebyly extrapolovány z tabulky 2.2).

Bod A (vstup spalin)

$$t_A = 562,0 \text{ °C} \quad (2.2)$$

$$I_{A_{sp}} = 782,789 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$$

Bod B (mezi přehříváky)

$$t_B = 549 \text{ °C} \quad (2.3)$$

$$I_{B_{sp}} = 763,535 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$$

Bod C (mezi prvním přehřívákem a výparníkem)

$$t_C = 507 \text{ °C} \quad (2.4)$$

$$I_{C_{sp}} = 701,73 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}$$

Bod D (mezi výparníky)

$$\begin{aligned}t_D &= 366 \text{ }^\circ\text{C} \\ I_{D_{sp}} &= 498,778 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\tag{2.5}$$

Bod E (mezi prvním výparníkem a ekonomizérem)

$$\begin{aligned}t_E &= 254 \text{ }^\circ\text{C} \\ I_{E_{sp}} &= 342,368 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\tag{2.6}$$

Bod F (mezi ekonomizéry)

$$\begin{aligned}t_F &= 241 \text{ }^\circ\text{C} \\ I_{F_{sp}} &= 324,466 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\tag{2.7}$$

Bod G (za prvním ekonomizérem - výstup spalin)

$$\begin{aligned}t_G &= 145 \text{ }^\circ\text{C} \\ I_{G_{sp}} &= 193,696 \text{ kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\tag{2.8}$$

2.3. Dodatečné parametry vody a páry

Pro tepelné výpočty bude vhodné určit další parametry vody a vodní páry. Hodnoty entalpií budou sloužit pro výpočty předaného tepla a měrná hmotnost pro výpočty geometrie a součinitelů přestupu tepla v teplosměnných plochách.

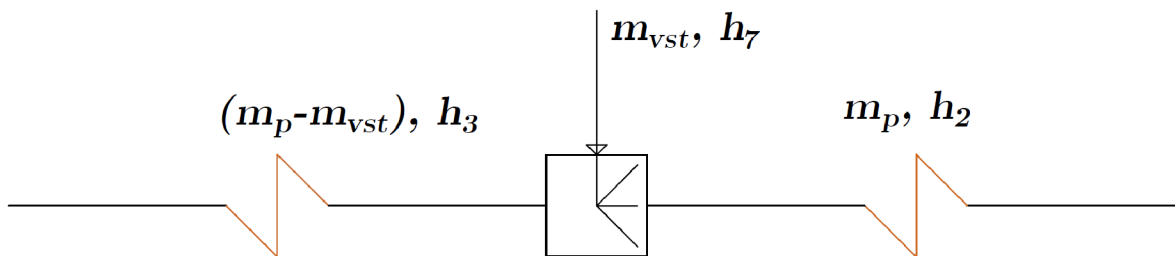
2.3.1. Parametry vody a páry v jednotlivých bodech

Tabulka 2.3: Parametry vody a vodní páry v jednotlivých bodech

Bod	T [°C]	p [MPa]	h [kJ · kg ⁻¹]	v [m ³ · kg ⁻¹]	x [-]
1	370,0	3,1	3160,7	9,1e-02	1,0
2	332,7	3,3	3066,8	7,8e-02	1,0
3	348,0	3,3	3103,9	8,1e-02	1,0
4	240,6	3,4	2803,0	5,9e-02	1,0
5	240,6	3,4	1040,2	1,2e-03	0,0
6	236,0	3,7	1018,6	1,2e-03	0,0
7	217,0	3,7	930,3	1,2e-03	0,0
8	71,0	4,0	300,4	1,0e-03	0,0

2.3.2. Bilance vstřiku

Ze zadání je známo, že voda pro vstřik je odebírána mezi ekonomizéry. Vstřik je umístěn mezi přehříváky, kde jsou opět parametry páry známy. Zbývá určit hmotnostní tok vstřiku z rovnice 2.9.



Obrázek 2.2: Schéma regulačního vstřiku

$$m_p \cdot h_2 = m_{vst} \cdot h_7 + (m_p - m_{vst}) \cdot h_3 \quad (2.9)$$

$$m_{vst} = \frac{m_p \cdot h_2 - m_p \cdot h_3}{h_7 - h_3} = \frac{21,111 \cdot 3066,802 - 21,111 \cdot 3103,888}{930,261 - 3103,888} = 0,36 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.10)$$

2.4. Výkony a účinnost kotle

2.4.1. Účinnost

Maximální využitelný výkon

Maximální využitelný výkon je určen z entalpie na vstupu do kotle $I_{A_{sp}}$ a průtoku spalin V_{sp} . Účinnost kotle se dle zadání stanovuje pro vztažnou teplotu 25 °C , zatímco entalpie jsou počítány pro normální podmínky (vztažná teplota $T = 0\text{ °C}$). Ve výpočtu maximálního výkonu musí být tato část zohledněna, a to odečtením části výkonu $V_{sp} \cdot I_{ref_{sp}}$, kde $I_{ref_{sp}}$ je hodnota entalpie spalin při teplotě 25 °C .

$$Q_{in} = V_{sp} \cdot (I_{A_{sp}} - I_{ref_{sp}}) = 102,534 \cdot (782,789 - 33,146) = 76863,556 \text{ kW} \quad (2.11)$$

Předaný výkon

Předaný výkon se určí z hodnoty entalpií vody, resp. páry na vstupu, resp. na výstupu z kotle.

$$Q_{out} = m_p \cdot h_1 - m_p \cdot h_8 = 21,111 \cdot 3160,749 - 21,111 \cdot 300,606 = 60380,803 \text{ kW} \quad (2.12)$$

Účinnost

Výpočet účinnosti přímou metodou spočívá v prostém poměru výkonu a příkonu - maximálního využitelného výkonu.

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \cdot 100 = \frac{60380,803}{76863,556} \cdot 100 = 78,6 \text{ \%} \quad (2.13)$$

Tepelné ztráty (konvekce a sálání)

$$C = 1,130 \times 10^{-2}$$

$$Q_{ZS} = \left(\frac{Q_{in}}{1000} \right)^{0,7} \cdot C \cdot 1000 = \left(\frac{76863,556}{1000} \right)^{0,7} \cdot 1,130 \times 10^{-2} \cdot 1000 = 236,093 \text{ kW} \quad (2.14)$$

Poměrná ztráta sáláním a konvekcí

$$z_s = \frac{Q_{ZS}}{Q_{in}} = \frac{236,093}{76863,556} = 3,072 \times 10^{-3} \quad (2.15)$$

Tepelný výkon odevzdaný spalinami mezi body A-E

$$Q_{AE} = V_{sp} \cdot (I_{A_{sp}} - I_{E_{sp}}) = 102,534 \cdot (782,789 - 342,368) = 45157,961 \text{ kW} \quad (2.16)$$

Tepelný výkon přijatý vodou/parou mezi body 1-6

$$Q_{16} = Q_{AE} \cdot (1 - z_s) = 45157,961 \cdot (1 - 3,072 \times 10^{-3}) = 45019,254 \text{ kW} \quad (2.17)$$

2.4. VÝKONY A ÚČINNOST KOTLE

2.4.2. Předané teplo na jednotlivých teplosměnných plochách

Pro tepelné výpočty a zejména určení finálních rozměrů jednotlivých teplosměnných ploch se musí určit předaná tepla v těchto plochách. Nakonec je vhodné ověřit správnost výpočtu porovnáním hodnot předaného tepla mezi body 1-6 Q_{16} a součtem tepel předaných ve výparnících a přehřívácích. Odchylka by neměla přesáhnout 0,5 %.

Přehřívák 2

$$Q_{P2} = m_p \cdot (h_1 - h_2) = 21,111 \cdot (3160,749 - 3066,802) = 1983,329 \text{ kW} \quad (2.18)$$

Přehřívák 1

$$\begin{aligned} Q_{P1} &= (m_p - m_{vst}) \cdot (h_3 - h_4) = (21,111 - 0,36) \cdot (3103,888 - 2803,002) \\ &= 6243,705 \text{ kW} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Výparník 1 a 2

$$\begin{aligned} Q_V &= (m_p - m_{vst}) \cdot (h_4 - h_5) = (21,111 - 0,36) \cdot (2803,002 - 1040,219) \\ &= 36579,719 \text{ kW} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Ekonomizér 2

$$\begin{aligned} Q_{EKO2} &= (m_p - m_{vst}) \cdot (h_6 - h_7) = (21,111 - 0,36) \cdot (1018,575 - 930,261) \\ &= 1832,609 \text{ kW} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Ekonomizér 1

$$Q_{EKO1} = m_p \cdot (h_7 - h_8) = 21,111 \cdot (930,261 - 300,443) = 13296,173 \text{ kW} \quad (2.22)$$

Kontrolní výpočet

$$Q_{16} = 45019,254 \text{ kW}$$

$$Q_{kontrolni} = Q_V + Q_{P1} + Q_{P2} = 36579,719 + 6243,705 + 1983,329 = 44806,754 \text{ kW} \quad (2.23)$$

$$\Delta_Q = 100 \cdot \left(1 - \left(\frac{Q_{kontrolni}}{Q_{16}} \right) \right) = 100 \cdot \left(1 - \left(\frac{44806,754}{45019,254} \right) \right) = 0,472 \% \quad (2.24)$$

$$0,472 < 0,5$$

Odchylka je menší než povolených 0,5 %, je tedy možné pokračovat ve výpočtu.

2.4.3. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 2.4: Výkony a účinnost - přehled vypočtených hodnot

Plocha	Výkon [kW]
Přehřívák 2	1983,33
Přehřívák 1	6243,71
Výparník	36579,7
Ekonomizér 2	1832,61
Ekonomizér 1	13292,7
Výkon	60380,8
Příkon	76863,6
Účinnost	
78,6 %	

3. Návrh a výpočet spalínového kanálu

Návrh spalínového kanálu spočívá ve výpočtu geometrie tohoto kanálu, tedy určení výšky a šířky kanálu. Spalínový kanál je navržen dle přehříváku 1.

3.1. Návrh rozměrů trubek přehříváku 1

Pro přehřívák 1 byly zvoleny žebrované trubky. Uspořádání je vystřídání, a to z důvodu lepšího přestupu tepla. Zvolené hodnoty geometrie žebrované trubky jsou v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1: Zvolené rozměry pro přehřívák 1

	Hodnota	Jednotka
D	44,5	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	38,7	mm
h_z	7,0	mm
t_z	1,0	mm
s_z	5,0	mm
n_z	200,0	-

Vnější průměr i s žebry

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 4,450 \times 10^{-2} + 2 \cdot 0,007 = 5,850 \times 10^{-2} \text{ m} \quad (3.1)$$

Doporučená rychlost páry by měla být v rozmezí $15 - 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Rychlost páry byla ve výpočtu jednou z proměnných, kterou je možné ladit výsledek návrhu tak, aby vycházel s co možná nejnižšími rozdíly mezi hodnotami vypočtenými a skutečnými. Konečná rychlost páry konečné iterace je $18,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pára

Pro další výpočty je třeba znát hodnoty střední teploty a tlaku v přehříváku 1.

$$t_{34} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{348 + 240,565}{2} = 294,282 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

$$p_{34} = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{3,33 + 3,38}{2} = 3,355 \text{ MPa}$$

Z těchto hodnot pomocí knihovny XSteam vypočítáme měrný objem v_{34} .

$$v_{34} = 7,071 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.3)$$

Po vypočtení měrného objemu lze vypočítat i průtočný průřez.

$$S_p = \frac{m_{p2} \cdot v_{34}}{w_p} = \frac{20,751 \cdot 7,071 \times 10^{-2}}{18,3} = 8,018 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad (3.4)$$

3. NÁVRH A VÝPOČET SPALINOVÉHO KANÁLU

Počet trubek celkově je možné určit z následující rovnice.

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot (d)^2} = \frac{4 \cdot 8,018 \times 10^{-2}}{3,142 \cdot (3,870 \times 10^{-2})^2} = 34,088 \quad (3.5)$$

Počet trubek je zaokrouhlen z 34,088 na celé číslo 34.

Vzhledem k tomu, že byl v rovnici změněn její člen (n_{tr}), je potřeba dopočítat skutečnou rychlost.

$$\begin{aligned} w_{pskut} &= \frac{m_p \cdot v_{34} \cdot 4}{n_{tr} \cdot \pi \cdot (d)^2} \\ &= \frac{21,111 \cdot 7,071 \times 10^{-2} \cdot 4}{34,0 \cdot 3,142 \cdot (3,870 \times 10^{-2})^2} \\ &= 18,662 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Spaliny

U spalin je zvolena jejich rychlost. Opět je to jeden z parametrů, který byl u tohoto výpočtu použit k vyladění konečných výsledků, zároveň je také nutné dodržet povolenou tlakovou ztrátu v kotli.

$$w_{sp} = 15,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.7)$$

Následně je vypočtena střední teplota v přehříváku 1 mezi body B a C.

$$t_{BC} = \frac{t_B + t_C}{2} = \frac{549 + 507}{2} = 528,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

Jelikož je objemový průtok spalin vztažen k normálním podmínkám, je nutné tuto hodnotu přepočítat pro konkrétní podmínky dané teplosměnné plochy.

$$V_{spskut} = V_{sp} \cdot \left(\frac{t_{BC} + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{528,0 + 273,15}{273,15} \right) = 300,731 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.9)$$

Poté, co je skutečný objemový průtok spalin známý, je možné vypočítat potřebný průřez spalínového kanálu.

$$S_{kan} = \frac{V_{spskut}}{w_{sp}} = \frac{300,731}{15,9} = 18,914 \text{ m}^2 \quad (3.10)$$

Pro finální rozměry spalínového kanálu je potřeba znát příčnou rozteč trubek. Hodnota $a = 29,5 \text{ mm}$ je zvolena po konzultacích.

$$s_1 = D + 2 \cdot h_z + a = 4,450 \times 10^{-2} + 2 \cdot 0,007 + 2,950 \times 10^{-2} = 0,088 \text{ m} \quad (3.11)$$

3.1. NÁVRH ROZMĚRŮ TRUBEK PŘEHŘÍVÁKU 1

Nyní se vypočítá šířka spalínového kanálu \check{s} .

$$\begin{aligned}\check{s} &= \left(\frac{1}{2}\right) \cdot s_1 + (n_{tr} - 1) \cdot s_1 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot s_1 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot s_1 \\ &= \left(\frac{1}{2}\right) \cdot 0,088 + (34,0 - 1) \cdot 0,088 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot 0,088 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot 0,088 \\ &= 3,036 \text{ m}\end{aligned}\tag{3.12}$$

Vypočtená hodnota šířky je zaokrouhlena z 3,036 m na 3,0 m.

Je-li známá šířka kanálu a geometrie uvnitř něj, dopočítá se výška kanálu.

$$\begin{aligned}H &= \frac{S_{kan}}{\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr}} \\ &= \frac{18,914}{3,0 - 4,450 \times 10^{-2} \cdot 34,0 - 2 \cdot 0,007 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 34,0} \\ &= 13,59 \text{ m}\end{aligned}\tag{3.13}$$

Výška je opět zaokrouhlena na 1 desetinné místo, tedy z 13,59 m na 13,6 m.

