

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**ZÁVĚREČNÁ
PRÁCE**

2022

**VILIAM
KRAVEC**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kravec** Jméno: **Viliam** Osobní číslo: **468182**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**
Specializace: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Název diplomové práce anglicky:

Modification of the Opatovice Power Plant boiler for RDF combustion

Pokyny pro vypracování:

Ověřte možnost spalování TAP v parním kotli elektrárny Opatovice určeného na spalování práškového hnědého uhlí a navrhněte nutné úpravy.

Dílčí cíle:

- 1) Charakterizujte palivové vlastnosti TAP a jeho odlišnosti od uhlí
- 2) Vytvořte výpočtový model parního kotle elektrárny Opatovice pro provedené tepelného výpočtu s využitím poskytnutých provozně měřených dat
- 3) Proveďte tepelný přepočít kotle pro spalování TAP
- 4) Navrhněte konstrukční a provozní úpravy nutné trvalé spalování TAP

Seznam doporučené literatury:

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků, ČVUT, 2005

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc. ústav energetiky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **21.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2023**

prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

Viliam Kravec

Anotační list

Jméno autora:	Viliam Kravec
Název DP:	Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP
Anglický název:	Modification of the Opatovice Power Plant boiler for RDF combustion
Akademický rok:	2021/2022
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky/Energetika a procesní inženýrství
Vedoucí DP:	Prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 104 Počet obrázků: 15 Počet tabulek: 42 Počet grafů: 9 Počet příloh: 8
Klíčová slova:	Elektrárenský kotel, změna palivové základny, spalování hnědého uhlí, spalování TAP
Keywords:	Power plant boiler, Change of fuel, burning of coal, burning RDF
Anotace:	Diplomová práce se zabývá výpočtem a tvorbou výpočtového modelu stávajícího kolte v Elektrárně Opatovice. Tento model byl dále modifikován pro vytvoření modelu kotle, který by spaloval TAP. Táto práce se zaměřuje i na odhad snížením výkonu kotle a jak by to ovlivnilo výstupní parametry páry. Pro zlepšení parametrů byly navrženy i konstrukční úpravy. Výstupem je porovnání parametrů stávajícího kolte a parametrů 2 variant řešení, které byly navrhnuté.
Abstract:	The diploma thesis deals with the calculation and creation of a model of the existing boiler in the Opatovice Power Plant. This model was further modified to create a boiler model that would burn RDF. This work also focuses on the estimation of the reduction of the boiler output and how it would affect the steam output parameters. Structural modifications were also designed to improve the parameters. The output is a comparison of the existing boiler parameters and parameters of 2 variants of solutions that have been proposed.

Poděkování

Chtěl bych se poděkovat všem, který mě motivovali k dokončení této práce. Osobitě děkuji za pomoc s řešením, vedoucímu této práce, pánovi prof. Tomášovi Dlouhému za trpělivost a ohleduplnost při její tvorbě.

Moje díky patří také rodině a přátelům za podporu, které se mi dostávalo po celou dobu studia.

Obsah

Obsah.....	6
Úvod.....	9
1 Vytvoření výpočtového modelu současného kotle EOP.....	11
1.1 Opis kotle G 230	11
1.2 Stechiometrie	13
1.2.1 Objemy složek spalin.....	13
1.2.2 Tepelné vlastnosti spalin	16
1.3 Tepelné ztráty kotle.....	17
1.4 Potřeba paliva	19
1.5 Teplota nechlazeného plamene	22
1.6 Určení průtoku vzduchu a spalin	23
1.7 Ohříváky vzduchu (LUVO 1+2).....	25
1.7.1 LUVO 1.....	28
1.7.2 LUVO 2.....	35
1.8 Ohříváky vody (EKO 1+2).....	36
1.8.1 EKO 1	39
1.8.2 EKO 2.....	44
1.9 Výparník a Přehříváky páry (PP 1-4).....	50
1.9.1 Určení velikosti teplosměnných ploch a teplot vody a páry.....	51
1.9.2 Předběžné určení teplot spalin	55

1.9.3	Předběžné určení LMTD a koeficientu prostupu tepla k	57
1.9.4	Finální teplota spalin v sektorech, LMTD a k	59
1.9.5	Rychlost spalin ve spalinovodu	61
1.9.6	Výpočet části PP1 v sektoru 2	62
1.9.7	Výpočet spalovací komory	67
1.9.8	Bilanční kontrola modelu	74
2	Tuhé alternativní palivo	76
3	Nové technické řešení	80
3.1	Určení výkonu kotle	81
3.2	Varianta 1	82
3.2.1	Shrnutí	85
3.3	Varianta 2	86
3.3.1	Shrnutí	86
3.4	Porovnání Variant	87
3.4.1	Diskuse	88
4	Závěr	90
	Bibliografie	91
	Citovaná literatura	92
	Seznam příloh	93
	Seznam obrázků	101
	Seznam tabulek	102

Seznam Grafů 104

Úvod

Česká, evropská i celosvětová energetika prochází výraznými změnami. Největší uhelné elektrárny, které tvoří základ energetického mixu řady evropských krajín, nejenom České Republiky, se blíží konci svojí životnosti. Situace je výrazně jiná, než byla v době jejich výstavby. Oproti minulosti, se důraz klade na udržitelnost, ekologii, snížení vlivu lidstva na klimatickou krizi a je třeba zdůraznit, že České, a i Evropské zásoby uhlí jsou mnohem menší, než tomu bylo právě v druhé polovině 20. století, kdy se současné elektrárny stavěly.

Rychlý rozvoj obnovitelných zdrojů, závislých na počasí sebou však přináší nestabilitu dodávek elektrické energie, kterou předávají do přenosové sítě. Právě stabilita typická pro velké zdroje spalující uhlí, plyn, ropu nebo využívající kontrolované uvolnění energie jaderných vazeb, bude potřebná i v budoucnosti.

Jednou ze slibných možností pro dosluhující velké uhelné zdroje je jejich změna na zdroje spalující biomasu nebo tuhé alternativní palivo. Jejich význam není podložen jenom výrobou elektrické energie, ale také jejich dodávkami tepla pro velké i menší sídla v okolí. Proto je důležité hledat možnosti využití velkých elektráren i do budoucnosti.