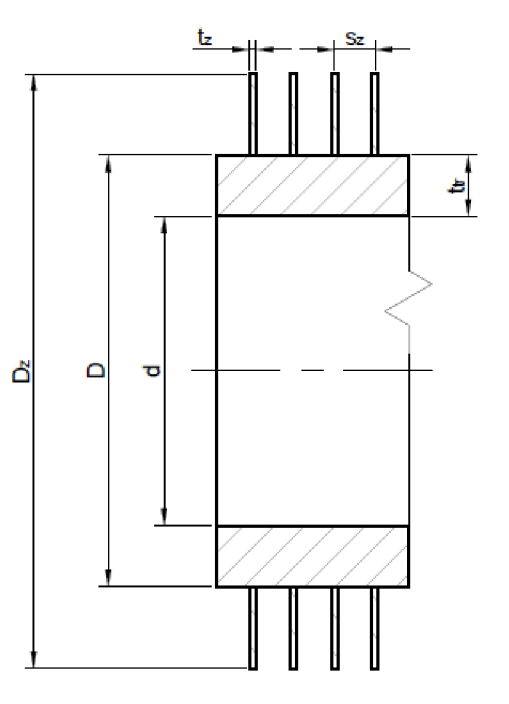
Změnily se některé parametry (výška, šířka) spalínového kanálu, je vhodné dopočítat skutečnou rychlost spalin.

$$\begin{aligned}w_{sp\ skut} &= \frac{V_{sp\ skut}}{H \cdot \check{s} - H \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot H \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr}} \\ &= \frac{300,731}{13,6 \cdot 3,0 - 13,6 \cdot 4,450 \times 10^{-2} \cdot 34,0 - 2 \cdot 13,6 \cdot 0,007 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 34,0} \\ &= 15,888 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\end{aligned}\tag{3.14}$$

Tímto výpočtem je návrh spalínového kanálu u konce a je možné začít počítat následující teplosměnné plochy.

4. Návrh a výpočet teplosměnných ploch

V této kapitole bude navržena geometrie a uveden tepelný výpočet pro všechny teplosměnné plochy. Obecný postup výpočtu bude popsán v podkapitole 4.1, odchýlení od tohoto postupu bude případně vysvětleno v dalších podkapitolách. Pro znázornění jsou na obr. 4.1 zakótovány hlavní rozměry trubky a žebrování, které se na začátku výpočtu výhřevných ploch stanovují.



Obrázek 4.1: Hlavní rozměry žebrované trubky

4.1. Přehřívák 1

Při výpočtu je cílem získat hodnotu prostupu tepla k a pomocí této hodnoty a hodnoty tepla předaného v přehříváku 1 Q_{P1} pak dopočítat teplosměnnou plochu.

4.1.1. Výpočet geometrie

Výpočet začíná určením geometrických poměrů, které budou využity při výpočtu přestupů tepla α_{1r} ze strany spalin.

4.1. PŘEHŘÍVÁK 1

Podíl výhřevných ploch žebek a celkové plochy ze strany spalin

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \\ &= \frac{\left(\frac{5,850 \times 10^{-2}}{4,450 \times 10^{-2}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{5,850 \times 10^{-2}}{4,450 \times 10^{-2}}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{4,450 \times 10^{-2}} - \frac{0,001}{4,450 \times 10^{-2}}\right)} \\ &= 0,802 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,802 = 0,198 \quad (4.2)$$

Poměrné rozteče trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,088}{4,450 \times 10^{-2}} = 1,978 \quad (4.3)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,088}{2}\right)^2 + (0,117)^2}}{4,450 \times 10^{-2}} = 2,809 \quad (4.4)$$

Součinitel poměrných roztečí

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{1,978 - 1}{2,809 - 1} = 5,404 \times 10^{-1} \quad (4.5)$$

4.1.2. Tepelné výpočty

Předtím, než se určí součinitel přestupu tepla konvekcí je potřeba získat údaje o hodnotách součinitele tepelné vodivosti a kinematické viskozity spalin pro daný obsah H_2O , tedy pro 8,1 %. Tyto hodnoty získáme interpolací hodnot pro 5 a 10 %. Vypočtené hodnoty jsou uvedené v tabulkách 4.1 a 4.2 a vychází z literatury [5].

Tabulka 4.1: Hodnoty $\lambda_{sp} \cdot 10^3 \frac{W}{m \cdot K}$

T [°C]	5 % H_2O	8 % H_2O	10 % H_2O
0	22,5	22,62	22,7
100	30,5	30,92	31,2
200	38,7	39,36	39,8
300	46,4	47,42	48,1
400	54,3	55,68	56,6
500	62,2	63,94	65,1
600	70,0	72,10	73,5

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Tabulka 4.2: Hodnoty $\nu_{sp} \cdot 10^6 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

T [°C]	5 % H_2O	8 % H_2O	10 % H_2O
0	12,2	12,20	12,2
100	21,3	21,42	21,5
200	31,8	32,40	32,8
300	45,0	45,48	45,8
400	59,2	59,92	60,4
500	74,6	75,62	76,3
600	91,4	92,72	93,6

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Hodnota opravného součinitele na počet řad c_z je zvolena 0.95.

$$\begin{aligned}
 \alpha_k &= 0,23 \cdot c_z \cdot (\phi_\sigma)^{0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_{BC}}{s_z}\right) \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(w_{sp} \cdot \frac{s_z}{\nu_{BC}}\right)^{0,65} \\
 &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot (0,540)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,062}{0,005}\right) \cdot \left(\frac{0,445}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,007}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(15,9 \cdot \frac{0,005}{8 \times 10^{-5}}\right)^{0,65} \\
 &= 66,329 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

4.1. PŘEHŘÍVÁK 1

Součinitel β

Pro výpočet součinitele β je třeba si určit 3 konstanty. Hodnota λ je určena pro daný materiál a teplotu a vychází z materiálů poskytnutých při konzultacích $37.1W/mK$.

$$\psi_z = 0,85 \text{ (pro kruhová žebra)}$$

$$\lambda_z = 37,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.7)$$

$$\epsilon = 4,500 \times 10^{-3} \text{ (pro plynné palivo a žebrované trubky)}$$

Nyní je možné vypočítat součinitel β .

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 66,329}{0,001 \cdot 37,1 \cdot (1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 66,329)}} \\ &= 49,237 \end{aligned} \quad (4.8)$$

Součinitel efektivnosti žebra

Pro určení součinitele efektivnosti žebra jsou vypočteny poměry $\frac{D_z}{D}$ a $\beta \cdot h_z$ a hodnota E dohledána v literatuře [5] ze str. 114 pro kruhová žebra a kruhový základ.

$$\frac{D_z}{D} = \frac{5,850 \times 10^{-2}}{4,450 \times 10^{-2}} = 1,315$$

$$\beta \cdot h_z = 49,237 \cdot 0,007 = 3,447 \times 10^{-1} \quad (4.9)$$

$$E = 0,84$$

Součinitel přestupu tepla na straně spalin α_{1r}

Žebra mají konstantní průměr, hodnota $\mu = 1$.

$$\begin{aligned} \alpha_{1r} &= \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \left(\frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \right) \\ &= (0,802 \cdot 0,84 \cdot 1 + 0,198) \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 66,329}{1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 66,329} \right) \\ &= 39,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r}

Pro výpočet těchto součinitelů je nutné znát střední hodnoty parametrů páry v tomto úseku. Tyto hodnoty jsou vypočteny pomocí knihovny Xsteam.

$$\begin{aligned}\lambda_{34} &= 4,825 \times 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ \mu_{34} &= 1,968 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \\ \text{Pr}_{34} &= 1,092\end{aligned}\tag{4.11}$$

$$\nu_{34} = \mu_{34} \cdot v_{34} = 1,968 \times 10^{-5} \cdot 7,071 \times 10^{-2} = 1,391 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

K výpočtu α_{2r} je potřeba zjistit hodnoty 3 opravných součinitelů c_t, c_l, c_m . Tyto součinitele je možné nalézt v literatuře [4] na str. 101.

c_t je opravný součinitel závisící na teplotě proudu a stěny. Při proudění páry je rozdíl mezi teplotou stěny a teplotou proudu malý a tento součinitel je 1.

c_l je opravný součinitel na poměrnou délku. Uvažuje se pouze v případě, že proud vstupuje do trubky přímo bez zaoblení. Tento součinitel je 1.

c_m je opravný součinitel pro kanály řešené jako mezikruží s jednostranným ohřevem. Tento součinitel je opět 1.

$$\begin{aligned}c_t &= 1 \\ c_l &= 1 \\ c_m &= 1\end{aligned}\tag{4.12}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{2r} &= 0,023 \cdot \left(\frac{\lambda_{34}}{d}\right) \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_{34}}\right)^{0,8} \cdot (\text{Pr}_{34})^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \\ &= 0,023 \cdot \left(\frac{4,825 \times 10^{-2}}{3,870 \times 10^{-2}}\right) \cdot \left(\frac{18,3 \cdot 3,870 \times 10^{-2}}{1,391 \times 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot (1,092)^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 970,532 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{4.13}$$

Výpočet prostupu tepla k

Povrch jednoho žebra je dán rovnicí

$$\begin{aligned}S_{1z} &= \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot ((D_z)^2 - (D)^2)}{4}\right) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \\ &= \left(\frac{2 \cdot 3,142 \cdot ((5,850 \times 10^{-2})^2 - (4,450 \times 10^{-2})^2)}{4}\right) + 3,142 \cdot 5,850 \times 10^{-2} \cdot 0,001 \\ &= 2,449 \times 10^{-3} \text{ m}^2\end{aligned}\tag{4.14}$$

4.1. PŘEHŘÍVÁK 1

Celkový vnější povrch trubky s žebry na 1 m délky je pak

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \\ &= 3,142 \cdot 4,450 \times 10^{-2} \cdot (1 - 200 \cdot 0,001) + 200 \cdot 2,449 \times 10^{-3} \\ &= 6,016 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.15)$$

A celkový vnitřní povrch trubky je určen pomocí rovnice

$$S_{2m} = \pi \cdot d = 3,142 \cdot 3,870 \times 10^{-2} = 1,216 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \quad (4.16)$$

Pomocí jednotlivých součinitelů přestupu tepla a poměru povrchů trubky s žebry je pak možné vypočítat součinitel prostupu tepla k .

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{1r}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{2r}}\right) \cdot \left(\frac{S_{1m}}{S_{2m}}\right)} \\ &= \frac{1}{\left(\frac{1}{66,329}\right) + \left(\frac{1}{970,53}\right) \cdot \left(\frac{6,016 \times 10^{-1}}{1,216 \times 10^{-1}}\right)} \\ &= 48,343 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (4.17)$$

4.1.3. Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot

K výpočtu řad je třeba první zjistit logaritmický teplotní spád.

$$\begin{aligned} \Delta_{t_1} &= t_B - t_3 = 549 - 348 = 201,000 \text{ K} \\ \Delta_{t_2} &= t_C - t_4 = 507 - 240,565 = 266,435 \text{ K} \\ \Delta_{tLN} &= \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)} = \frac{201 - 266,435}{\ln\left(\frac{201}{266,435}\right)} = 232,183 \text{ K} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Vnější teplosměnná plocha je určena vzorcem

$$S_{SP} = \frac{1000 \cdot Q_{P1}}{k \cdot \Delta_{tLN}} = \frac{1000 \cdot 6243,705}{48,343 \cdot 232,183} = 556,261 \text{ m}^2 \quad (4.19)$$

Počet řad je

$$n_{rad} = \frac{S_{SP}}{H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{556,261}{13,6 \cdot 6,016 \times 10^{-1} \cdot 34,0} = 2,01 \quad (4.20)$$

a po zaokrouhlení na celé číslo je počet řad = 2.

Skutečné teplo předané v přehříváku 1

Pro zjištění skutečně předaného tepla je nutné přepočítat vnější teplosměnnou plochu, která se úpravou počtu řad změnila.

$$S_{SP_{skut}} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot H \cdot S_{1m} = 2,0 \cdot 34,0 \cdot 13,6 \cdot 6,016 \times 10^{-1} = 556,374 \text{ m}^2 \quad (4.21)$$

Teprve poté lze zjistit skutečnou hodnotu předaného tepla v dané teplosměnné ploše.

$$Q_{P1_{skut}} = \frac{k \cdot S_{SP_{skut}} \cdot \Delta_{tLN}}{1000} = \frac{48,343 \cdot 556,374 \cdot 232,183}{1000} = 6244,97 \text{ kW} \quad (4.22)$$

Kontrolní výpočet

Pro kontrolu jsou porovnány hodnoty předaných tepel (skutečné a vypočtené) a teplot spalin (skutečné a vypočtené).

$$\Delta_{Qcon} = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{Q_{P1_{skut}} - Q_{P1}}{Q_{P1_{skut}}} \right) = 100 \cdot \left| \left(\frac{6244,97 - 6243,705}{6244,97} \right) \right| = 0,020 \% \quad (4.23)$$

Skutečné parametry spalin

$$I_{C_{skut}} = I_{B_{sp}} - \frac{Q_{P1_{skut}}}{V_{sp} \cdot (1 - z_s)} = 763,535 - \frac{6244,97}{102,534 \cdot (1 - 3,072 \times 10^{-3})} = 702,441 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.24)$$

Skutečná teplota v bodě C je ze známé entalpie určena pomocí knihovny PyroMat pro výpočet termofyzikálních veličin.

$$T_{C_{skut}} = 507,404 \text{ °C} \quad (4.25)$$

$$\Delta_{Tcon} = \text{abs}(T_{C_{skut}} - t_C) = |(507,404 - 507)| = 0,4 \text{ °C} \quad (4.26)$$

Teploty se liší jen o méně jak 3 °C, výpočet je tedy v pořádku.

4.1. PŘEHŘÍVÁK 1

4.1.4. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 4.3: Přehřívák 1 - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D	44,5	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	38,7	mm
h_z	7	mm
t_z	1	mm
s_z	5	mm
n_z	200	-
s_1	88	mm
s_2	117	mm
D_z	0,0585	mm
S_{1z}	0,00245	m^2
S_{1m}	0,602	m^2
S_{SP}	556	m^2
c_z	0,95	-
α_k	66,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ψ_z	0,85	-
λ_z	37,1	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ϵ	0,0045	-
β	49,2	-
E	0,84	-
μ	1	-
α_{1r}	66,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{2r}	971	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	48,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\Delta_{t LN}$	232	K
Δ_{Qcon}	0,0202	%
Δ_{Tcon}	0,404	°C
n_{tr}	34	-
n_{rad}	2	-
Materiál	10CrMo9-10	-
Material žebra	X10Cr13	-

4.2. Přehřívák 2

Přehřívák 2 je první teplosměnnou plochou ze strany spalin. Trubky tohoto přehříváku jsou hladké. Postup výpočtu bude podobný jako v předchozím případě, ale ze strany spalin bude započten i vliv sálání.

Tabulka 4.4: Zvolené rozměry pro přehřívák 2

	Hodnota	Jednotka
D	44,5	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	38,7	mm
h_z	0,0	mm
t_z	0,0	mm
s_z	0,0	mm
n_z	0,0	-

4.2.1. Výpočet geometrie

Rozměry výměníku

Hodnota a je zvolena tak, aby rozteč s_1 vyšla stejně jako u přehříváku 1.

$$a = 4,350 \times 10^{-2} \text{ m} \quad (4.27)$$

$$s_1 = D + a = 4,450 \times 10^{-2} + 4,350 \times 10^{-2} = 0,088 \text{ m} \quad (4.28)$$

$$s_2 = 0,117 \text{ m}$$

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3}{0,088} - \frac{1}{2} = 33,591 \quad (4.29)$$

Počet trubek je zaokrouhlen na 34.

Pára

Pro další výpočty vypočteme střední parametry páry.

$$t_{21} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{370 + 332,731}{2} = 351,366 \text{ °C} \quad (4.30)$$

$$p_{21} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{3,1 + 3,33}{2} = 3,215 \text{ MPa}$$

$$v_{21} = 8,435 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.31)$$

4.2. PŘEHŘÍVÁK 2

Rychlost páry v tomto úseku je

$$w_p = 4 \cdot \frac{m_p \cdot v_{21}}{\pi \cdot (d)^2 \cdot n_{tr}} = 4 \cdot \frac{21,111 \cdot 8,435 \times 10^{-2}}{3,142 \cdot (3,870 \times 10^{-2})^2 \cdot 34,0} = 22,263 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.32)$$

Spaliny

Střední teplota spalin

$$t_{AB} = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{562,0 + 549}{2} = 555,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.33)$$

Skutečný objemový průtok spalin

$$V_{sp_{skut}} = V_{sp} \cdot \left(\frac{t_{AB} + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{555,5 + 273,15}{273,15} \right) = 311,054 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.34)$$

Skutečný průřez spalinového kanálu

$$S_{kan} = H \cdot (\check{s} - n_{tr} \cdot D) = 13,6 \cdot (3 - 34,0 \cdot 4,450 \times 10^{-2}) = 20,223 \text{ m}^2 \quad (4.35)$$

Rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp_{skut}}}{S_{kan}} = \frac{311,054}{20,223} = 15,381 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.36)$$

4.2.2. Tepelné výpočty

Opravné součinitele pro výpočet α_k jsou stejné jako v předchozím výpočtu.

$$\begin{aligned} c_t &= 1 \\ c_l &= 1 \\ c_m &= 1 \end{aligned} \quad (4.37)$$

K výpočtu α_k bude potřeba vypočítat také Prandtlovo číslo. To je možné najít stejně jako λ_{sp} a ν_{sp} v literatuře [5]. Konkrétní hodnoty pro teplotu t_{AB} jsou vypočteny opět pomocí interpolace.

Tabulka 4.5: Hodnoty Pr_{sp}

$T[^\circ\text{C}]$	5 % H_2O	8 % H_2O	10 % H_2O
0	0,69	0,708	0,72
100	0,67	0,682	0,69
200	0,65	0,662	0,67
300	0,63	0,642	0,65
400	0,62	0,632	0,64
500	0,61	0,622	0,63
600	0,60	0,612	0,62

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k

Trubky přehříváku 2 nejsou z důvodu případné dodatečné instalace hořáků žebrované, je tedy nutné použít pro součinitel přestupu tepla ze strany spalin vzorec pro hladké trubky [4]. Pro výpočet je potřeba určit 2 opravné součinitele c_s a c_z .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,088}{4,450 \times 10^{-2}} = 1,978 \quad (4.38)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,117}{4,450 \times 10^{-2}} = 2,629 \quad (4.39)$$

$$\sigma_{2c} = \sqrt{\frac{(\sigma_1)^2}{4} + (\sigma_2)^2} = \sqrt{\frac{(1,978)^2}{4} + (2,629)^2} = 2,809 \quad (4.40)$$

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_{2c} - 1} = \frac{1,978 - 1}{2,809 - 1} = 5,404 \times 10^{-1} \quad (4.41)$$

Pro opravné součinitele pak platí tyto vztahy

$$c_s = 0,34 \cdot (\phi_\sigma)^{0,1} = 0,34 \cdot (5,404 \times 10^{-1})^{0,1} = 3,197 \times 10^{-1} \quad (4.42)$$

$$c_z = 1$$

$$\begin{aligned} \alpha_k &= c_s \cdot c_z \cdot \left(\frac{\lambda_{AB}}{D}\right) \cdot \left(w_{sp} \cdot \frac{D}{\nu_{AB}}\right)^{0,6} \cdot (\text{Pr}_{AB})^{0,33} \\ &= 3,197 \times 10^{-1} \cdot 1 \cdot \left(\frac{0,057}{4,450 \times 10^{-2}}\right) \cdot \left(15,381 \cdot \frac{4,450 \times 10^{-2}}{8,937 \times 10^{-5}}\right)^{0,6} \cdot (0,707)^{0,33} \quad (4.43) \\ &= 78,174 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním α_{sal}

Pro výpočet α_{sal} je nutné zjistit hodnoty součinitele emisivity povrchu výhřevné plochy ϵ_{st} a součinitel emisivity spalin ϵ_s . ϵ_{st} je 0,82 pro výhřevné plochy v kotli. Hodnota ϵ_s je zvolena z konzultací. Posledním neznámým parametrem je teplota stěny, ta je pro plynná paliva o 25 °C vyšší než teplota pracovního média - páry [6].

$$\epsilon_{st} = 0,82$$

$$\epsilon_s = 0,074$$

$$T_{AB} = t_{AB} + 273,15 = 555,5 + 273,15 = 828,65 \text{ K} \quad (4.44)$$

$$T_{st} = t_{21} + 273,15 + 25 = 351,366 + 273,15 + 25 = 649,516 \text{ K}$$

4.2. PŘEHŘÍVÁK 2

Nyní je možné vypočítat α_{sal} z rovnice

$$\begin{aligned}\alpha_{sal} &= 5,68 \cdot (10)^{-8} \cdot \frac{\epsilon_{st} + 1}{2} \cdot \epsilon_s \cdot (T_{AB})^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{T_{st}}{T_{AB}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{st}}{T_{AB}}} \right) \\ &= 5,68 \cdot (10)^{-8} \cdot \frac{0,82 + 1}{2} \cdot 0,074 \cdot (828,65)^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{649,516}{828,65} \right)^{3,6}}{1 - \frac{649,516}{828,65}} \right) \\ &= 5,879 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{4.45}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin α_{1r}

$$\alpha_{1r} = \alpha_k + \alpha_{sal} = 78,174 + 5,879 = 84,053 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\tag{4.46}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r}

$$\begin{aligned}\alpha_{2r} &= 0,023 \cdot \left(\frac{\lambda_{21}}{d} \right) \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_{21}} \right)^{0,8} \cdot (\text{Pr}_{21})^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \\ &= 0,023 \cdot \left(\frac{5,253 \times 10^{-2}}{3,870 \times 10^{-2}} \right) \cdot \left(\frac{22,263 \cdot 3,870 \times 10^{-2}}{1,877 \times 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot (1,008)^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 884,413 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{4.47}$$

Součinitel prostupu tepla k

$$\psi = 0,85\tag{4.48}$$

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{1r}}{1 + \frac{\alpha_{1r}}{\alpha_{2r}}} = \frac{0,85 \cdot 84,053}{1 + \frac{84,053}{884,43}} = 73,804 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\tag{4.49}$$

4.2.3. Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot

Střední logaritmický teplotní spád

$$\begin{aligned}
\Delta_{t_1} &= t_A - t_1 = 562,0 - 370 &= 192,000 \text{ K} \\
\Delta_{t_2} &= t_B - t_2 = 549 - 332,731 &= 216,269 \text{ K} \\
\Delta_{t_{LN}} &= \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)} = \frac{192,0 - 216,269}{\ln\left(\frac{192,0}{216,269}\right)} &= 203,894 \text{ K}
\end{aligned} \tag{4.50}$$

Teplosměnná plocha a počet řad

Teplosměnná plocha

$$S_{SP} = \frac{1000 \cdot Q_{P2}}{k \cdot \Delta_{t_{LN}}} = \frac{1000 \cdot 1983,329}{73,8 \cdot 203,894} = 131,806 \text{ m}^2 \tag{4.51}$$

Vnější povrch trubky na 1 m

$$S_{1m} = \pi \cdot D = 3,142 \cdot 4,450 \times 10^{-2} = 1,398 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \tag{4.52}$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{S_{SP}}{H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{131,806}{13,6 \cdot 1,398 \times 10^{-1} \cdot 34,0} = 2,039 \tag{4.53}$$

Po zaokrouhlení je počet řad $n_{rad} = 2$.

Skutečné hodnoty

Skutečná teplosměnná plocha

$$S_{SP_{skut}} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot H \cdot S_{1m} = 2,0 \cdot 34,0 \cdot 13,6 \cdot 1,398 \times 10^{-1} = 129,288 \text{ m}^2 \tag{4.54}$$

Skutečné teplo předané v přehřívačce 2

$$Q_{P2_{skut}} = \frac{k \cdot S_{SP_{skut}} \cdot \Delta_{t_{LN}}}{1000} = \frac{73,8 \cdot 129,288 \cdot 203,894}{1000} = 1945,441 \text{ kW} \tag{4.55}$$

Skutečná entalpie spalin v bodě B

$$I_{B_{skut}} = I_{A_{sp}} - \frac{Q_{P2_{skut}}}{V_{sp} \cdot (1 - z_s)} = 782,789 - \frac{1945,441}{102,534 \cdot (1 - 0,003)} = 763,757 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \tag{4.56}$$

4.2. PŘEHŘÍVÁK 2

Skutečná teplota v bodě B

$$T_{B_{skut}} = 548,86 \text{ °C} \quad (4.57)$$

Kontrolní výpočet

Tepelný rozdíl

$$\Delta_{Q_{con}} = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{Q_{P2_{skut}} - Q_{P2}}{Q_{P2_{skut}}} \right) = 100 \cdot \left| \left(\frac{1945,441 - 1983,329}{1945,441} \right) \right| = 1,948 \text{ \%} \quad (4.58)$$

Teplotní rozdíl

$$\Delta_{T_{con}} = \text{abs} (T_{B_{skut}} - t_B) = |(548,86 - 549)| = 1,405 \times 10^{-1} \text{ °C} \quad (4.59)$$

Oba kontrolní výpočty jsou v povoleném rozmezí, výpočet je tedy možné považovat za správný.

4.2.4. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 4.6: Přehřívák 2 - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D	44,5	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	38,7	mm
h_z	0	mm
t_z	0	mm
s_z	0	mm
n_z	0	-
s_1	88	mm
s_2	117	mm
S_{1m}	0,14	m^2
S_{SP}	132	m^2
α_k	78,2	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ψ	0,85	-
α_{2r}	884	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	73,8	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\Delta_t LN$	204	K
Δ_{Qcon}	1,95	%
Δ_{Tcon}	0,14	°C
n_{tr}	34	-
n_{rad}	2	-
Materiál	10CrMo9-10	-
Materiál žebra	-	-

4.3. Výparník 1

V kap. 2.4 bylo vypočteno pouze celkové teplo, které se musí předat v obou výparnících. Z důvodu možné budoucí instalace přídatných hořáků pro zvýšení výkonu kotle je však výparník rozdělen na 2 části, a proto musí být i celkové teplo rozděleno do obou těchto částí. Toto rozdělení proběhlo v uzavřeném iteračním bloku, který počítal všechny výpočty pro oba výparníky zároveň. Počáteční hodnoty předaného tepla ve výparníku 1, resp. výparníku 2, byly totožné a byly rovny polovině tepla Q_V , viz rovnice 2.20. V případě, že nevyšla finální kontrola ΔQ_{con} a ΔT_{con} , iterace proběhla znovu s hodnotou předaného tepla o 20 kW vyšší pro výparník 1 a o 20 kW nižší pro výparník 2. Cílem bylo navyšovat poměr předaného tepla ve výparníku 1, dokud obě kontroly nebudou vyhovovat povoleným odchylkám, tedy rozdílu teplot max. 3 °C a tepla vypočteného a skutečného max. do 5 %.

Finální hodnota předaného tepla ve výparníku 1 je $Q_{V1} = 19820 \text{ kW}$.

Tabulka 4.7: Zvolené rozměry pro výparník 1

	Hodnota	Jednotka
D	38,0	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	32,2	mm
h_z	10,0	mm
t_z	1,0	mm
s_z	4,2	mm
n_z	240,0	-

4.3.1. Výpočet geometrie

Dodatečné rozměry výměníku

Průměr trubky i s žebry

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,01 = 0,058 \text{ m} \quad (4.60)$$

$$\begin{aligned} a &= 0,030 \text{ m} \\ s_2 &= 0,088 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.61)$$

Příčná rozteč

$$s_1 = D_z + a = 0,058 + 0,03 = 0,088 \text{ m} \quad (4.62)$$

Počet trubek

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3}{0,088} - \frac{1}{2} = 33,591 \quad (4.63)$$

Počet trubek je zaokrouhlen na 34, stejně jako u předchozích částí kotle.

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Podíl výhřevných ploch žebër a celkové plochy ze strany spalín

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \\ &= \frac{\left(\frac{0,058}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,058}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,200 \times 10^{-3}}{0,038} - \frac{0,001}{0,038}\right)} \\ &= 8,876 \times 10^{-1} \end{aligned} \quad (4.64)$$

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 8,876 \times 10^{-1} = 1,124 \times 10^{-1} \quad (4.65)$$

Poměrné rozteče trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,088}{0,038} = 2,316 \quad (4.66)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,088}{2}\right)^2 + (0,088)^2}}{0,038} = 2,589 \quad (4.67)$$

Součinitel poměrných roztečí

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{2,316 - 1}{2,589 - 1} = 0,828 \quad (4.68)$$

Povrch jednoho žebra

$$\begin{aligned} S_{1z} &= \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot ((D_z)^2 - (D)^2)}{4} \right) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \\ &= \left(\frac{2 \cdot 3,142 \cdot ((0,058)^2 - (0,038)^2)}{4} \right) + 3,142 \cdot 0,058 \cdot 0,001 \\ &= 3,198 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.69)$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \\ &= 3,142 \cdot 0,038 \cdot (1 - 240 \cdot 0,001) + 240 \cdot 3,198 \times 10^{-3} \\ &= 8,583 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.70)$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$S_{2m} = \pi \cdot d = 3,142 \cdot 3,220 \times 10^{-2} = 1,012 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \quad (4.71)$$

4.3. VÝPARNÍK 1

Pára

Střední hodnoty teploty a tlaku pro parovodní směs

$$\begin{aligned}t_{45} &= \frac{t_4 + t_5}{2} = \frac{240,565 + 240,565}{2} = 240,565 \text{ } ^\circ\text{C} \\p_{45} &= \frac{p_4 + p_5}{2} = \frac{3,38 + 3,38}{2} = 3,38 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{4.72}$$

V trubkách je parovodní směs a není jednoduše možné určit ostatní parametry proudu.

Spaliny

Střední teplota spalin

$$t_{CD} = \frac{t_C + t_D}{2} = \frac{507 + 366}{2} = 436,5 \text{ } ^\circ\text{C}\tag{4.73}$$

Skutečný objemový průtok spalin

$$V_{sp_{skut}} = V_{sp} \cdot \left(\frac{t_{CD} + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{436,5 + 273,15}{273,15} \right) = 266,384 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\tag{4.74}$$

Skutečný průřez spalinového kanálu

$$\begin{aligned}S_{kan} &= H \cdot (\check{s} - n_{tr} \cdot (D + 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z)) \\&= 13,6 \cdot (3 - 34,0 \cdot (0,038 + 2 \cdot 0,01 \cdot 0,001 \cdot 240)) \\&= 21,009 \text{ m}^2\end{aligned}\tag{4.75}$$

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp_{skut}}}{S_{kan}} = \frac{266,384}{21,009} = 12,679 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\tag{4.76}$$

4.3.2. Tepelné výpočty

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k

Výparník 1 má trubky opět žebrované a je možné použít původní vzorce pro výpočet α_k .

$$\begin{aligned}\lambda_{CD} &= 6,937 \times 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ \nu_{CD} &= 5,207 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ c_z &= 1\end{aligned}\tag{4.77}$$

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

$$\begin{aligned}
 \alpha_k &= 0,23 \cdot c_z \cdot (\phi_\sigma)^{0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_{CD}}{s_z}\right) \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(w_{sp} \cdot \frac{s_z}{\nu_{CD}}\right)^{0,65} \\
 &= 0,23 \cdot 1 \cdot (0,828)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,052}{0,0042}\right) \cdot \left(\frac{0,038}{0,0042}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,0042}\right)^{-0,14} \cdot \left(12,7 \cdot \frac{0,0042}{6,9 \times 10^{-5}}\right)^{0,65} \\
 &= 55,558 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.78}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r}

$$\psi_z = 0,85 \text{ (pro kruhová žebra)}$$

$$\lambda_z = 25,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \tag{4.79}$$

$$\epsilon = 4,500 \times 10^{-3} \text{ (pro plynné palivo a žebrované trubky)}$$

Součinitel beta

$$\begin{aligned}
 \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 58,848}{0,001 \cdot 25,4 \cdot (1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 58,848)}} \\
 &= 56,701
 \end{aligned} \tag{4.80}$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,058}{0,038} = 1,526$$

$$\beta \cdot h_z = 56,701 \cdot 0,01 = 0,567 \tag{4.81}$$

$$E = 0,89$$

$$\mu = 1 \text{ (= 1 pro žebra s konstantním průměrem)} \tag{4.82}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_{1r} &= \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \left(\frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}\right) \\
 &= (8,876 \times 10^{-1} \cdot 0,89 \cdot 1 + 1,124 \times 10^{-1}) \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 55,558}{1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 55,558}\right) \\
 &= 35,145 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.83}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r}

Součinitel ze strany parovodní směsi se u výparníků zanedbává, neboť α_{1r} je výrazně větší než α_{2r} .