V této Diplomové práci se budu zabývat tvorbou výpočetního modelu kotlu K3 v Elektrárně Opatovice, který v současné době spaluje severočeské hnědé uhlí práškovou technologií v letu. První část se bude věnovat postupu výroby a výpočtu excelového modelu současného provozu kotle. Model, který vytvořím, bude podkladem pro následující kalkulace. Postupně představím kotel, určím stechiometrické parametry, parametry jednotlivých tepelných výměníků a médiích v nich proudících. Výstupem budou součinitele výměníku určující jejich účinnost a zanesení, teploty, tlaky a průtoky vzduchu, spalin vody a páry. Pro kontrolu správnosti porovnáám tepelné bilance v částech kotle.

Druhá část se bude věnovat nahrazení stávající spalovací technologie, paliva a konstrukčních změn v kotli.

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Prvně definuji tuhé alternativní palivo, zdůvodním volbu spalovací technologie, a provedu odhad vlivu na výkon kotle. Dále přiblížím postup výpočtu a určím meze, v kterých provádím výpočty. Výstupem práce bude vznik více Variant řešení, které důsledně zhodnotím a porovnáám mezi sebou. Poslední částí bude diskuse výsledků s vysvětlením důvodu chování jednotlivých parametrů.

V závěru zbilancuji celou práci a vyhodnotím výsledky s ohledem na další potřebu výzkumu a možnosti využití vědomostí vzniklých touto prací.

1 Vytvoření výpočtového modelu současného kotle EOP

Výpočet modelu současného kotle K3 EOP, byl založen na knize Výpočty kotlů a spalinových výměníků (1) od prof. Tomáše Dlouhého. Výpočet jsem provedl v programu Microsoft Excel. Provozní data byly poskytnuty pro výpočet ze zprávy zkoušky nízko výhřevného paliva na kotlech EOP (2), která byla provedena společností OGREZ a.s. Geometrické a technická data týkající se kotle K3 byly zajištěné z Provozního předpisu (3) a z výkresové dokumentace celého kotle (4).

1.1 Opis kotle G 230

Kotel K3 v Elektrárně Opatovice je parní kotel s přirozeným oběhem vody a mlýnicovým granulačním ohništěm pro spalování severočeského hnědého uhlí (3). Základní parametry tohoto kotle jsou v Tabulka 1.

Tabulka 1: Základní parametry kotle K3 EOP (3)

	projekt	úprava	
Jmenovitý výkon	163,00	178,00	MWt
	230,00	250,00	t/hod
Jmenovitá teplota přehř. páry	528,00	528,00	°C
Jmenovitý tlak	9,51	9,51	Mpa
Teplota nap. Vody	215,00	208,00	°C
Jmen. teplota spal. Vzduchu	410,00	410,00	°C
Konstrukční přetlak	11,77	11,77	MPa
Zkušební přetlak	15,30	15,30	MPa
Vodní obsah při norm. provozu	60,00	60,00	m3
Vodní obsah pro tlakovou zkoušku	99,00	99,00	m3

Paliva, které se spalují v tomto zařízení jsou nízkovýhřevné typy uhlí s relativně vysokou vlhkostí i obsahem popela. Pro stabilizaci hoření a zachování jmenovitých výkonů se v případě potřeby spoluspaluje lehký topný olej. (3)

Tabulka 2: typy paliv spalovaných v K3 EOP (3)

	projektované	současné	současné
Výhřevnost [kJ/kg]	10 450	14 500	16 900
Voda	34 %	27 %	28,5 %
Popel	25 %	28 %	17,5 %
Síra	1 %	1,1 %	1,2 %

Tlakovodní celek spočívá z 2 ohříváků vody neboli Ekonomizéru označených, jako EKO 1 a EKO 2. Tok napájecí vody je rozdělen na dvě samostatné větve, které se spojují až v napájecím žlabu kotelního bubnu.

G 230 je kotel s přirozenou cirkulací kotelní vody a jeho odpařovací systém je tvořen kotelním válcem – bubnem, zavodňovacím potrubím, komorovým rámem s odvodněním a výparníkem, který tvoří stěny spalovací komory. (3)

Buben má celkovou délku 11 700 mm, je zakončen polokulovitými čely. Vnější průměr je 1 800 mm, tloušťka stěny 85 mm, hmotnost včetně vestavby je 45 t. Buben je vyroben svařováním z materiálu 13 123.1. Celkový objem je 23,12 m. (3)

Praporkované varnice 60/5 z materiálu 12. 022 tvoří výhřevnou plochu výparníku. Každá boční stěna je tvořena celkem 64 varnicemi. Přední a zadní stěny spalovací komory jsou tvořeny 58 trubkami. Půdorysný rozměr spalovací komory je 8 125 a 8 875 mm. Varnice bočních stěn zúžením od kóty 8 m tvoří výsypku spalovací komory s průřezem 1 000 x 8 875 mm. Varnice zadní stěny pochází střídavě vždy dvě hluchým prostorem "nosu" a dvě jsou vedeny vyhnutím nad trubkami II. přehříváku. (3)

Kotel G 230 má 4dílný přehřívací systém (PP1 až PP4) z vhodně kombinovaných sálavých a konvekčních ploch jednotlivých přehříváků. Tato kombinace má docílit rovnoměrné na výkonu nezávislé přehřátí. Pára je de facto bez tlakového rozdělení (nedělené komory) vedena a měřena v pravé a levé větvi. (3)

Ohřívák vzduchu je tvořen dvoudílným LUVO 1 a jednodílným LUVO 2. Všechny díly LUVA jsou trubkové. Oba díly LUVA 1 jsou uloženy na konzolách ocelové konstrukce dodatkových ploch. Každý díl LUVA má uprostřed dělicí vratnou stěnu a otočením proudu vzduchu se děje vždy se střední nezatrubkované části. Každá sekce má dvě trubkovnice 25 mm, materiálu ČSN 10370.0, do kterých je zavařeno celkem 12 384 trubek 4 m dlouhých o průměru 42/2 mm. Druhý díl LUVA 1 má stejné trubkovnice i stejný materiál a je do ní navařeno rovněž 12 384 kusů trubek. Vstupující vzduch 70–65 °C je ohříván v LUVO 1 na 280 °C, což je vstupní teplotou do LUVA 2. Správná funkce LUVA závisí velmi na čistotě vnitřního povrchu trubek. Za tím účelem jsou LUVA neustále sledována a tam, kde by došlo k zanášení se čistí. (3)

Všechny tepelné výměníky jsou za sebou uspořádány v následujícím pořadí; LUVO 1, EKO 1, LUVO 2, EKO 2, PP2, PP4, PP3 a Výparník. PP1 tvoří strop, boční stěny a zadní stěnu obrátového prostoru zadního tahu. Pořadí je uvedeno od výstupu spalin z kotle po Spalovací komoru (SK).