4.3. VÝPARNÍK 1

Prostup tepla k

Součinitel využití plochy pro oba výparníky je roven 0,8. Tato hodnota vychází z konzultací.

$$\begin{aligned}\psi_{evap} &= 0,8 \\ k &= \psi_{evap} \cdot \alpha_{1r} = 0,8 \cdot 58,848 = 47,079 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{4.84}$$

4.3.3. Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot

Střední logaritmický teplotní spád

V této části výparníku není protiproudé uspořádání, ale křížové uspořádání. Hodnota Δ_{tLN} se však počítá pro protiproudé uspořádání. Z toho důvodu je třeba zjistit opravný součinitel ψ_{zap} . Tento součinitel je dle konzultací velmi blízko 1 a je možné ho vynechat.

$$\begin{aligned}\Delta_{t_1} &= t_C - t_4 = 507 - 240,565 = 266,435 \text{ K} \\ \Delta_{t_2} &= t_D - t_5 = 366 - 240,565 = 125,435 \text{ K} \\ \Delta_{tLN} &= \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)} = \frac{266,435 - 125,435}{\ln\left(\frac{266,435}{125,435}\right)} = 187,166 \text{ K}\end{aligned}\tag{4.85}$$

Vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP} = \frac{1000 \cdot Q_{V1}}{k \cdot \Delta_{tLN}} = \frac{1000 \cdot 19820}{44,446 \cdot 187,166} = 2382,547 \text{ m}^2\tag{4.86}$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{S_{SP}}{H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{2382,547}{13,6 \cdot 8,583 \times 10^{-1} \cdot 34,0} = 6,003\tag{4.87}$$

Po zaokrouhlení je hodnota $n_{rad} = 6$.

Skutečné hodnoty

Skutečná vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP_{skut}} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot H \cdot S_{1m} = 6,0 \cdot 34,0 \cdot 13,6 \cdot 8,583 \times 10^{-1} = 2381,221 \text{ m}^2\tag{4.88}$$

Skutečně předané teplo

$$Q_{V1_{skut}} = \frac{k \cdot S_{SP_{skut}} \cdot \Delta_{tLN}}{1000} = \frac{44,446 \cdot 2381,221 \cdot 187,166}{1000} = 19808,97 \text{ kW}\tag{4.89}$$

Kontrolní výpočty

$$\Delta_{Qcon} = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{Q_{V1skut} - Q_{V1}}{Q_{V1skut}} \right) = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{19808,97 - 19820}{19808,97} \right) = 5,568 \times 10^{-2} \% \quad (4.90)$$

Hodnota je menší než 3 %, výpočet je tedy správně.

4.3.4. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 4.8: Výparník 1 - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D	38	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	32,2	mm
h_z	10	mm
t_z	1	mm
s_z	4,2	mm
n_z	240	-
s_1	88	mm
s_2	88	mm
D_z	0,0580	mm
S_{1z}	0,0032	m^2
S_{1m}	0,858	m^2
S_{SP}	2382,5	m^2
c_z	1	-
α_k	55,6	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ψ_z	0,85	-
λ_z	25,4	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ϵ	0,0045	-
β	55,4	-
E	0,89	-
μ	1	-
α_{1r}	55,6	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{2r}	0	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	44,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Δ_{tLN}	187	K
Δ_{Qcon}	0,056	%
n_{tr}	34	-
n_{rad}	6	-
Materiál	16Mo3	-
Material žebra	Uhlíková ocel	-

4.4. VÝPARNÍK 2

4.4. Výparník 2

Prvním výpočtem u výparníku 2 bude vyjádření předaného tepla v této části kotle. O rozdělení ploch a metodě výpočtu pojednává začátek podkapitoly 4.3.

$$Q_{V2} = Q_V - Q_{V1} = 36579,719 - 19820 = 16759,719 \text{ kW} \quad (4.91)$$

Tabulka 4.9: Zvolené rozměry pro výparník 2

	Hodnota	Jednotka
D	38,0	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	32,2	mm
h_z	16,0	mm
t_z	1,0	mm
s_z	3,9	mm
n_z	260,0	-

4.4.1. Výpočet geometrie

Dodatečné rozměry výměníku

Průměr trubky i s žebry

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,016 = 0,07 \text{ m} \quad (4.92)$$

$$\begin{aligned} a &= 0,018 \text{ m} \\ s_2 &= 0,088 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.93)$$

Příčná rozteč

$$s_1 = D_z + a = 0,07 + 0,018 = 0,088 \text{ m} \quad (4.94)$$

Počet trubek

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3}{0,088} - \frac{1}{2} = 33,591 \quad (4.95)$$

Počet trubek je zaokrouhlen na $n_{tr} = 34$.

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Podíl výhřevných ploch žebek a celkové plochy ze strany spalín

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \\ &= \frac{\left(\frac{0,07}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,07}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{3,900 \times 10^{-3}}{0,038} - \frac{0,001}{0,038}\right)} \\ &= 9,401 \times 10^{-1} \end{aligned} \quad (4.96)$$

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 9,401 \times 10^{-1} = 5,995 \times 10^{-2} \quad (4.97)$$

Poměrné rozteče trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,088}{0,038} = 2,316 \quad (4.98)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,088}{2}\right)^2 + (0,088)^2}}{0,038} = 2,589 \quad (4.99)$$

Součinitel poměrných roztečí

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{2,316 - 1}{2,589 - 1} = 0,828 \quad (4.100)$$

Povrch jednoho žebra

$$\begin{aligned} S_{1z} &= \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot ((D_z)^2 - (D)^2)}{4} \right) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \\ &= \left(\frac{2 \cdot 3,142 \cdot ((0,07)^2 - (0,038)^2)}{4} \right) + 3,142 \cdot 0,07 \cdot 0,001 \\ &= 5,649 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.101)$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \\ &= 3,142 \cdot 0,038 \cdot (1 - 260 \cdot 0,001) + 260 \cdot 5,649 \times 10^{-3} \\ &= 1,483 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.102)$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$S_{2m} = \pi \cdot d = 3,142 \cdot 3,220 \times 10^{-2} = 1,012 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \quad (4.103)$$

4.4. VÝPARNÍK 2

Pára

Střední hodnoty teploty a tlaku pro parovodní směs

$$\begin{aligned}t_{45} &= \frac{t_4 + t_5}{2} = \frac{240,565 + 240,565}{2} = 240,565 \text{ } ^\circ\text{C} \\p_{45} &= \frac{p_4 + p_5}{2} = \frac{3,38 + 3,38}{2} = 3,38 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{4.104}$$

V trubkách je parovodní směs a není jednoduše možné určit ostatní parametry proudu.

Spaliny

Střední teplota spalin

$$t_{DE} = \frac{t_D + t_E}{2} = \frac{366 + 254}{2} = 310,0 \text{ } ^\circ\text{C}\tag{4.105}$$

Skutečný objemový průtok spalin

$$V_{spskut} = V_{sp} \cdot \left(\frac{t_{DE} + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{310,0 + 273,15}{273,15} \right) = 218,9 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\tag{4.106}$$

Skutečný průřez spalínového kanálu

$$\begin{aligned}S_{kan} &= H \cdot (\check{s} - n_{tr} \cdot (D + 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z)) \\&= 13,6 \cdot (3 - 34,0 \cdot (0,038 + 2 \cdot 0,016 \cdot 0,001 \cdot 260)) \\&= 19,382 \text{ m}^2\end{aligned}\tag{4.107}$$

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{spskut}}{S_{kan}} = \frac{218,9}{19,382} = 11,294 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\tag{4.108}$$

4.4.2. Tepelné výpočty

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k

$$\begin{aligned}\lambda_{DE} &= 4,825 \times 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ \nu_{DE} &= 4,692 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ c_z &= 1\end{aligned}\tag{4.109}$$

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

$$\begin{aligned}
 \alpha_k &= 0,23 \cdot c_z \cdot (\phi_\sigma)^{0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_{DE}}{s_z}\right) \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(w_{sp} \cdot \frac{s_z}{\nu_{DE}}\right)^{0,65} \\
 &= 0,23 \cdot 1 \cdot (0,828)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,048}{0,0039}\right) \cdot \left(\frac{0,038}{0,0039}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,016}{0,0039}\right)^{-0,14} \cdot \left(11,3 \cdot \frac{0,0039}{4,7 \times 10^{-5}}\right)^{0,65} \\
 &= 56,252 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.110}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r}

$$\psi_z = 0,85 \text{ (pro kruhová žebra)}$$

$$\lambda_z = 51,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \tag{4.111}$$

$$\epsilon = 4,500 \times 10^{-3} \text{ (pro plynné palivo a žebrované trubky)}$$

Součinitel beta

$$\begin{aligned}
 \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 56,252}{0,001 \cdot 51,9 \cdot (1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 56,252)}} \\
 &= 38,94
 \end{aligned} \tag{4.112}$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,07}{0,038} = 1,842$$

$$\beta \cdot h_z = 38,94 \cdot 0,016 = 0,623 \tag{4.113}$$

$$E = 0,85$$

Žebra trubek výparníku 2 nemají konstantní průměr, je tedy potřeba zjistit hodnotu μ .

$$\mu = 1,01 \text{ (dle nomogramu z literatury [5] na str. 114)} \tag{4.114}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_{1r} &= \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \left(\frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}\right) \\
 &= (9,401 \times 10^{-1} \cdot 0,85 \cdot 1,01 + 5,995 \times 10^{-2}) \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 56,252}{1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 56,252}\right) \\
 &= 34,114 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.115}$$

4.4. VÝPARNÍK 2

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r}

Součinitel ze strany parovodní směsi se u výparníků zanedbává, neboť α_{1r} je výrazně větší než α_{2r} .

Prostup tepla k

Součinitel využití plochy pro oba výparníky je roven 0,8. Tato hodnota vychází z konzultací.

$$\begin{aligned}\psi_{evap} &= 0,8 \\ k &= \psi_{evap} \cdot \alpha_{1r} = 0,8 \cdot 56,252 = 45,001 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{4.116}$$

4.4.3. Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot

Střední logaritmický teplotní spád

V této části výparníku je protiproudé uspořádání a střední logaritmický teplotní spád Δ_{tLN} není třeba upravovat.

$$\begin{aligned}\Delta_{t_1} &= t_D - t_4 = 366 - 240,565 = 125,435 \text{ K} \\ \Delta_{t_2} &= t_E - t_5 = 254 - 240,565 = 13,435 \text{ K} \\ \Delta_{tLN} &= \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)} = \frac{125,435 - 13,435}{\ln\left(\frac{125,435}{13,435}\right)} = 50,137 \text{ K}\end{aligned}\tag{4.117}$$

Vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP} = \frac{1000 \cdot Q_{V2}}{k \cdot \Delta_{tLN}} = \frac{1000 \cdot 16759,719}{45,001 \cdot 50,137} = 8199,206 \text{ m}^2\tag{4.118}$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{S_{SP}}{H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{8199,206}{13,6 \cdot 1,483 \cdot 34,0} = 11,957\tag{4.119}$$

Po zaokrouhlení je hodnota $n_{rad} = 12$.

Skutečné hodnoty

Skutečná vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP_{skut}} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot H \cdot S_{1m} = 12,0 \cdot 34,0 \cdot 13,6 \cdot 1,483 = 8228,87 \text{ m}^2\tag{4.120}$$

Skutečně předané teplo

$$Q_{V2_{skut}} = \frac{k \cdot S_{SP_{skut}} \cdot \Delta_{tLN}}{1000} = \frac{40,77 \cdot 8228,87 \cdot 50,137}{1000} = 16820,355 \text{ kW}\tag{4.121}$$

Kontrolní výpočty

$$\Delta_{Qcon} = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{Q_{V2skut} - Q_{V2}}{Q_{V2skut}} \right) = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{16820,355 - 16759,719}{16820,355} \right) = 0,36 \% \quad (4.122)$$

Hodnota je menší než 3 %, výpočet je tedy správně.

4.4.4. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 4.10: Výparník 2 - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D	38	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	32,2	mm
h_z	16	mm
t_z	1	mm
s_z	3,9	mm
n_z	260	-
s_1	88	mm
s_2	88	mm
D_z	0,07	mm
S_{1z}	0,00565	m^2
S_{1m}	1,48	m^2
S_{SP}	8199	m^2
c_z	1	-
α_k	58,5	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ψ_z	0,85	-
λ_z	51,9	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ϵ	0,0045	-
β	39,6	-
E	0,85	-
μ	1,01	-
α_{1r}	58,5	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{2r}	0	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	45,0	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Δ_{tLN}	50,1	K
Δ_{Qcon}	0,361	%
n_{tr}	34	-
n_{rad}	12	-
Materiál	16Mo3	-
Material žebra	Uhlíková ocel	-

4.5. Ekonomizér 2

Tabulka 4.11: Zvolené rozměry pro ekonomizér 2

	Hodnota	Jednotka
D	31,8	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	26,0	mm
h_z	16,0	mm
t_z	0,8	mm
s_z	3,9	mm
n_z	260,0	-

4.5.1. Výpočet geometrie

Dodatečné rozměry výměníku

Průměr trubky i s žebry

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 3,180 \times 10^{-2} + 2 \cdot 0,016 = 6,380 \times 10^{-2} \text{ m} \quad (4.123)$$

$$\begin{aligned} a &= 0,0242 \text{ m} \\ s_2 &= 0,092 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.124)$$

Příčná rozteč

$$s_1 = D_z + a = 0,0638 + 0,0242 = 0,088 \text{ m} \quad (4.125)$$

Počet trubek

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3}{0,088} - \frac{1}{2} = 33,591 \quad (4.126)$$

Počet trubek je zaokrouhlen na $n_{tr} = 34$.