Všechny výměníky budou dále konkrétněji přiblíženy ve vlastních podkapitolách.

1.2 Stechiometrie

Vstupem pro výpočet stechiometrických dat byl záznam ze zkoušek nízkovýhřevných paliv ze zdroje (2). Kalorické vlastnosti a prvkový obsah paliva jsou shrnuty v Tabulka 3.

Tabulka 3: Prvkový rozbor paliva (2)

Prvkový rozbor paliva			
Výhřevnost surového paliva	Q_{i^r}	14,57	MJ/kg
Obsah vody	W_{t^r}	0,28	Hm. %
Obsah popela	A^r	0,21	Hm. %
Obsah prchavé síry	S_{VK}^r	0,01	Hm. %
Obsah uhlíku	C^r	0,36	Hm. %
Obsah vodíku	H^r	0,04	Hm. %
Obsah dusíku	N^r	0,01	Hm. %
Obsah kyslíku	O^r	0,09	Hm. %

Ze stechiometrických výpočtů jsem určil průtok spalin, vzduchu a potřeba paliva, nutné pro další výpočty. Výstupem stechiometrických je taky teplota nechlazeného plamene jinak taky označovaná jako adiabatická teplota plamene.

1.2.1 Objemy složek spalin

Minimální objem kyslíku pro spálení 1 kg paliva.

$$O_{O_2,min} = 22,39 * \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{VK}^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) = 0,82 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(1)

Minimální objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva.

$$O_{VS,min} = \frac{O_{O_2,min}}{0,21} = 3,92 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(2)

Minimální objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva (v = součinitel vlhkosti vzduchu).

$$O_{O_2,min} = O_{VS,min} * v = 4,08 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(3)

Skutečný objem vlhkého vzduchu při spálení 1 kg paliva.

$$O_{O_2,min} = O_{O_2,min} * \alpha = 5,07 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(4)

Objemy složek suchých spalin vzniklé spálením 1 kg paliva.

$$O_{CO_2} = \frac{22,27}{12,01} * C^r + 0,0003 * O_{VS,min} = 0,67 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(5)

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} * S_{VS}^r = 0,01 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(6)

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,013} * N^r + 0,7805 * O_{VS,min} = 3,06 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(7)

$$O_{Ar} = 0,0092 * O_{VS,min} = 0,04 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(8)

Objem suchých spalin vzniklých dokonalým spálením 1 kg paliva.

$$O_{SS,min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 3,78 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(9)

Objem vodní páry ve spalínách vztážený na 1 kg paliva.

$$O_{H_2O,spal} = \frac{44,81}{4,032} * H^r + \frac{22,41}{18,015} * W_t^r + (v - 1) * O_{VS,min} = 0,92 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(10)

Objem vlhkých spalín vzniklých spálením 1kg paliva.

$$O_{SV,min} = O_{SS,min} + O_{H_2O,spal} = 4,70 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(11)

Skutečný objem suchých spalín vzniklým spálením 1 kg paliva.

$$O_{SS} = O_{SS,min} + O_{VS,min} * (\alpha - 1) = 4,73 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

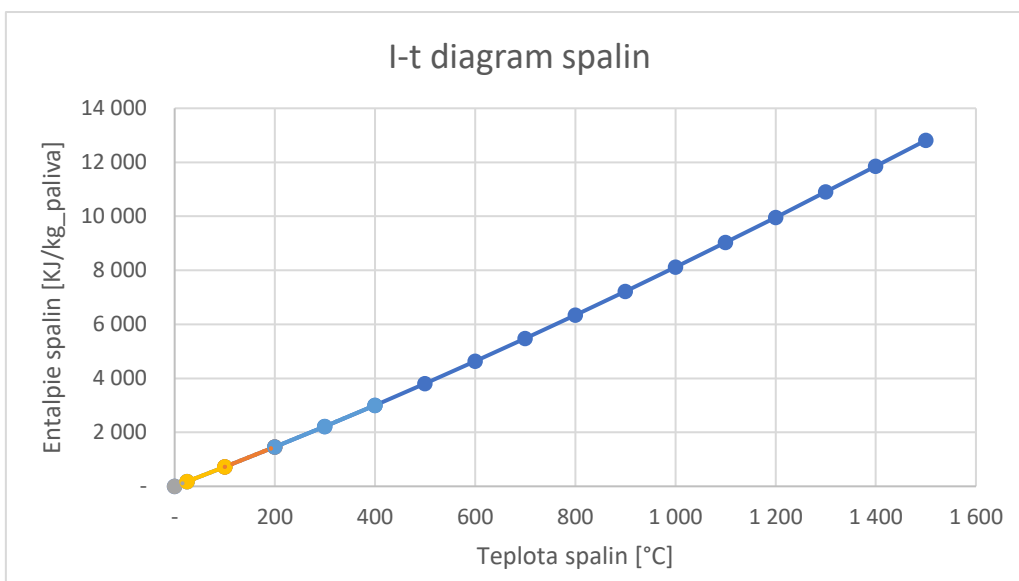
(12)

Skutečný objem vlhkých spalín skutečný vzniklým spálením 1 kg paliva.

$$O_{SV} = O_{SV,min} + O_{VV,min} * (\alpha - 1) = 5,69 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

(13)

1.2.2 Tepelné vlastnosti spalin



Graf 1: Měrná entalpie [kJ/kg paliva] - teplota[°C] diagram

Teplota spalin

$$t_{spal,out} = 169,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(14)

Teplota spalin za poslední teplosměnnou plochou je ze zdroje (2).