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \\ &= \frac{\left(\frac{6,380 \times 10^{-2}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{6,380 \times 10^{-2}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,400 \times 10^{-3}}{3,180 \times 10^{-2}} - \frac{8,000 \times 10^{-4}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)} \\ &= 9,304 \times 10^{-1} \end{aligned} \quad (4.127)$$

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 9,304 \times 10^{-1} = 6,963 \times 10^{-2} \quad (4.128)$$

Poměrné rozteče trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,088}{3,180 \times 10^{-2}} = 2,767 \quad (4.129)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,088}{2}\right)^2 + (0,092)^2}}{3,180 \times 10^{-2}} = 3,207 \quad (4.130)$$

Součinitel poměrných roztečí

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{2,767 - 1}{3,207 - 1} = 8,008 \times 10^{-1} \quad (4.131)$$

Povrch jednoho žebra

$$\begin{aligned} S_{1z} &= \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot ((D_z)^2 - (D)^2)}{4} \right) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \\ &= \left(\frac{2 \cdot 3,142 \cdot ((6,380 \times 10^{-2})^2 - (3,180 \times 10^{-2})^2)}{4} \right) + 3,142 \cdot 6,380 \times 10^{-2} \cdot 8,000 \times 10^{-4} \\ &= 0,005 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.132)$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \\ &= 3,142 \cdot 3,180 \times 10^{-2} \cdot (1 - 260 \cdot 8,000 \times 10^{-4}) + 260 \cdot 0,005 \\ &= 1,21 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.133)$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$S_{2m} = \pi \cdot d = 3,142 \cdot 0,026 = 8,168 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad (4.134)$$

Pára

Střední hodnoty teploty a tlaku

$$\begin{aligned} t_{67} &= \frac{t_6 + t_7}{2} = \frac{236 + 217}{2} = 226,5 \text{ °C} \\ p_{67} &= \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{3,68 + 3,74}{2} = 3,71 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.135)$$

4.5. EKONOMIZÉR 2

Střední hodnota kinematické viskozity

$$v_{67} = 1,201 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.136)$$

Průtočný průřez

$$S_p = \frac{\pi \cdot (d)^2 \cdot n_{tr}}{4} = \frac{3,142 \cdot (0,026)^2 \cdot 34,0}{4} = 1,805 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad (4.137)$$

Skutečná rychlost vody

$$w_{pskut} = \frac{m_{p2} \cdot v_{67}}{S_p} = \frac{20,751 \cdot 1,201 \times 10^{-3}}{1,805 \times 10^{-2}} = 1,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.138)$$

Spaliny

Střední teplota spalin

$$t_{EF} = \frac{t_E + t_F}{2} = \frac{254 + 241}{2} = 247,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.139)$$

Skutečný objemový průtok spalin

$$V_{spskut} = V_{sp} \cdot \left(\frac{t_{EF} + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{247,5 + 273,15}{273,15} \right) = 195,439 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.140)$$

Skutečný průřez spalinového kanálu

$$\begin{aligned} S_{kan} &= \check{s} \cdot H - H \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot H \cdot n_z \cdot n_{tr} \\ &= 3 \cdot 13,6 - 13,6 \cdot 3,180 \times 10^{-2} \cdot 34,0 - 2 \cdot 0,016 \cdot 8,000 \times 10^{-4} \cdot 13,6 \cdot 260 \cdot 34,0 \\ &= 23,018 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.141)$$

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{spskut}}{S_{kan}} = \frac{195,439}{23,018} = 8,491 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.142)$$

4.5.2. Tepelné výpočty

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k

$$\begin{aligned} \lambda_{EF} &= 4,319 \times 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ \nu_{EF} &= 3,861 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (4.143)$$

$$c_z = 0,95$$

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

$$\begin{aligned}
 \alpha_k &= 0,23 \cdot c_z \cdot (\phi_\sigma)^{0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_{EF}}{s_z}\right) \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(w_{sp} \cdot \frac{s_z}{\nu_{EF}}\right)^{0,65} \\
 &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot (0,8)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,0432}{0,0039}\right) \cdot \left(\frac{0,0318}{0,0039}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,016}{0,0039}\right)^{-0,14} \cdot \left(8,491 \cdot \frac{0,0039}{3,9 \times 10^{-5}}\right)^{0,65} \\
 &= 49,331 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.144}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalín α_{1r}

$$\psi_z = 0,85 \text{ (pro kruhová žebra)}$$

$$\lambda_z = 51,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ (pro CS při teplotě } 250 \text{ °C)} \tag{4.145}$$

$$\epsilon = 4,500 \times 10^{-3} \text{ (pro plynné palivo a žebrované trubky)}$$

Součinitel beta

$$\begin{aligned}
 \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 49,331}{8,000 \times 10^{-4} \cdot 51,5 \cdot (1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 49,331)}} \\
 &= 41,381
 \end{aligned} \tag{4.146}$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$\begin{aligned}
 \frac{D_z}{D} &= \frac{6,380 \times 10^{-2}}{3,180 \times 10^{-2}} = 2,006 \\
 \beta \cdot h_z &= 41,381 \cdot 0,016 = 6,621 \times 10^{-1} \\
 E &= 0,83
 \end{aligned} \tag{4.147}$$

Žebra trubek ekonomizéru 2 mají opět konstantní průměr, hodnota $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}
 \alpha_{1r} &= \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \left(\frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}\right) \\
 &= (9,395 \times 10^{-1} \cdot 0,83 \cdot 1 + 6,055 \times 10^{-2}) \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 49,331}{1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 49,331}\right) \\
 &= 29,642 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.148}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany páry α_{2r}

Součinitel ze strany vody se u obou ekonomizéru zanedbává. Součinitel α_{2r} má velmi vysokou hodnotu [4].

4.5. EKONOMIZÉR 2

Prostup tepla k

Součinitel využití plochy pro oba ekonomizéry je roven 0,75. Tato hodnota vychází z dodatečných podkladů zadání.

$$\psi_{evap} = 0,75 \quad (4.149)$$

$$k = \psi_{eko} \cdot \alpha_{1r} = 0,75 \cdot 51,335 = 35,11 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

4.5.3. Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot

Střední logaritmický teplotní spád

U obou částí ekonomizéru je protiproudé uspořádání a není tedy nutné zavádět žádný korekční faktor pro výpočet Δ_{tLN} .

$$\Delta_{t_1} = t_E - t_6 = 254 - 236 = 18 \text{ K}$$

$$\Delta_{t_2} = t_F - t_7 = 241 - 217 = 24 \text{ K}$$

$$\Delta_{tLN} = \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)} = \frac{18 - 24}{\ln\left(\frac{18}{24}\right)} = 18,633 \text{ K} \quad (4.150)$$

Vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP} = \frac{1000 \cdot Q_{EKO_2}}{k \cdot \Delta_{tLN}} = \frac{1000 \cdot 1832,609}{35,11 \cdot 18,633} = 2801,278 \text{ m}^2 \quad (4.151)$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{S_{SP}}{H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{2801,278}{13,6 \cdot 1,21 \cdot 34,0} = 5,007 \quad (4.152)$$

Po zaokrouhlení je hodnota $n_{rad} = 5$.

Skutečné hodnoty

Skutečná vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP_{skut}} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot H \cdot S_{1m} = 5,0 \cdot 34,0 \cdot 13,6 \cdot 1,21 = 2797,52 \text{ m}^2 \quad (4.153)$$

Skutečně předané teplo

$$Q_{EKO_2_{skut}} = \frac{k \cdot S_{SP_{skut}} \cdot \Delta_{tLN}}{1000} = \frac{35,11 \cdot 2797,52 \cdot 18,633}{1000} = 1830,151 \text{ kW} \quad (4.154)$$

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Skutečná hodnota entalpie v bodě F

$$I_{F_{skut}} = I_{E_{sp}} - \frac{Q_{EKO_2_{skut}}}{V_{sp} \cdot (1 - z_s)} = 342,368 - \frac{1830,151}{102,534 \cdot (1 - 3,072 \times 10^{-3})} = 324,464 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.155)$$

Skutečná teplota v bodě F

$$T_{F_{skut}} = 240,742 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.156)$$

Kontrolní výpočty

Tepelný rozdíl

$$\Delta_{Q_{con}} = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{Q_{EKO_2_{skut}} - Q_{EKO_2}}{Q_{EKO_2_{skut}}} \right) = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{1830,151 - 1832,609}{1830,151} \right) = 0,134 \text{ } \% \quad (4.157)$$

Teplotní rozdíl

$$\Delta_{T_{con}} = \text{abs} (T_{F_{skut}} - t_F) = \text{abs} (240,742 - 241) = 2,578 \times 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.158)$$

Obě hodnoty jsou v požadovaném rozmezí, návrh lze považovat za správný.

4.5. EKONOMIZÉR 2

4.5.4. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 4.12: Ekonomizér 2 - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D	31,8	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	26	mm
h_z	16	mm
t_z	0,8	mm
s_z	3,9	mm
n_z	260	-
s_1	88	mm
s_2	92	mm
D_z	0,0638	mm
S_{1z}	0,00497	m^2
S_{1m}	1,21	m^2
S_{SP}	2797	m^2
c_z	0,95	-
α_k	49,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ψ_z	0,85	-
λ_z	51,5	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ϵ	0,0045	-
β	41,4	-
E	0,83	-
μ	1	-
α_{1r}	49,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{2r}	0	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	35,1	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\Delta_{t LN}$	18,6	K
Δ_{Qcon}	0,134	%
Δ_{Tcon}	0,258	°C
n_{tr}	34	-
n_{rad}	5	-
Materiál	16Mo3	-
Material žebra	Uhlíková ocel	-

4.6. Ekonomizér 1

Tabulka 4.13: Zvolené rozměry pro ekonomizér 1

	Hodnota	Jednotka
D	31,8	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	26,0	mm
h_z	16,0	mm
t_z	0,8	mm
s_z	3,9	mm
n_z	260,0	-

4.6.1. Výpočet geometrie

Dodatečné rozměry výměníku

Průměr trubky i s žebry

$$D_z = D + 2 \cdot h_z = 3,180 \times 10^{-2} + 2 \cdot 0,016 = 6,380 \times 10^{-2} \text{ m} \quad (4.159)$$

$$a = 0,0242 \text{ m} \quad (4.160)$$

$$s_2 = 0,092 \text{ m}$$

Příčná rozteč

$$s_1 = D_z + a = 0,0638 + 0,0242 = 0,088 \text{ m} \quad (4.161)$$

Počet trubek

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{3}{0,088} - \frac{1}{2} = 33,591 \quad (4.162)$$

Počet trubek je zaokrouhlen na $n_{tr} = 34$.

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \\ &= \frac{\left(\frac{6,380 \times 10^{-2}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{6,380 \times 10^{-2}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{3,900 \times 10^{-3}}{3,180 \times 10^{-2}} - \frac{8,000 \times 10^{-4}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)} \\ &= 9,395 \times 10^{-1} \end{aligned} \quad (4.163)$$

4.6. EKONOMIZÉR 1

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 9,395 \times 10^{-1} = 6,055 \times 10^{-2} \quad (4.164)$$

Poměrné rozteče trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,088}{3,180 \times 10^{-2}} = 2,767 \quad (4.165)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,088}{2}\right)^2 + (0,092)^2}}{3,180 \times 10^{-2}} = 3,207 \quad (4.166)$$

Součinitel poměrných roztečí

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{2,767 - 1}{3,207 - 1} = 8,008 \times 10^{-1} \quad (4.167)$$

Povrch jednoho žebra

$$\begin{aligned} S_{1z} &= \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot ((D_z)^2 - (D)^2)}{4} \right) + \pi \cdot D_z \cdot t_z \\ &= \left(\frac{2 \cdot 3,142 \cdot ((0,0638)^2 - (0,0318)^2)}{4} \right) + 3,142 \cdot 0,0638 \cdot 0,0008 \\ &= 0,005 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.168)$$

Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$\begin{aligned} S_{1m} &= \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \\ &= 3,142 \cdot 3,180 \times 10^{-2} \cdot (1 - 260 \cdot 8,000 \times 10^{-4}) + 260 \cdot 0,005 \\ &= 1,21 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.169)$$

Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry

$$S_{2m} = \pi \cdot d = 3,142 \cdot 0,026 = 8,168 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad (4.170)$$

Pára

Střední hodnoty teploty a tlaku

$$\begin{aligned} t_{78} &= \frac{t_7 + t_8}{2} = \frac{217 + 71}{2} = 144,0 \text{ °C} \\ p_{78} &= \frac{p_7 + p_8}{2} = \frac{3,74 + 4,2}{2} = 3,97 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.171)$$

4. NÁVRH A VÝPOČET TEPLSMĚNNÝCH PLOCH

Střední hodnota měrného objemu

$$v_{78} = 1,082 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.172)$$

Průtočný průřez

$$S_p = \frac{\pi \cdot (d)^2 \cdot n_{tr}}{4} = \frac{3,142 \cdot (0,026)^2 \cdot 34,0}{4} = 1,805 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad (4.173)$$

Skutečná rychlost vody

$$w_{p_{skut}} = \frac{m_p \cdot v_{78}}{S_p} = \frac{21,111 \cdot 1,082 \times 10^{-3}}{1,805 \times 10^{-2}} = 1,265 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.174)$$

Spaliny

Střední teplota spalin

$$t_{FG} = \frac{t_F + t_G}{2} = \frac{241 + 145}{2} = 193,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.175)$$

Skutečný objemový průtok spalin

$$V_{sp_{skut}} = V_{sp} \cdot \left(\frac{t_{FG} + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{193,0 + 273,15}{273,15} \right) = 174,981 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.176)$$

Skutečný průřez spalinového kanálu

$$\begin{aligned} S_{kan} &= \check{s} \cdot H - H \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot H \cdot n_z \cdot n_{tr} \\ &= 3 \cdot 13,6 - 13,6 \cdot 3,180 \times 10^{-2} \cdot 34,0 - 2 \cdot 0,016 \cdot 8,000 \times 10^{-4} \cdot 13,6 \cdot 260 \cdot 34,0 \\ &= 23,018 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (4.177)$$

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{V_{sp_{skut}}}{S_{kan}} = \frac{174,981}{23,018} = 7,602 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.178)$$

4.6.2. Tepelné výpočty

Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k

$$\begin{aligned} \lambda_{FG} &= 3,877 \times 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ \nu_{FG} &= 3,163 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ c_z &= 1,02 \end{aligned} \quad (4.179)$$

4.6. EKONOMIZÉR 1

$$\begin{aligned}
 \alpha_k &= 0,23 \cdot c_z \cdot (\phi_\sigma)^{0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_{FG}}{s_z}\right) \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(w_{sp} \cdot \frac{s_z}{\nu_{FG}}\right)^{0,65} \\
 &= 0,23 \cdot 1,02 \cdot (0,8)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,0388}{0,0039}\right) \cdot \left(\frac{0,0312}{0,0039}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,016}{0,0039}\right)^{-0,14} \cdot \left(7,602 \cdot \frac{0,0039}{3,2 \times 10^{-5}}\right)^{0,65} \\
 &= 50,374 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.180}$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin α_{1r}

$$\psi_z = 0,85 \text{ (pro kruhová žebra)}$$

$$\lambda_z = 54,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ (pro CS při teplotě } 150 \text{ °C)} \tag{4.181}$$

$$\epsilon = 4,500 \times 10^{-3} \text{ (pro plynné palivo a žebrované trubky)}$$

Součinitel beta

$$\begin{aligned}
 \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 50,374}{8,000 \times 10^{-4} \cdot 54,9 \cdot (1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 50,374)}} \\
 &= 40,433
 \end{aligned} \tag{4.182}$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{6,380 \times 10^{-2}}{3,180 \times 10^{-2}} = 2,006$$

$$\beta \cdot h_z = 40,433 \cdot 0,016 = 6,469 \times 10^{-1} \tag{4.183}$$

$$E = 0,83$$

Žebra trubek ekonomizéru 1 mají konstantní průměr, hodnota $\mu = 1$.

$$\begin{aligned}
 \alpha_{1r} &= \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \left(\frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \epsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}\right) \\
 &= (9,395 \times 10^{-1} \cdot 0,83 \cdot 1 + 6,055 \times 10^{-2}) \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 50,374}{1 + 4,500 \times 10^{-3} \cdot 0,85 \cdot 50,374}\right) \\
 &= 30,167 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.184}$$

Prostup tepla k

Součinitel využití plochy ekonomizér 1 je $\psi_{evap} = 0,75$. Tato hodnota vychází z dodatečných podkladů zadání.

$$\begin{aligned}\psi_{evap} &= 0,75 \\ k &= \psi_{eko} \cdot \alpha_{1r} = 0,75 \cdot 50,374 = 33,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{4.185}$$

4.6.3. Výpočet počtu řad, plochy a skutečných hodnot

Střední logaritmický teplotní spád

$$\begin{aligned}\Delta_{t_1} &= t_F - t_7 = 241 - 217 = 24 \text{ K} \\ \Delta_{t_2} &= t_G - t_8 = 145 - 71 = 74 \text{ K} \\ \Delta_{tLN} &= \frac{\Delta_{t_1} - \Delta_{t_2}}{\ln\left(\frac{\Delta_{t_1}}{\Delta_{t_2}}\right)} = \frac{24 - 74}{\ln\left(\frac{24}{74}\right)} = 44,405 \text{ K}\end{aligned}\tag{4.186}$$

Vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP} = \frac{1000 \cdot Q_{EKO_1}}{k \cdot \Delta_{tLN}} = \frac{1000 \cdot 13292,73}{33,45 \cdot 44,405} = 8949,336 \text{ m}^2\tag{4.187}$$

Počet řad

$$n_{rad} = \frac{S_{SP}}{H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} = \frac{8949,336}{13,6 \cdot 1,21 \cdot 34,0} = 15,995\tag{4.188}$$

Po zaokrouhlení je hodnota $n_{rad} = 16$.

Skutečné hodnoty

Skutečná vnější teplosměnná plocha

$$S_{SP_{skut}} = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot H \cdot S_{1m} = 16,0 \cdot 34,0 \cdot 13,6 \cdot 1,21 = 8952,064 \text{ m}^2\tag{4.189}$$

Skutečně předané teplo

$$Q_{EKO_{1skut}} = \frac{k \cdot S_{SP_{skut}} \cdot \Delta_{tLN}}{1000} = \frac{33,45 \cdot 8952,064 \cdot 44,405}{1000} = 13296,783 \text{ kW}\tag{4.190}$$

Skutečná hodnota entalpie v bodě F

$$I_{G_{skut}} = I_{F_{sp}} - \frac{Q_{EKO_{1skut}}}{V_{sp} \cdot (1 - z_s)} = 324,466 - \frac{13296,783}{102,534 \cdot (1 - 0,00307 \times 10^{-3})} = 194,384 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\tag{4.191}$$

4.6. EKONOMIZÉR 1

Skutečná teplota v bodě F

$$T_{G_{skut}} = 145,295 \text{ °C} \quad (4.192)$$

Kontrolní výpočty

Tepelný rozdíl

$$\Delta_{Qcon} = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{Q_{EKO1_{skut}} - Q_{EKO1}}{Q_{EKO1_{skut}}} \right) = 100 \cdot \text{abs} \left(\frac{13296,783 - 13292,73}{13296,783} \right) = 0,03 \text{ \%} \quad (4.193)$$

Teplotní rozdíl

$$\Delta_{Tcon} = \text{abs}(T_{G_{skut}} - t_G) = \text{abs}(145,295 - 145) = 2,952 \times 10^{-1} \text{ °C} \quad (4.194)$$

Obě hodnoty jsou v požadovaném rozmezí, návrh lze považovat za správný.

4.6.4. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 4.14: Ekonomizér 1 - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D	31,8	mm
t_{tr}	2,9	mm
d	26	mm
h_z	16	mm
t_z	0,8	mm
s_z	3,9	mm
n_z	260	-
s_1	88	mm
s_2	92	mm
D_z	0,0638	mm
S_{1z}	0,00497	m^2
S_{1m}	1,21	m^2
S_{SP}	8949	m^2
c_z	1,02	-
α_k	50,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
ψ_z	0,85	-
λ_z	54,9	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ϵ	0,0045	-
β	40,4	-
E	0,83	-
μ	1	-
α_{1r}	50,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_{2r}	0	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k	33,5	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Δ_{tLN}	44,4	K
Δ_{Qcon}	0,0305	%
Δ_{Tcon}	0,295	°C
n_{tr}	34	-
n_{rad}	16	-
Materiál	16Mo3	-
Material žebra	Uhlíková ocel	-

5. Návrh rozměrů bubnu

Cílem návrhu bubnu pro tento kotel je zvolit vhodně rozměry bubnu tak, aby zvládl zatížení způsobené vodou. Materiál bubnu, armatur bubnu a hodnoty běžného zatížení jsou zjištěny v podkladech z konzultací. Výsledkem této krátké kapitoly budou rozměry bubnu, tedy vnější průměr D , tloušťka stěny t_B , vnitřní průměr d_B a délka l_B . Běžné rozměry bubnu jsou doporučeny na základě konzultací a následně je výpočet opět iterační, kdy jsou do výpočetního programu dosazovány hodnoty, dokud zatížení z_B není menší než z_{bn} .

Finální rozměry bubnu z iteračního výpočtu jsou

$$\begin{aligned}
 D_B &= 2 \text{ m} \\
 t_B &= 0,036 \text{ m} \\
 d_B &= D_B - 2 \cdot t_B = 2 - 2 \cdot 0,036 = 1,928 \text{ m} \\
 l_B &= 6,8 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

Tlak v bubnu je roven tlaku ve výparníku, tedy $p_B = 3,38 \text{ MPa}$. Dále se zjišťuje poloviční objem bubnu V_B .

$$V_B = \frac{\pi \cdot d_B}{4} \cdot \frac{l_B}{2} = \frac{3.142 \cdot 1.928}{4} \cdot \frac{6.8}{2} = 5.148 \text{ m}^3
 \tag{5.2}$$

Samotné zatížení z_B se vypočítá jako hmotnostní průtok m_p pracovního média ku polovičnímu objemu bubnu V_B .

$$z_B = \frac{m_p}{V_B} = \frac{21.111}{5.148} = 4.1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}
 \tag{5.3}$$

Běžné zatížení z_{bn} je pak určeno z grafu poskytnutém během konzultací, kde je určena povolená hodnota pro daný tlak v bubnu. Pro hodnotu tlaku $p_B = 3,38 \text{ MPa}$ je povolená hodnota zatížení $z_{bn} = 4,86 \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}\text{)}$.

$$z_B < z_{bezne} \rightarrow (4,1 < 4,86)
 \tag{5.4}$$

Výsledek je v pořádku a navržené rozměry jsou konečné.

Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 5.1: Buben - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D_B	2000	mm
t_B	36	mm
d_B	1928	mm
l_B	6800	mm
z_B	4,1	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$
z_{bn}	4,86	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$
Materiál pláště	P355GH	-
Materiál vestaveb	13CrMo44	-

6. Návrh potrubí

Cílem při návrhu potrubí je zjistit rozměry, které zajistí přesun vody nebo páry skrze celý kotel. V této kapitole budou vypočteny jak potrubí zavodňovací a převáděcí, tak potrubí mezi jednotlivými teplosměnnými plochami. Vzorce vychází z literatury [4].

6.1. Návrh zavodňovacího a převáděcího potrubí

Pro návrh potrubí zavodňovacích a převáděcích je potřeba vycházet ze vzorce popisujícího vztah mezi celkovým průřezem varných trubek S_{OS} a celkovým průřezem trubek zavodňovacích S_{OZ} . Podobně se bude postupovat i při výpočtu celkového průřezu převáděcích trubek S_{OP} .

6.1.1. Návrh zavodňovacího potrubí

Jako první se vypočte celkový průřez varných trubek. K tomu je potřeba znát geometrii těchto trubek.

$$d_V = 0,038 \text{ m}$$

$$n_{tr_V} = 34 \quad (6.1)$$

$$n_{rad_V} = 18$$

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot (d_V)^2}{4} \cdot n_{tr_V} \cdot n_{rad_V} = \frac{3,142 \cdot (0,038)^2}{4} \cdot 34 \cdot 18 = 6,941 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

Pro výpočet celkového průtočného průřezu zavodňovacím potrubím se musí zjistit tlak bubnu p_B a výška bubnu h_B . Tlak bubnu byl zjištěn v kapitole 5 a je roven $p_B = 3,38$ MPa.

Výška bubnu h_B je určena z rovnice

$$h_B = h + H = 1,88 + 13,6 = 15,48 \text{ m} \quad (6.3)$$

kde h_B je celková výška bubnu, H je vypočtenou výškou spalínového kanálu a h je výška osy bubnu od vrchní strany spalínového kanálu. Tato hodnota je určena z konzultací.

Výpočet průtočného průřezu je po určení všech neznámých možné provést pomocí tohoto vzorce

$$\begin{aligned} S_{OZ} &= S_{OS} \cdot (0,06 + 0,016 \cdot p_B + 0,005 \cdot h_B) \\ &= 6,941 \times 10^{-1} \cdot (0,06 + 0,016 \cdot 3,38 + 0,005 \cdot 15,48) \\ &= 1,329 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (6.4)$$

Následuje dopočtení teoretického vnitřního průměru d_Z , výběr počtu zavodňovacích trubek n_Z a skutečných rozměrů volených dle doporučených velikostí potrubí (D_Z , t_Z , d_Z).

6.1. NÁVRH ZAVODŇOVACÍHO A PŘEVÁDĚCÍHO POTRUBÍ

Počet zavodňovacích trubek je zvolen - $n_Z = 2$.

Vypočtený vnitřní průměr zavodňovacích trubek

$$d_Z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OZ}}{\pi \cdot n_Z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,329 \times 10^{-1}}{3,142 \cdot 2}} = 2,909 \times 10^{-1} \text{ m} \quad (6.5)$$

Konečné rozměry zavodňovacích trubek

$$\begin{aligned} D_Z &= 0,273 \text{ m} \\ t_Z &= 0,008 \text{ m} \\ d_Z &= D_Z - 2 \cdot t_Z = 0,273 - 2 \cdot 0,008 = 0,257 \text{ m} \end{aligned} \quad (6.6)$$

6.1.2. Návrh převáděcího potrubí

Průtočný průřez převáděcího potrubí se vypočte pomocí následujícího vztahu

$$\begin{aligned} S_{OP} &= S_{OS} \cdot (0,1 + 0,01 \cdot p_B + 0,01 \cdot h_B) \\ &= 6,941 \times 10^{-1} \cdot (0,1 + 0,01 \cdot 3,38 + 0,01 \cdot 15,48) \\ &= 2,003 \times 10^{-1} \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (6.7)$$

Následně se zvolí počet trubek $n_P = 4$, dopočte se teoretický vnitřní průměr d_P a zvolí se konečné rozměry potrubí, stejně jako v případě zavodňovacího potrubí.

$$d_P = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OP}}{\pi \cdot n_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,003 \times 10^{-1}}{3,142 \cdot 4}} = 2,525 \times 10^{-1} \text{ m} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} D_P &= 0,273 \text{ m} \\ t_P &= 0,02 \text{ m} \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$d_P = D_P - 2 \cdot t_P = 0,273 - 2 \cdot 0,02 = 0,233 \text{ m}$$

6.1.3. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 6.1: Zavodňovací a převáděcí potrubí - přehled vypočtených hodnot

Označení	Hodnota	Jednotka
D_Z	273	mm
t_Z	8	mm
d_Z	257	mm
n_Z	2	-
D_P	273	mm
t_P	20	mm
d_P	233	mm
n_P	4	-

6.2. Návrh vstupních a výstupních potrubí

U vstupních a výstupních potrubí je možné využít rovnici kontinuity a pro navrhovaný průtok zvolit vhodné rozměry a počet trubek. Jako návrhová rychlost proudu páry v potrubí je zvolena hodnota $w_p = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a pro vodu je $w_v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Rychlost páry by se měla pohybovat v rozmezí od $< 20; 30 > \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a rychlost vody od $< 1; 1,5 > \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Při výpočtu se nejprve zjistí nebo vypočítají parametry vody či páry v daném místě. Zvolí se počet trubek a dopočítá se potřebný vnitřní průměr daného potrubí. Tento vnitřní průměr vycházející z výpočtu se následně upraví dle doporučených rozměrů potrubí, stejně jako tomu bylo v kapitole 6.1. Posledním výpočtem bude vždy kontrola, zda konečná rychlost vody nebo páry leží v doporučeném rozmezí.

6.2.1. Přehřívák 2 - výstupní potrubí

Parametry páry

$$\begin{aligned} t_1 &= 370 \text{ } ^\circ\text{C} \\ p_1 &= 3,1 \text{ MPa} \\ v_1 &= 9,093 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.10)$$

Zvolený počet trubek je $n_{P2} = 1$.

Vypočtený vnitřní průměr výstupního potrubí přehříváku 2

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p \cdot v_1}{\pi \cdot w_p \cdot n_{P2}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21,111 \cdot 9,093 \times 10^{-2}}{3,142 \cdot 25 \cdot 1}} = 3,127 \times 10^{-1} \text{ m} \quad (6.11)$$

Konečné rozměry

$$\begin{aligned} D_{P2} &= 3,556 \times 10^{-1} \text{ m} \\ t_{P2} &= 0,02 \text{ m} \\ d_{P2} &= D_{P2} - 2 \cdot t_{P2} = 3,556 \times 10^{-1} - 2 \cdot 0,02 = 3,156 \times 10^{-1} \text{ m} \end{aligned} \quad (6.12)$$

Kontrola rychlosti páry

$$w_{pP2} = \frac{4 \cdot m_p \cdot v_1}{\pi \cdot (d_{P2})^2} = \frac{4 \cdot 21,111 \cdot 9,093 \times 10^{-2}}{3,142 \cdot (3,156 \times 10^{-1})^2} = 24,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.13)$$

Rychlost páry je v doporučeném rozsahu, potrubí je tedy navrženo správně.

6.2. NÁVRH VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH POTRUBÍ

6.2.2. Potrubí mezi přehříváky

Parametry páry

$$\begin{aligned}t_{23} &= \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{332,731 + 348}{2} = 340,365 \text{ } ^\circ\text{C} \\p_{23} &= \frac{p_2 + p_3}{2} = \frac{3,33 + 3,33}{2} = 3,33 \text{ MPa} \\v_{23} &= 7,941 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\end{aligned}\tag{6.14}$$

Zvolený počet trubek je $n_{P12} = 1$.

Vypočtený vnitřní průměr potrubí mezi přehříváky

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p \cdot v_{23}}{\pi \cdot w_p \cdot n_{P12}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21,111 \cdot 7,941 \times 10^{-2}}{3,142 \cdot 25 \cdot 1}} = 2,922 \times 10^{-1} \text{ m}\tag{6.15}$$

Konečné rozměry

$$\begin{aligned}D_{P12} &= 3,556 \times 10^{-1} \text{ m} \\t_{P12} &= 0,02 \text{ m} \\d_{P12} &= D_{P12} - 2 \cdot t_{P12} = 3,556 \times 10^{-1} - 2 \cdot 0,02 = 3,156 \times 10^{-1} \text{ m}\end{aligned}\tag{6.16}$$

Kontrola rychlosti páry

$$w_{pP12} = \frac{4 \cdot m_p \cdot v_{23}}{n_{P12} \cdot \pi \cdot (d_{P12})^2} = \frac{4 \cdot 21,111 \cdot 7,941 \times 10^{-2}}{1 \cdot 3,142 \cdot (3,156 \times 10^{-1})^2} = 21,429 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}\tag{6.17}$$

Rychlost páry je v doporučeném rozsahu, potrubí je tedy navrženo správně.