Entalpie spalin odečtena z Chyba! Nenašel sa žiaden zdroj odkazov.

$$i_{spal,out} = 1236,69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{pal}}$$

(15)

Entalpie spalin při teplotě 20 °C (odečtena z Chyba! Nenašel sa žiaden zdroj odkazov.)

$$i_{spal20} = 144,97 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{pal}}$$

(16)

Entalpie spalin při teplotě skutečně teplotě nasávání (36,7 °C – odečtena z Chyba! Nenašel sa žiaden zdroj odkazov.)

$$i_{spal,skut} = 265,28 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

(17)

Měrná tepelná kapacita paliva

$$c_{paliva} = 4,19 * W_t^r * c_{sušiny} * (1 - W_t^r) = 1,99 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

(18)

Fyzické teplo paliva

$$i_{paliva} = c_{paliva} * t_{paliva,in} = 115,33 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

(19)

Redukovaná výhřevnost paliva

$$Q_i^{red} = Q_i^r + \frac{i_{paliva}}{1000} = 14,69 \frac{MJ}{kg_{pal}}$$

(20)

1.3 Tepelné ztráty kotle

Ztráta nedopalem ve škváře

$$z_{cs} = \frac{C_{škv}}{1 - C_{škv}} * X_{škv} * \frac{A^r}{Q_i^{red}} * Q_{uhlik}^r = 0,12 \%$$

(21)

Ztráta nedopalem v popílku

$$z_{cp} = \frac{C_{pop}}{1 - C_{pop}} * X_{pop} * \frac{A^r}{Q_i^{red}} * Q_{uhlik}^r = 0,28 \%$$

(22)

Ztráta mechanickým nedopalem

$$Z_c = z_{cs} + z_{cp} = 0,4 \%$$

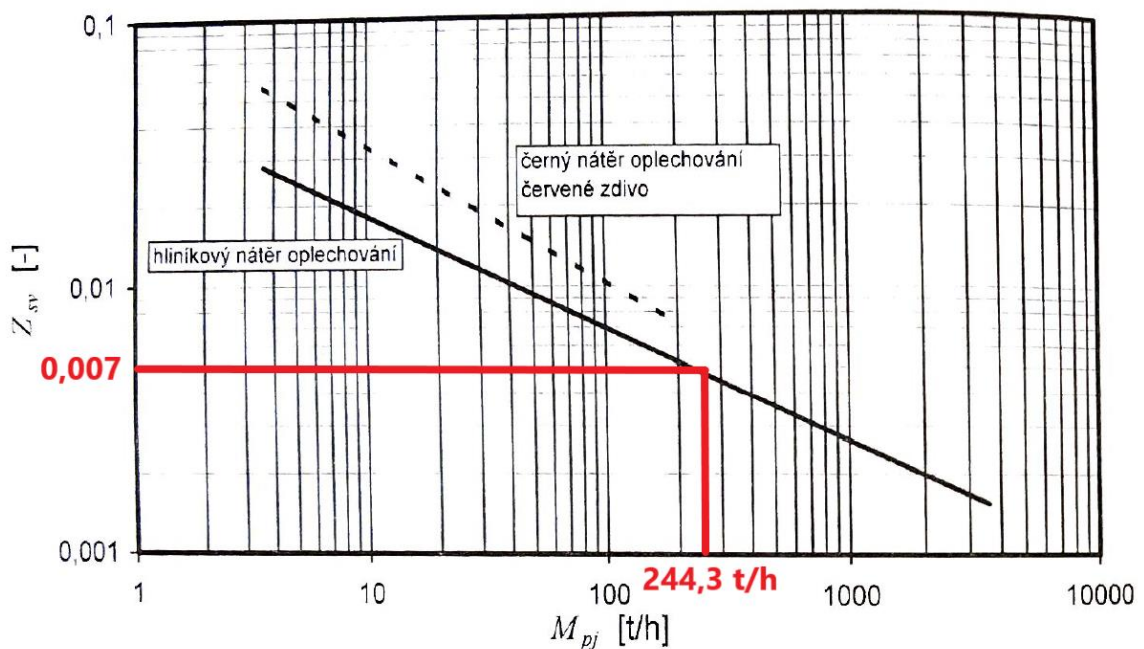
(23)

Ztráta chemickým nedopalem

$$Z_{CO} = 0,21116 * O_{SS,min} * \frac{\omega_{CO}}{(21 - O_{O_2,ref}) * Q_i^{red}} = 0,035 \%$$

(24)

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí (odečteno z Chyba! Nenašel sa žiaden zdroj odkazov.)



Graf 2: Diagram závislosti Z_{sv} na jmenovitém výkoně kotle

$$Z_{sv} = 0,007$$

(25)

Teplota popelu (volím na základě doporučení ze zdroje (1))

$$t_{pop} = 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(26)

Měrná entalpie popela

$$i_{pop} = c_{popelu} * (t_{popelu} - t_{ok}) = 539,46 \frac{kJ}{kg}$$

(27)

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = \frac{X_{pop}}{1 - C_{pop}} * \frac{A^r}{Q_i^{red}} * i_{pop} = 0,12 \%$$

(28)

Ztráta citelným teplem spalin na teplotu $t_{ok}=20\text{ °C}$

$$Z_k = (1 - Z_c) * \frac{i_{spal,out} - i_{spal,20^\circ C}}{Q_i^{red}} = 7,4 \%$$

(29)

Ztráta citelným teplem spalin na teplotu skutečnou t_{ok}

$$Z_k = (1 - Z_c) * \frac{i_{spal,out} - i_{spal,skut}}{Q_i^{red}} = 6,59 \%$$

(30)

Účinnost kotle při vztažené teplotě 20 °C

$$\eta_{kotle,20^\circ C} = 1 - \sum Z_i = 91,39 \%$$

(31)

Účinnost kotle při vztažené teplotě reálné

$$\eta_{kotle,real} = 1 - \sum Z_i = 92,2 \%$$

(32)

1.4 Potřeba paliva

Pro určení potřeby paliva jsem musel určit průtoky jednotlivými částmi systému. Výpočet se značně zjednodušil kvůli tomu, že jsem uvažoval nulové množství odluhované vody z parního bubnu. Nakonec jsem uvažoval jenom s průtokem ostré

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP páry a průtoky odběrů vody z ekonomizérů pro první a druhý vstřík do přehřáté páry. Tyto průtoky jsem označil jako $M_{vst\ 1}$ a $M_{vst\ 2}$.

Postupoval jsem podle Zákona zachování hmoty a energie.

$$E_{talpie\ výsledná} = \Sigma E_{talpie\ látky\ vstupní}$$

(33)

$$Tok\ Entalpie\ (tepelný\ výkon) = měrná\ entalpie * hmotnostní\ tok$$

(34)

Hmotnostní tok $M_{vst\ 2}$ jsem určil následovně.

$$M_{páry} = M_{NV}$$

(35)

$$M_{NV} * i_{PK9} = (M_{NV} - M_{vstř2}) * i_{PK7} + M_{vstř2} * i_{EK2}$$

(36)

Po úpravě dostanu tvar:

$$M_{vstř2} = \frac{M_{NV} * i_{PK9} - M_{NV} * i_{PK7}}{i_{EK2} - i_{PK7}} = 2,02\ kg/s$$

(37)

Pro určení $M_{vstř1}$ jsem postupoval obdobně.

$$(M_{NV} - M_{vstř2}) * i_{PK5} = (M_{NV} - M_{vstř2} - M_{vstř1}) * i_{PK4} + M_{vstř1} * i_{vstř}$$

(38)

Po úpravě:

$$M_{vstř1} = \frac{(M_{NV} - M_{vstř2}) * i_{PK5} - (M_{NV} - M_{vstř2}) * i_{PK4}}{i_{vstř} - i_{PK4}} = 0,96\ kg/s$$

(39)

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Tabulka 4: termodynamické vlastnosti vody a páry v jednotlivých komorách kotle

komora	vypočtová teplota		Tlak		Průtok		Tok entalpie		Měrná entalpie	
NV za VTO	195,00		11,13	MPa	67,86	kg/s	56 604,70	kJ/s	834,13	kJ/kg
EK1	197,00	°C	11,13	MPa	67,86	kg/s	57 205,31	kJ/s	842,98	kJ/kg
EK2	226,15	°C	11,13	MPa	67,86	kg/s	66 114,79	kJ/s	974,27	kJ/kg
Odběr pro 1. a 2. vstřík	226,15	°C	11,13	MPa	2,98	kg/s	2 904,66	kJ/s	974,27	kJ/kg
EK3	226,15	°C	11,13	MPa	64,88	kg/s	63 210,13	kJ/s	974,27	kJ/kg
EK4	360,00	°C	11,13	MPa	64,88	kg/s	189 853,95	kJ/s	2 926,24	kJ/kg
EK5	315,10	°C	11,13	MPa	64,88	kg/s	92 860,92	kJ/s	1 431,28	kJ/kg
buben - odluh	316,15	°C	10,72	MPa	-	kg/s	-	kJ/s	1 438,73	kJ/kg
Buben - výstup pára	316,15	°C	10,72	MPa	64,88	kg/s	175 946,01	kJ/s	2 711,88	kJ/kg
PK1	350,00	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	190 419,29	kJ/s	2 934,96	kJ/kg
PK2	350,00	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	190 419,29	kJ/s	2 934,96	kJ/kg
PK2'	350,00	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	190 419,29	kJ/s	2 934,96	kJ/kg
PK2a	350,00	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	190 419,29	kJ/s	2 934,96	kJ/kg
PK2a'	350,00	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	190 419,29	kJ/s	2 934,96	kJ/kg
PK3	350,00	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	190 419,29	kJ/s	2 934,96	kJ/kg
PK4	356,05	°C	9,68	MPa	64,88	kg/s	191 911,34	kJ/s	2 957,96	kJ/kg
PK5	348,50	°C	9,68	MPa	65,84	kg/s	192 844,39	kJ/s	2 929,10	kJ/kg
PK6	400,00	°C	9,68	MPa	65,84	kg/s	204 384,18	kJ/s	3 104,38	kJ/kg
PK7	432,50	°C	9,68	MPa	65,84	kg/s	210 619,80	kJ/s	3 199,09	kJ/kg
PK9	409,45	°C	9,68	MPa	67,86	kg/s	212 591,41	kJ/s	3 132,74	kJ/kg
PK8	528,00	°C	9,68	MPa	67,86	kg/s	234 131,62	kJ/s	3 450,16	kJ/kg

V jednotlivých místech jsem díky teplotě a tlaku byl schopen určit všechny termodynamické veličiny potřebné k dalším výpočtům. Jejich hodnoty jsou zobrazené v tabulce výše.

Zelenou barvou jsou označeny komory, ke kterým byly k dispozici teploty páry nebo vody.

Pomocí vzorce:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{NV}) + (M_{mp} - M_v) \cdot (i_{mp2} - i_{mp1}) + M_v \cdot (i_{mp2} - i_v) + M_o \cdot (i'_w - i'_{nv}) + M_{op} \cdot (i''_p - i_{nv})$$

(40)

A po dosazení:

$$M_{mp1;mp2} = 0; M_{v1;v2} = 0; M_{o;op} = 0$$

(41)

Jsem určil Q_v – Výrobní teplo páry na úrovni 183 MW_t.

Pro učení množství paliva se používají 2 vztahy:

1) Skutečné množství paliva přivedeného do kotle se určí podle vztahu:

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{ired} \cdot \eta_k} = 13,57 \frac{kg}{s}$$

(42)

2) Tzv. výpočtové množství paliva se určí pomocí ztrát kotle:

$$M_{pv} = M_{pal} * (1 - Z_c) = 13,51 \frac{kg}{s}$$

(43)

1.5 Teplota nechlazeného plamene

Teplu přivedené do spalovací komory v palivu určíme ze vztahu:

$$Q_u = Q_{i,red} * (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_v + Q_{vpřis}$$

(44)

Kde Q_v je teplo přivedené ve vzduchu z LUVO 1 a 2 a $Q_{vpřis}$ je teplo ve vzduchu přisátého do spalovací komory.

$$Q_v = (c_{p\ vzd\ 400^\circ C} * t_{vzd\ LUVO2,out} * \dot{m}_{vzd\ LUVO}) / M_{pv} = 2614,45\ kJ/kg_{pal}$$

(45)

$$Q_{vpřis} = \frac{c_{p\ vzd\ 20^\circ C} * t_{vzd\ ok} * (\dot{m}_{vlh\ vzd} - \dot{m}_{vzd\ LUVO})}{M_{pv}} = 63,83\ kJ/kg_{pal}$$

(46)

Po dosazení všech členů do předešlého vztahu dostaneme hodnotu Q_u :

$$Q_u = 17\ 281,79 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

(47)

Z I-t diagramu spalin pro tuto hodnotu Q_u odečteme hodnotu teploty. Ta je rovná 1 791,3 °C.

$$T_{np} = 1791,30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(48)

1.6 Určení průtoku vzduchu a spalin

Pro určení hmotnostních (i objemových) toků, byly důležité 3 měřené hodnoty, které byly dodány mezi vstupními daty. Jedná se o součinitel přebytku vzduchu (α_k), množství vzduchu ve společném potrubí před ventilátorem vzduchu (V_{VV}) a teplota vzduchu na sání Ventilátoru vzduchu ($t_{VV \text{ in}}$).