6.2.3. Přehřívák 1 - vstupní potrubí

Do vstupního potrubí přehříváku 1 vstupuje redukováný hmotnostní tok páry m_{p2} , který je vypočten jako celkový hmotnostní tok páry m_p snížený o hmotnostní tok vstříku m_{vst} .

$$m_{p2} = m_p - m_{vst} = 21,111 - 0,36 = 20,751 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}\tag{6.18}$$

Parametry páry

$$\begin{aligned}t_4 &= 240,565 \text{ } ^\circ\text{C} \\p_4 &= 3,38 \text{ MPa} \\v_4 &= 5,911 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\end{aligned}\tag{6.19}$$

Zvolený počet trubek je $n_{P1} = 4$.

Vypočtený vnitřní průměr vstupního potrubí přehříváku 1

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{p2} \cdot v_4}{\pi \cdot w_p \cdot n_{P1}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20,751 \cdot 5,911 \times 10^{-2}}{3,142 \cdot 25 \cdot 4}} = 0,125 \text{ m} \quad (6.20)$$

Konečné rozměry

$$\begin{aligned} D_{P1} &= 1,397 \times 10^{-1} \text{ m} \\ t_{P1} &= 5,600 \times 10^{-3} \text{ m} \\ d_{P1} &= D_{P1} - 2 \cdot t_{P1} = 1,397 \times 10^{-1} - 2 \cdot 5,600 \times 10^{-3} = 1,285 \times 10^{-1} \text{ m} \end{aligned} \quad (6.21)$$

Kontrola rychlosti páry

$$w_{pP1} = \frac{4 \cdot m_{p2} \cdot v_4}{n_{P1} \cdot \pi \cdot (d_{P1})^2} = \frac{4 \cdot 20,751 \cdot 5,911 \times 10^{-2}}{4 \cdot 3,142 \cdot (1,285 \times 10^{-1})^2} = 23,647 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.22)$$

Rychlost páry je v doporučeném rozsahu, potrubí je tedy navrženo správně.

6.2.4. Ekonomizér 2 - výstupní potrubí

Parametry páry

$$\begin{aligned} t_6 &= 236 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_6 &= 3,68 \text{ MPa} \\ v_6 &= 1,220 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.23)$$

Zvolený počet trubek je $n_{EKO2} = 1$.

Vypočtený vnitřní průměr výstupního potrubí ekonomizéru 2

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{p2} \cdot v_6}{\pi \cdot w_v \cdot n_{EKO2}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20,751 \cdot 1,220 \times 10^{-3}}{3,142 \cdot 1 \cdot 1}} = 1,796 \times 10^{-1} \text{ m} \quad (6.24)$$

Konečné rozměry

$$\begin{aligned} D_{EKO2} &= 1,683 \times 10^{-1} \text{ m} \\ t_{EKO2} &= 0,008 \text{ m} \\ d_{EKO2} &= D_{EKO2} - 2 \cdot t_{EKO2} = 1,683 \times 10^{-1} - 2 \cdot 0,008 = 1,523 \times 10^{-1} \text{ m} \end{aligned} \quad (6.25)$$

6.2. NÁVRH VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH POTRUBÍ

Kontrola rychlosti vody

$$w_{v_{EKO2}} = \frac{4 \cdot m_{p2} \cdot v_6}{n_{EKO2} \cdot \pi \cdot (d_{EKO2})^2} = \frac{4 \cdot 20,751 \cdot 1,220 \times 10^{-3}}{1 \cdot 3,142 \cdot (1,523 \times 10^{-1})^2} = 1,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.26)$$

Rychlost vody je v doporučeném rozsahu, potrubí je tedy navrženo správně.

6.2.5. Potrubí mezi ekonomizéry

Parametry páry

$$\begin{aligned} t_7 &= 217 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_7 &= 3,74 \text{ MPa} \\ v_7 &= 1,183 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.27)$$

Zvolený počet trubek je $n_{EKO12} = 1$.

Vypočtený vnitřní průměr potrubí mezi ekonomizéry

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p \cdot v_7}{\pi \cdot w_v \cdot n_{EKO12}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21,111 \cdot 1,183 \times 10^{-3}}{3,142 \cdot 1 \cdot 1}} = 1,783 \times 10^{-1} \text{ m} \quad (6.28)$$

Konečné rozměry

$$\begin{aligned} D_{EKO12} &= 1,683 \times 10^{-1} \text{ m} \\ t_{EKO12} &= 0,008 \text{ m} \\ d_{EKO12} &= D_{EKO12} - 2 \cdot t_{EKO12} = 1,683 \times 10^{-1} - 2 \cdot 0,008 = 1,523 \times 10^{-1} \text{ m} \end{aligned} \quad (6.29)$$

Kontrola rychlosti vody

$$w_{v_{EKO12}} = \frac{4 \cdot m_p \cdot v_7}{n_{EKO12} \cdot \pi \cdot (d_{EKO12})^2} = \frac{4 \cdot 21,111 \cdot 1,183 \times 10^{-3}}{1 \cdot 3,142 \cdot (1,523 \times 10^{-1})^2} = 1,371 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.30)$$

Rychlost vody je v doporučeném rozsahu, potrubí je tedy navrženo správně.

6.2.6. Ekonomizér 1 - vstupní potrubí

Parametry páry

$$\begin{aligned} t_8 &= 71 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_8 &= 4,2 \text{ MPa} \\ v_8 &= 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (6.31)$$

Zvolený počet trubek je $n_{EKO1} = 1$.

Vypočtený vnitřní průměr vstupního potrubí ekonomizéru 1

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p \cdot v_8}{\pi \cdot w_v \cdot n_{EKO1}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21,111 \cdot 0,001}{3,142 \cdot 1 \cdot 1}} = 1,657 \times 10^{-1} \text{ m} \quad (6.32)$$

Konečné rozměry

$$\begin{aligned} D_{EKO1} &= 1,683 \times 10^{-1} \text{ m} \\ t_{EKO1} &= 0,008 \text{ m} \\ d_{EKO1} &= D_{EKO1} - 2 \cdot t_{EKO1} = 1,683 \times 10^{-1} - 2 \cdot 0,008 = 1,523 \times 10^{-1} \text{ m} \end{aligned} \quad (6.33)$$

Kontrola rychlosti vody

$$w_{v_{EKO1}} = \frac{4 \cdot m_p \cdot v_8}{n_{EKO1} \cdot \pi \cdot (d_{EKO1})^2} = \frac{4 \cdot 21,111 \cdot 0,001}{1 \cdot 3,142 \cdot (1,523 \times 10^{-1})^2} = 1,184 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.34)$$

Rychlost vody je v doporučeném rozsahu, potrubí je tedy navrženo správně.

6.2.7. Přehled vypočtených hodnot

Tabulka 6.2: Vstupní a výstupní potrubí - přehled vypočtených hodnot

Místo	D [mm]	t [mm]	d [mm]	n_{tr} [-]
P2 - výstup	355,6	20,0	315,6	1
P2 - P1	355,6	20,0	315,6	1
P1 - vstup	139,7	5,6	128,5	4
EKO2 - výstup	168,3	8,0	152,3	1
EKO2 - EKO1	168,3	8,0	152,3	1
EKO1 - vstup	168,3	8,0	152,3	1

7. Tahová ztráta kotle

Poslední kapitola této diplomové práce se bude věnovat tahové ztrátě kotle. Tato ztráta se skládá ze ztrát při průtoku spalin kolem jednotlivých teplosměnných ploch a tlakové ztráty v komíně. Výsledná hodnota musí být menší, než povolená tahová ztráta, která se odvíjí od spalovací turbíny a její hodnota činí $\Delta_{p\ max} = 1800\ Pa$. Veškeré výpočty provedené v této kapitole pochází z literatury [6].

7.1. Tlaková ztráta teplosměnných ploch

K výpočtu tlakových ztrát v jednotlivých teplosměnných plochách je potřeba vypočítat ekvivalentní průměr spalinového kanálu d_E . K tomu je nutné znát výšku a šířku spalinového kanálu. Tyto hodnoty byly vypočteny v kapitole 3.

$$d_E = \frac{4 \cdot \check{s} \cdot H}{2 \cdot (H + \check{s})} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 13,6}{2 \cdot (13,6 + 3)} = 4,916\ m \quad (7.1)$$

Dále je nutné stanovit teplotu stěny vůči proudu spalin. Ta je pro plyny o 25 °C vyšší než teplota pracovního média, tedy vody nebo páry v daném místě. Reynoldsovo číslo Re se zjistí z této rovnice

$$Re = \frac{w \cdot d_E}{\nu}$$

w – rychlost spalin [$m \cdot s^{-1}$]
 d_E – ekvivalentní průměr [m]
 ν – kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]

(7.2)

V neposlední řadě je budou zvoleny součinitele tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek při kolmém proudění. Hodnoty těchto součinitelů jsou následující

$$k_0 = 2,0 \quad k_1 = 0,0 \quad k_2 = 0,72 \quad k_3 = 0,24 \quad (7.3)$$

Poté je možné všechny potřebné parametry zaznamenat do tab. 7.1 a využít je pro další výpočty.

Tabulka 7.1: Parametry v jednotlivých částech kotle pro výpočet tlakových ztrát

Plocha	D [mm]	h_z [mm]	s_z [mm]	n_{rad} [-]	T_{st} [°C]	Re [-]
Přehřívák 2	0,0445	0,000	0,0000	2	376,35	8,4586e+05
Přehřívák 1	0,0445	0,007	0,0050	2	319,30	9,2296e+05
Výparník 2	0,0380	0,016	0,0039	12	265,60	1,0986e+06
Výparník 1	0,0380	0,010	0,0042	6	265,60	8,9580e+05
Ekonomizér 2	0,0318	0,016	0,0039	5	251,50	9,9656e+05
Ekonomizér 1	0,0318	0,016	0,0039	16	169,00	1,0752e+06

7.1.1. Přehřívák 2

Tlaková ztráta přehříváku 2 je stanovena pro trubky bez žebrování. U této plochy se určí součinitele x_3 a x_4 z nomogramu 8.12 [6].

$$\begin{aligned}x_3 &= 1,03 \\x_4 &= 1,05 \\T_{AB} &= 555,5 + 273,15 = 828,65 \text{ K} \\T_{AB_s} &= T_{AB} + 25 = 828,65 + 25 = 853,65 \text{ K}\end{aligned}\tag{7.4}$$

Tlaková ztráta přehříváku lze vypočítat dle vzorce

$$\begin{aligned}\Delta_{pP_2} &= x_3 \cdot x_4 \cdot (\text{Re}_{P_2})^{-0,27} \cdot \rho_{sp} \cdot \left(\frac{(w_{P_2})^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{T_{AB}}{T_{AB_s}} \right)^{0,583} \cdot (n_{P_2} + 1) \\&= 1,03 \cdot 1,05 \cdot (845862,105)^{-0,27} \cdot 1,269 \cdot \left(\frac{(15,381)^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{828,65}{853,65} \right)^{0,583} \cdot (2 + 1) \\&= 12,012 \text{ Pa}\end{aligned}\tag{7.5}$$

kde $\rho_{sp} = 1,269 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ je hustota spalin a n_{P_2} je počet řad, který je v tomto případě roven 2.

7.1.2. Přehřívák 1

U přehříváku 1 a všech ostatních teplosměnných ploch jsou trubky žebrované. Pro výpočet tlakové ztráty je nejdříve nutné spočítat součinitel tlakové ztráty ζ .

$$\begin{aligned}\zeta_{P_1} &= k_0 \cdot n_{P_1} \cdot \left(\frac{h_{P_1}}{D_{P_1}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_{P_1}}{D_{P_1}} \right)^{(-k_2)} \cdot (\text{Re}_{P_1})^{(-k_3)} \\&= 2,0 \cdot 2 \cdot \left(\frac{0,007}{4,450 \times 10^{-2}} \right)^{0,0} \cdot \left(\frac{0,005}{4,450 \times 10^{-2}} \right)^{(-0,72)} \cdot (922960,171)^{(-0,24)} \\&= 7,145 \times 10^{-1}\end{aligned}\tag{7.6}$$

Tlaková ztráta je pak rovna

$$\Delta_{pP_1} = \zeta_{P_1} \cdot \left(\frac{(w_{P_1})^2}{2} \right) \cdot \rho_{sp} = 7,145 \times 10^{-1} \cdot \left(\frac{(15,9)^2}{2} \right) \cdot 1,269 = 114,592 \text{ Pa}\tag{7.7}$$

7.1. TLAKOVÁ ZTRÁTA TEPLSMĚNNÝCH PLOCH

7.1.3. Výparník 1

Součinitel tlakové ztráty ζ_{V1}

$$\begin{aligned}\zeta_{V1} &= k_0 \cdot n_{V1} \cdot \left(\frac{h_{V1}}{D_{V1}}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_{V1}}{D_{V1}}\right)^{(-k_2)} \cdot (\text{Re}_{V1})^{(-k_3)} \\ &= 2,0 \cdot 6 \cdot \left(\frac{0,01}{0,038}\right)^{0,0} \cdot \left(\frac{4,400 \times 10^{-3}}{0,038}\right)^{(-0,72)} \cdot (895799,337)^{(-0,24)} \\ &= 2,185\end{aligned}\quad (7.8)$$

Tlaková ztráta Δ_{V1}

$$\Delta_{p_{V1}} = \zeta_{V1} \cdot \left(\frac{(w_{V1})^2}{2}\right) \cdot \rho_{sp} = 2,185 \cdot \left(\frac{(12,679)^2}{2}\right) \cdot 1,269 = 222,796 \text{ Pa} \quad (7.9)$$

7.1.4. Výparník 2

Součinitel tlakové ztráty ζ_{V2}

$$\begin{aligned}\zeta_{V2} &= k_0 \cdot n_{V2} \cdot \left(\frac{h_{V2}}{D_{V2}}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_{V2}}{D_{V2}}\right)^{(-k_2)} \cdot (\text{Re}_{V2})^{(-k_3)} \\ &= 2,0 \cdot 12 \cdot \left(\frac{0,016}{0,038}\right)^{0,0} \cdot \left(\frac{4,400 \times 10^{-3}}{0,038}\right)^{(-0,72)} \cdot (1098616,654)^{(-0,24)} \\ &= 4,388\end{aligned}\quad (7.10)$$

Tlaková ztráta Δ_{V2}

$$\Delta_{p_{V2}} = \zeta_{V2} \cdot \left(\frac{(w_{V2})^2}{2}\right) \cdot \rho_{sp} = 4,388 \cdot \left(\frac{(11,294)^2}{2}\right) \cdot 1,269 = 355,11 \text{ Pa} \quad (7.11)$$

7.1.5. Ekonomizér 2

Součinitel tlakové ztráty ζ_{EKO2}

$$\begin{aligned}\zeta_{EKO2} &= k_0 \cdot n_{EKO2} \cdot \left(\frac{h_{EKO2}}{D_{EKO2}}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_{EKO2}}{D_{EKO2}}\right)^{(-k_2)} \cdot (\text{Re}_{EKO2})^{(-k_3)} \\ &= 2,0 \cdot 5 \cdot \left(\frac{0,016}{3,180 \times 10^{-2}}\right)^{0,0} \cdot \left(\frac{4,400 \times 10^{-3}}{3,180 \times 10^{-2}}\right)^{(-0,72)} \cdot (996559,262)^{(-0,24)} \\ &= 1,646\end{aligned}\quad (7.12)$$

Tlaková ztráta Δ_{EKO2}

$$\Delta_{p_{EKO2}} = \zeta_{EKO2} \cdot \left(\frac{(w_{EKO2})^2}{2} \right) \cdot \rho_{sp} = 1,646 \cdot \left(\frac{(8,491)^2}{2} \right) \cdot 1,269 = 75,308 \text{ Pa} \quad (7.13)$$

7.1.6. Ekonomizér 1

Součinitel tlakové ztráty ζ_{EKO1}

$$\begin{aligned} \zeta_{EKO1} &= k_0 \cdot n_{EKO1} \cdot \left(\frac{h_{EKO1}}{D_{EKO1}} \right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_{EKO1}}{D_{EKO1}} \right)^{(-k_2)} \cdot (\text{Re}_{EKO1})^{(-k_3)} \\ &= 2,0 \cdot 16 \cdot \left(\frac{0,016}{3,180 \times 10^{-2}} \right)^{0,0} \cdot \left(\frac{4,400 \times 10^{-3}}{3,180 \times 10^{-2}} \right)^{(-0,72)} \cdot (1075226,949)^{(-0,24)} \\ &= 5,173 \end{aligned} \quad (7.14)$$

Tlaková ztráta Δ_{EKO1}

$$\Delta_{p_{EKO1}} = \zeta_{EKO1} \cdot \left(\frac{(w_{EKO1})^2}{2} \right) \cdot \rho_{sp} = 5,173 \cdot \left(\frac{(7,602)^2}{2} \right) \cdot 1,269 = 189,674 \text{ Pa} \quad (7.15)$$

7.2. Tlaková ztráta komína

Tlaková ztráta komína $\Delta_{p_{kom}}$ se skládá ze ztrát místních a ztráty třením při proudění spalin komínem a od těchto ztrát se odečte vztlak komína.