Pro zjednodušení výpočtů, rozdíl mezi tokem vzduchu ve ventilátorech a množstvím vzduchu ve spalování (vypočteném ze stechiometrie), označovaný jako přísátí vzduchu ($\Delta\alpha$), budu ve výpočtech považovat jako vzduch přísátý ve spalovací komoře a nikoli jako vzduch přísán z ohřivaného vzduchu z LUVO 1 a 2, nebo jiných částí.

Po diskusi s vedoucím této práce bylo rozhodnuto, že teploty vzduchu a vody/páry budou brány jako referenční. Díky složitému proudění spalin, obsahu popílku a jejímu usazování na teplosměnných plochách je měření teplot spalin méně spolehlivé. Tyto hodnoty proto budu dopočítávat.

Tabulka 5: parametry spalin a vzduchu v LUVO 1 a 2

místo(z pohledu spalin)	Spaliny							Vzduch						
	tlak	teplota [°C]	prutok [kg/s]	prebytek vzduchu (α)	cp(t)[J/kg_ pal/°C]	entalpie [KJ/s]	změna entalpie [KJ/s]	tlak[kPa]	teplota[°C]	prutok[kg/s]	objemovy prutok [m3/s]	cp_vlhvzd[KJ /m3K]	entalpie vzduchu[KJ/ s]	změna entalpie [KJ/s]
vstup LUVO II	98,8	492,4	95,6	1,243	8 743,3	58 172,8		100,7	398,2	63,8	60,1	1,4	55 768,4	
LUVO II							14 861,6							14 861,6
výstup LUVO II	98,3	372,8	95,6	1,243	8 598,2	43 311,2		101,0	225,1	63,8	60,1	1,4	40 906,8	
vstup EKO1	98,3	372,8	95,6	1,243	8 598,2	43 311,2								
EKO1							8 909,5							
výstup EKO 1	98,3	299,3	95,6	1,243	8 507,5	34 401,7								
vstup LUVO I	98,3	299,3	95,6	1,243	8 507,5	34 401,7		101,0	225,1	63,8	60,1	1,4	40 906,8	
LUVO I							14 225,9							14 225,9
Výstup LUVO I	97,7	178,7	95,6	1,243	8 356,5	20 175,8		101,4	54,1	63,8	60,1	1,4	26 680,9	

Tabulka 6: parametry spalin a vody v EKO 1 a 2

místo(z pohledu spalin)	Spaliny							Voda			Měrná entalpie KJ/kg	Entalpie KJ/s	změna entalpie [KJ/s]
	tlak	teplota [°C]	prtok [kg/s]	prebytek vzduchu (α)	cp(t)[J/kg_ pal/°C]	entalpie [KJ/s]	změna entalpie [KJ/s]	teplota °C	tlak Mpa	prtoky kg/s			
vstup EKO2	98,8	713,1	95,6	1,243	9 003,6	86 751,9		315,1	11,1	64,9	1 431,3	92 860,9	
EKO2							28 579,1						28 579,1
Výstup EKO2	98,8	492,4	95,6	1,243	8 743,3	58 172,8		229,7	11,1	64,9	990,8	64 281,8	-
vstup LUVO II	98,8	492,4	95,6	1,243	8 743,3	58 172,8							
LUVO II							14 861,6						
výstup LUVO II	98,3	372,8	95,6	1,243	8 598,2	43 311,2							
vstup EKO1	98,3	372,8	95,6	1,243	8 598,2	43 311,2		226,2	11,1	67,9		66 114,8	
EKO1							8 909,5						8 909,5
výstup EKO 1	98,3	299,3	95,6	1,243	8 507,5	34 401,7		197,0	11,1	67,9		57 205,3	
vstup LUVO I	98,3	299,3	95,6	1,243	8 507,5	34 401,7							
LUVO I							14 225,9						
Výstup LUVO I	97,7	178,7	95,6	1,243	8 356,5	20 175,8							

Zeleně vyznačené hodnoty jsou hodnoty, které byly zadané, popřípadě jsou určeny z tabulek, a to hodnota „cp“.

Entalpie vzduchu a spalin jsem pak vypočítal ze vztahu:

$$I = m * c_p * (t + 273,15) \left[\frac{kJ}{s} \right]$$

(49)

Entalpie vody jsem vypočítal ze vztahu:

$$I_{vody} = i_{vody} * m_{vody} \left[\frac{kJ}{s} \right]$$

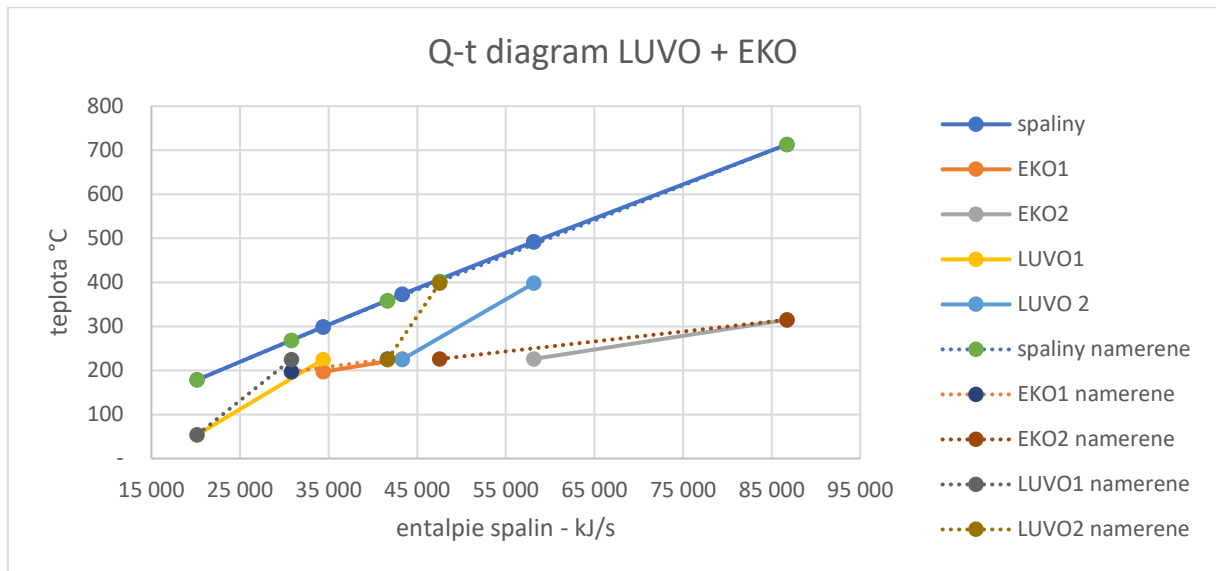
(50)

Měrná entalpie vody (i_{vody}) jsem určil pomocí již zmíněného software Coolprop. Vstupní parametry pro určení i_{vody} jsou tlak, a teplota.

Jelikož teploty spalin ze zkoušky jsme prohlásili za nespolehlivé, tak jsem je musel určit z těchto bilancí v Tabulka 5 a Tabulka 6.

Postup výpočtu byl následující: postupoval jsem od konce ve směru proudění spalin. Nejprve jsem určil kolik tepla se odevzdá do vzduchu v LUVO 1. Ze zákona zachování energie je toto teplo rovno teplu, o které se ochladí spaliny v LUVO 1. Pomocí nástroje „SOLVER“ v Excelu jsem určil teplotu, kterou museli mít spaliny na vstupu do LUVO1, tak aby byl tento zákon zachován.

Takto jsem postupoval dále v pořadí: EKO1, LUVO2 a EKO 2.



Graf 3: Porovnání naměřených a vypočtených teplot spalin

V Graf 3 je vykreslené porovnání teplot spalin vypočtených (plná čára) a naměřených (tečkovaná č.). Z grafu je patrné, že například výstupní teplota LUVO 2 naměřená je moc vysoká a téměř se rovná teplotě spalin ve stejném místě. Není tam téměř žádný teplotní spád.

1.7 Ohříváky vzduchu (LUVO 1+2)

„Ohřívák vzduchu je tvořen dvoudílným LUVO I a jednodílným LUVO II. Všechny díly LUVA jsou trubkové. Oba díly LUVA I jsou uloženy na konzolách ocelové konstrukce dodatkových ploch. Každý díl LUVA má uprostřed dělící vratnou stěnu a otočením proudu vzduchu se děje vždy se střední nezatrubkované části. Každá sekce má dvě trubkovnice 25 mm, materiálu ČSN 10370.0, do kterých je zavařeno celkem 12 384 trubek 4 m dlouhých o průměru 42/2 mm. Druhý díl LUVA I má stejné trubkovnice i stejný materiál a je do ní navařeno rovněž 12 384 kusů trubek. Vstupující vzduch 70–65 °C je ohříván v LUVO I na 280 °C, což je vstupní teplotou do LUVA II. Správná funkce LUVA závisí velmi na čistotě vnitřního povrchu trubek.“ (3)

Z dodaných dat jsem určit velikost teplosměnných ploch LUVO 1 a 2.

$$S_{LUVO} = n_{trubek} * l_{trubek} * \pi * d_{str}$$

(51)

$$d_{str} = d_{out} - s = 42 - 2 = 40 \text{ mm}$$

(52)

$$S_{LUVO1} = 12\,384 * 2 * 4 * \pi * 0,04 = 12\,449,6 \text{ m}^2$$

(53)

$$S_{LUVO2} = 12\,384 * 4 * \pi * 0,04 = 6\,224,9 \text{ m}^2$$

(54)

Tabulka 7: Geometrie LUVA

LUVO	Počet trubek	Délka trubek [m]	Průměr střední [mm]	Tloušťka stěny trubky [mm]	Teplosměná plocha [m ²]
LUVO 1 - Horní	12 384	4	40	2	12 449,75
LUVO 1 - Dolní	12 384	4	40	2	
LUVO 2	12 384	4	40	2	6 224,88

Z bilance ohřátí vzduchu v jednotlivých LUVO jsem určil tepelný výkon jednotlivých ploch.

Tabulka 8: Tepelná bilance LUVO

Místo	Teplota vzduchu [°C]	Tlak vlhk. vzduchu [kPa]	cp vzduchu [KJ/m ³ /K]	Průtok [m ³ /s]	Entalpie [kJ/s]	Rozdíl entalpií [kJ/s]
LUVO I vstup vzd.	54,05	101,39	1,36	60,06	26 680,90	14 225,90
LUVO I vystup vzd.	225,08	100,91	1,37	60,06	40 906,80	
LUVO II vstup vzd.	225,08	100,91	1,37	60,06	40 906,80	14 861,56
LUVO II vystup vzd.	398,15	100,68	1,38	60,06	55 768,35	

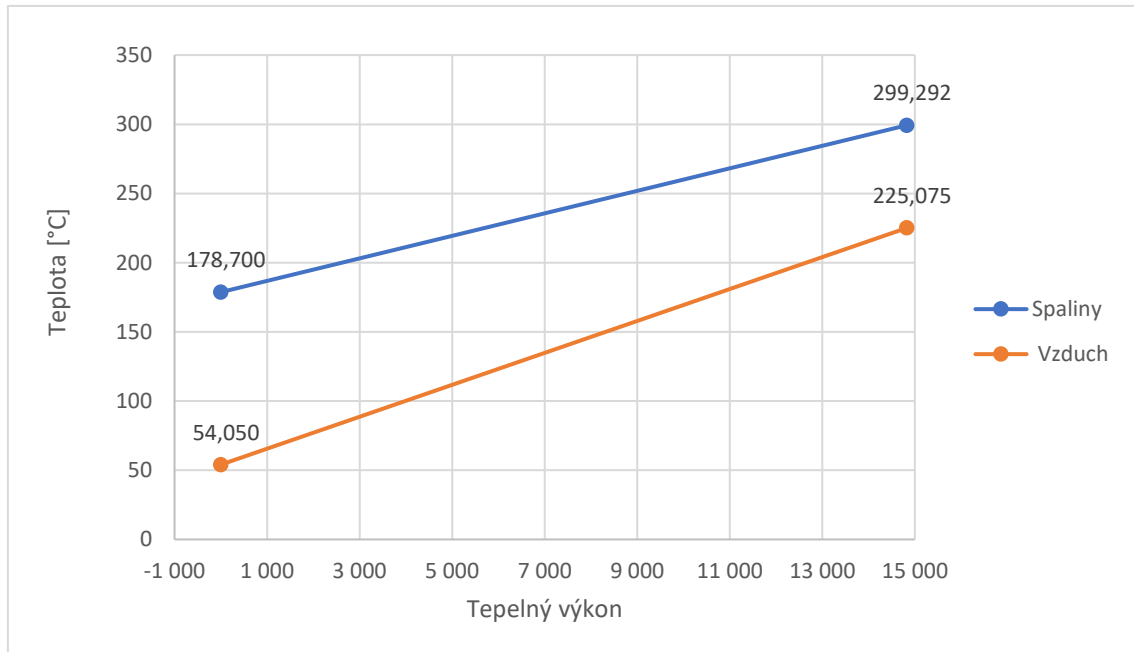
Entalpii jsem určil jako součin teploty, cp_{vzduchu} a objemového průtoku.