7.2.1. Místní ztráta

V komíně je umístěna klapka a tlumič. Ty dohromady způsobují tlakovou ztrátu

$$\Delta_{p_0} = 300 \text{ Pa} \quad (7.16)$$

Vnitřní průměr komína je zvolen $d_{kom} = 3,2 \text{ m}$.

Z vnitřního průměru lze vypočítat průtočný průřez komína

$$S_{kom} = \frac{\pi \cdot (d_{kom})^2}{4} = \frac{3,142 \cdot (3,2)^2}{4} = 8,042 \text{ m}^2 \quad (7.17)$$

7.2. TLAKOVÁ ZTRÁTA KOMÍNA

Jsou-li známy parametry spalin na vstupu do komína, je možné určit objemový průtok spalin komínem V_{kom} .

$$V_{kom} = V_{sp} \cdot \left(\frac{tG + 273,15}{273,15} \right) = 102,534 \cdot \left(\frac{145,0 + 273,15}{273,15} \right) = 156,963 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.18)$$

Rychlost spalin v komíně je pak

$$w_{kom} = \frac{V_{kom}}{S_{kom}} = \frac{156,963}{8,042} = 19,517 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.19)$$

Po určení posledních 2 součinitelů ζ_{in} a ζ_{out} je možné zjistit místní tlakové ztráty na vstupu a výstupu z komína.

$$\zeta_{in} = 1 \quad \zeta_{out} = 1 \quad (7.20)$$

$$\begin{aligned} \Delta_{p1} &= (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \left(\frac{(w_{kom})^2}{2} \right) \cdot \rho_{sp} \\ &= (1 + 1) \cdot \left(\frac{(19,517)^2}{2} \right) \cdot 1,269 \\ &= 483,309 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (7.21)$$

7.2.2. Ztráta třením

K výpočtu tlakové ztráty třením je třeba zjistit součinitel tření pro materiál komína. Materiálem jsou cihly a výška komína je zvolena.

$$\lambda_{kom} = 0,04 \quad (7.22)$$

$$H_{kom} = 49,5 \text{ m}$$

Tlaková ztráta třením se určí z následující rovnice

$$\begin{aligned} \Delta_{p2} &= \lambda_{kom} \cdot \left(\frac{H_{kom}}{d_{kom}} \right) \cdot \left(\frac{(w_{kom})^2}{2} \right) \cdot \rho_{sp} \\ &= 0,04 \cdot \left(\frac{49,5}{3,2} \right) \cdot \left(\frac{(19,517)^2}{2} \right) \cdot 1,269 \\ &= 149,524 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (7.23)$$

7.2.3. Vztlak komína

Vztlak komína je dán výškou H , tíhovým zrychlením g a rozdílem hustot okolního vzduchu a spalin. Hustota vzduchu je odečtena z tabulek [6] a tíhové zrychlení je uvažováno $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

$$\begin{aligned}\Delta_{p_{vz}} &= H_{kom} \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + tG} \right) \right) \cdot g \\ &= 49,5 \cdot \left(1,226 - 1,269 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 145,0} \right) \right) \cdot 9,81 \\ &= 192,85 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (7.24)$$

7.3. Celková tlaková ztráta kotle

Celková tlaková ztráta komína je

$$\Delta_{p_{kom}} = \Delta_{p_0} + \Delta_{p_1} + \Delta_{p_2} - \Delta_{p_{vz}} = 300 + 483,309 + 149,524 - 192,85 = 739,983 \text{ Pa} \quad (7.25)$$

a celková tahová ztráta je rovna

$$\begin{aligned}\Delta_p &= \Delta_{p_{P2}} + \Delta_{p_{P1}} + \Delta_{p_{V2}} + \Delta_{p_{V1}} + \Delta_{p_{EKO2}} + \Delta_{p_{EKO1}} + \Delta_{p_{kom}} \\ &= 12,012 + 114,592 + 355,110 + 222,796 + 75,308 + 189,674 + 739,983 \\ &= 1709,474 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (7.26)$$

Hodnota celkové tahové ztráty je menší než povolená tahová ztráta, návrh je tedy možné považovat za správný. Výsledné hodnoty jednotlivých míst v kotli a komína jsou uvedeny v tab. 7.2.

Tabulka 7.2: Tlakové ztráty komína a jednotlivých míst v kotli

Místo ztráty	Tlaková ztráta [Pa]
Přehřívák 2	12,01
Přehřívák 1	114,6
Výparník 2	355,1
Výparník 1	222,8
Ekonomizér 2	75,30
Ekonomizér 1	189,7
Komín	740
Celková ztráta	1709

8. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout horizontální kotel využívajícího spaliny jako zdroj tepla pro produkci páry k dalšímu využití.

Úvodní část práce je stručným popisem kotle, jeho součástí a zadaným hodnotám. Následující části jsou věnovány zejména výpočtům, které tvoří hlavní část této diplomové práce. Tyto výpočty byly provedeny pomocí programovacího jazyka Python 3.8.1 a doplňujících knihoven pro určení vlastností vody, páry a plynů, které jsou obsaženy ve spalinách.

V počáteční fázi výpočtů byly určeny vlastností vody, resp. páry a spalin v jednotlivých místech kotle. Z těchto údajů byl sestaven pilový diagram. Následně byla vypočtena teoreticky předaná tepla v jednotlivých částech kotle a účinnost přímou metodou, která má pro vztažnou teplotu 25 °C hodnotu $\eta = 78,6 \%$.

Cílem další fáze výpočtů bylo navrhnout rozměry spalinového kanálu. Šířka kanálu byla stanovena 3 m a výška kanálu H je 13,6 m. Kotel je modulární a rozměry spalinového kanálu by tedy měly také umožnit převoz z místa výroby k zákazníkovi, což se s vypočtenou šířkou podařilo splnit.

Před začátkem tepelných výpočtů bylo třeba zvolit geometrii jednotlivých teplosměnných ploch. Po zvolení těchto hodnot byly počítány všechny výpočty pro střední hodnoty proudu jak spalin, tak vody, resp. páry. Na konci výpočtů byly stanoveny hodnoty výhřevných ploch, počtu řad nebo skutečných teplot a předaných tepel.

Následně byly navrženy rozměry bubnu a úspěšně zkontrolováno zatížení. Buben má průměr 2000 mm a délku 6800 mm. Posléze bylo navrženo zavodňovací a převáděcí potrubí. Obě potrubí mají průměr 273 mm, liší se však počtem trubek a tloušťkou. Dopočítány byly také rozměry vstupních a výstupních potrubí mezi jednotlivými teplosměnnými plochami.

Posledním výpočtem této diplomové práce bylo určení tahové ztráty kotle. Ta byla vypočtena pro všechny výhřevné plochy kotle a komín. Celková tahová ztráta je 1651 Pa. Tato ztráta je menší než ztráta povolená a z aerodynamického hlediska je tedy návrh kotle vyhovující. Součástí práce je také výkres kotle obsažen v příloze.

Pro přesnější návrh celého kotle by se dalo využít výhod mnoha programovacích jazyků, které nabízí schopnost velmi rychle vypočítat zadané rovnice a výpočet opakovat, dokud není návrh optimální, neboť celý návrh kotle má velký počet stupňů volnosti. Jako ideální se pro tento účel jeví jazyky kompilované jako C++ nebo Java, které se v praxi používají pro tvorbu výpočetních aplikací. V takovém případě by nic nebránilo tomu, aby výpočet u výhřevných ploch nebyl proveden pro střední parametry médií, ale aby byl proveden po sekcích a celý výpočet se tím zpřesnil. V neposlední řadě by šlo navrženou geometrii automaticky převést v 3D model pomocí Application Programming Interface (API), kterým disponuje většina 3D modelovacích programů.

Literatura

- [1] VOBOŘIL, David. Paroplynová elektrárna – princip funkce. OEnergetice.cz [online]. 2015 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/typy-elektraren/paroplynova-elektrarna-princip-funkce>
- [2] VAKKILAINEN, Esa Kari. Principles of Steam Generation. Steam Generation from Biomass [online]. Elsevier, 2017, , 1-17 [cit. 2021-5-16]. ISBN 9780128043899. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-12-804389-9.00001-0
- [3] HORKEBY, Kristofer. Simulation of Heat Recovery Steam Generator in a Combined Cycle Power Plant [online]. Linköping, 2012 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:509097/FULLTEXT01.pdf>. Diplomová práce.
- [4] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [5] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4., přeprac. vyd. Brno: VUT, 1992. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0426-4.
- [6] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL, 1983, 858 s.
- [7] HOLMGREN, Magnus. X Steam [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [8] MARTIN, Christopher R. PYroMat [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: <http://pyromat.org/>

Seznam použitých zkratek a symbolů

α	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel přestupu tepla
α_{1r}	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{2r}	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany páry
β	–	Součinitel pro efektivnost žebra
Δ_P	Pa	Tlaková ztráta
Δ_Q	–	Rozdíl skutečného a vypočteného tepla
Δ_T	–	Rozdíl skutečné a vypočtené teploty
Δ_{tLN}	–	Střední logaritmický teplotní spád
η	%	Účinnost
ϵ	–	Součinitel zanesení žebry
λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Součinitel tepelné vodivosti
λ_{kom}	–	Součinitel tření uvnitř komína
μ	–	Součinitel rozšíření žebra
ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	Kinematická viskozita
ρ	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Hustota
ζ	–	Součinitel tlakové ztráty
σ_1	–	Poměrná příčná rozteč
σ'_2	–	Poměrná úhlopříčná rozteč
ϕ_{sigma}	–	Součinitel poměrných roztečí
ψ_z	–	Součinitel nerovnoměrného rozložení přestupu tepla po povrchu žebra
a	m	Mezera mezi žebry
C	–	Součinitel pro výpočet ztrát konvekcí a sáláním
c_z	–	Opravný součinitel poměrné délky
d_E	m	Ekvivalentní průměr
d	m	Vnitřní průměr
D	m	Vnější průměr
E	–	Součinitel efektivnosti žebra
h	$kJ \cdot kg^{-1}$	Měrná entalpie vody / páry
h_z	m	Výška žebra
H	m	Výška spalinového kanálu
I	$kJ \cdot m^{-3}$	Entalpie spalin
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Součinitel prostupu tepla
k_{0-3}	–	Součinitele uspořádání trubek
l_B	m	Délka bubnu
m_p	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok páry
m_{sp}	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok spalin
m_{vst}	$kg \cdot s^{-1}$	Hmotnostní průtok regulačního vstříku
n_{rad}	–	Počet řad
n_{tr}	–	Počet trubek
n_z	–	Počet žebry na 1 m
p	Pa	Tlak
Pr	–	Prandtlovo číslo
Q	W	Tepelný výkon
Re	–	Reynoldsovo číslo

s_1	m	Příčná rozteč
s_2	m	Podélná rozteč
s_z	m	Rozteč mezi žebry
S	m^2	Plocha nebo průtočný průřez
$\frac{S_z}{S}$	–	Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin
$\frac{S_h}{S}$	–	Podíl plochy trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalin
	m	Šířka spalinového kanálu
t	$^{\circ}C$	Teplota
t_B	m	Tloušťka stěny bubnu
t_{tr}	m	Tloušťka stěny trubky
t_z	m	Tloušťka žebra
V_{sp}	$m_n^3 \cdot s^{-1}$	Objemový průtok spalin za normálních podmínek
V_B	m^3	Objem kotlové vody v bubnu
w_p	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost páry
w_{sp}	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost spalin
x	–	Objemový podíl prvku ve spalinách
z_B	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}$	Zatížení bubnu vodou
z_s	–	Poměrná ztráta sáláním
Ar		Argon
CO_2		Oxid uhličitý
H_2O		Voda
N_2		Dusík
O_2		Kyslík
1 – 8		Body pilového diagramu ze strany vody/páry
$A - G$		Body pilového diagramu ze strany spalin
IN		Označení hodnoty na vstupu
OUT		Označení hodnoty na výstupu
$skut$		Označení skutečné hodnoty
B		Buben
kan		Kanál
kom		Komín
NV		Napájecí voda
p		Pára
sp		Spaliny
P		Převáděcí
Z		Zavodňovací
$P1$		Přehřívák 1
$P2$		Přehřívák 2
$V1$		Výparník 1
$V2$		Výparník 2
$EKO1$		Ekonomizér 1
$EKO2$		Ekonomizér 2

Seznam obrázků

1.1	Schéma kotle na odpadní teplo [3]	13
2.1	Pilový diagram	15
2.2	Schéma regulačního vstříku	18
4.1	Hlavní rozměry žebrované trubky	25

Seznam tabulek

1.1	Zadané parametry vody a páry	14
1.2	Zadané parametry spalin	14
2.1	Dodatečné parametry spalin	15
2.2	Hodnoty entalpií pro plyny a spaliny v rozsahu od 100 - 600 °C	16
2.3	Parametry vody a vodní páry v jednotlivých bodech	18
2.4	Výkony a účinnost - přehled vypočtených hodnot	21
3.1	Zvolené rozměry pro přehřívák 1	22
4.1	Hodnoty $\lambda_{sp} \cdot 10^3 \frac{W}{m \cdot K}$	26
4.2	Hodnoty $\nu_{sp} \cdot 10^6 m^2 \cdot s^{-1}$	27
4.3	Přehřívák 1 - přehled vypočtených hodnot	32
4.4	Zvolené rozměry pro přehřívák 2	33
4.5	Hodnoty Pr_{sp}	34
4.6	Přehřívák 2 - přehled vypočtených hodnot	39
4.7	Zvolené rozměry pro výparník 1	40
4.8	Výparník 1 - přehled vypočtených hodnot	45
4.9	Zvolené rozměry pro výparník 2	46
4.10	Výparník 2 - přehled vypočtených hodnot	51
4.11	Zvolené rozměry pro ekonomizér 2	52
4.12	Ekonomizér 2 - přehled vypočtených hodnot	58
4.13	Zvolené rozměry pro ekonomizér 1	59
4.14	Ekonomizér 1 - přehled vypočtených hodnot	65
5.1	Buben - přehled vypočtených hodnot	66
6.1	Zavodňovací a převáděcí potrubí - přehled vypočtených hodnot	68
6.2	Vstupní a výstupní potrubí - přehled vypočtených hodnot	73
7.1	Parametry v jednotlivých částech kotle pro výpočet tlakových ztrát	74
7.2	Tlakové ztráty komína a jednotlivých míst v kotli	79

Seznam příloh

Příloha č. 1 Modulární horizontální kotel - HRSG - výkres DP-2021/1-A1