Výkon výměníků jsem tedy spočítal jako rozdíl entalpií vzduchu na vstupu a výstupu. Všechny výměníky jsou zapojené jako protiproud.

$$\dot{Q} = S \cdot \Delta T_{in} \cdot k$$

(55)

Q Představuje množství sdíleného tepla ve výměníku, S teplosměnnou plochu, a k koeficient prostupu tepla.



Graf 4: Q-t diagram LUVO 1

Logaritmický teplotní spád (ΔT_{in} nebo taky LMTD) se počítá jako rozdíl teplot na vstupu a výstupu z výměníku (není důležité pořadí) podělen logaritmem podílu těchto dvou rozdílů.

$$\Delta T_{in} = LMTD = \frac{(t_{spal,out} - t_{vzd,in}) - (t_{spal,in} - t_{vzd,out})}{\ln\left(\frac{t_{spal,out} - t_{vzd,in}}{t_{spal,in} - t_{vzd,out}}\right)} = [K]$$

(56)

Pro LUVO 1 tedy hodnota LMTD představuje 97,264 K. Nyní když máme všechny členy Rovnice (55), můžeme určit součinitel prostupu tepla k.

$$k = \frac{\dot{Q}}{S \cdot \Delta T_{in}}$$

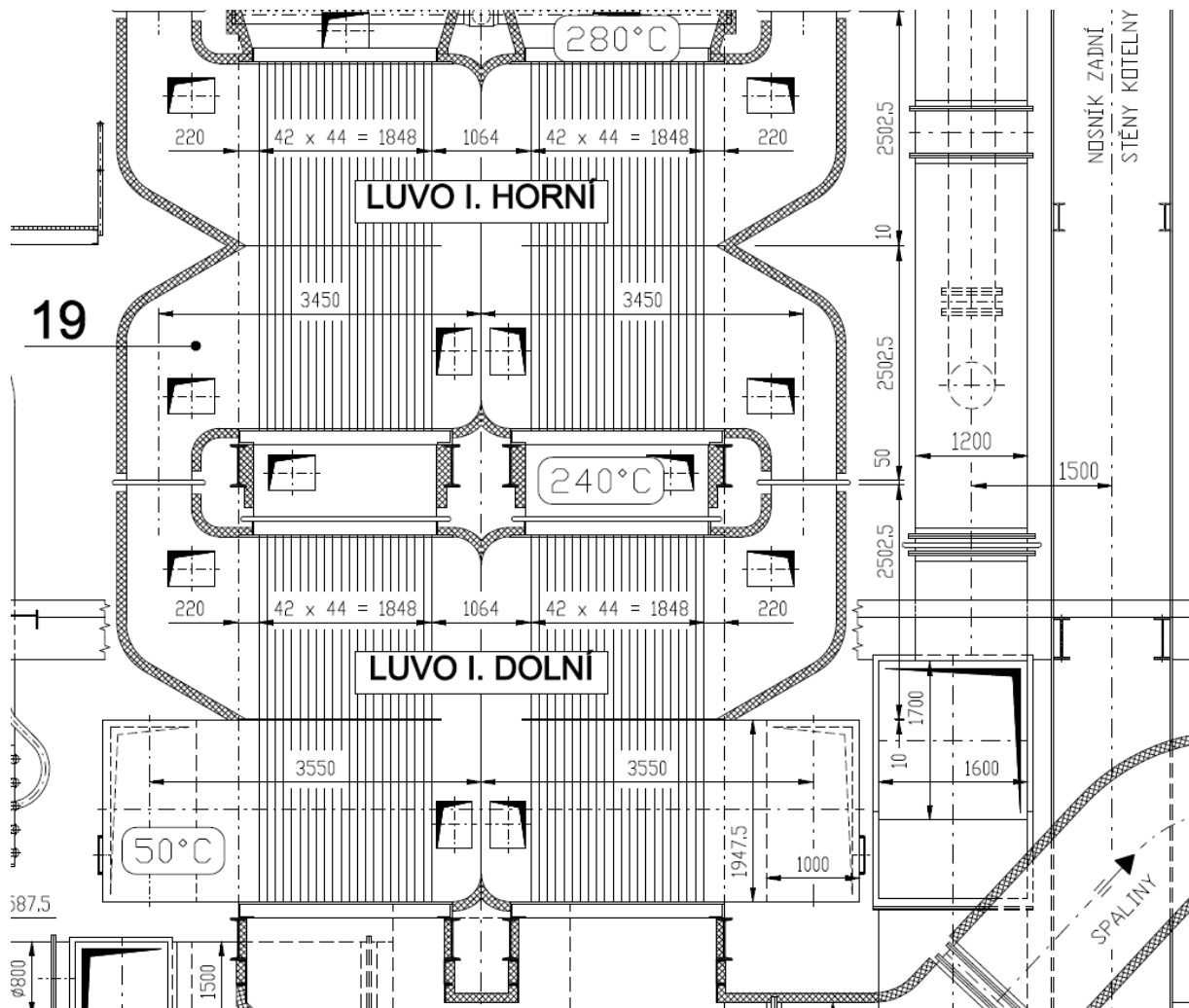
(57)

Postup pro LUVO 2 je totožný.

Tabulka 9: hodnoty Q , ΔT_{In} a k pro LUVO

	Tepelný výkon[kW _t]	LMTD[K]	k – s. prostupu tepla [W/m ² /K]
LUVO1	14 225,90	97,26	11,75
LUVO2	14 861,56	119,03	20,06

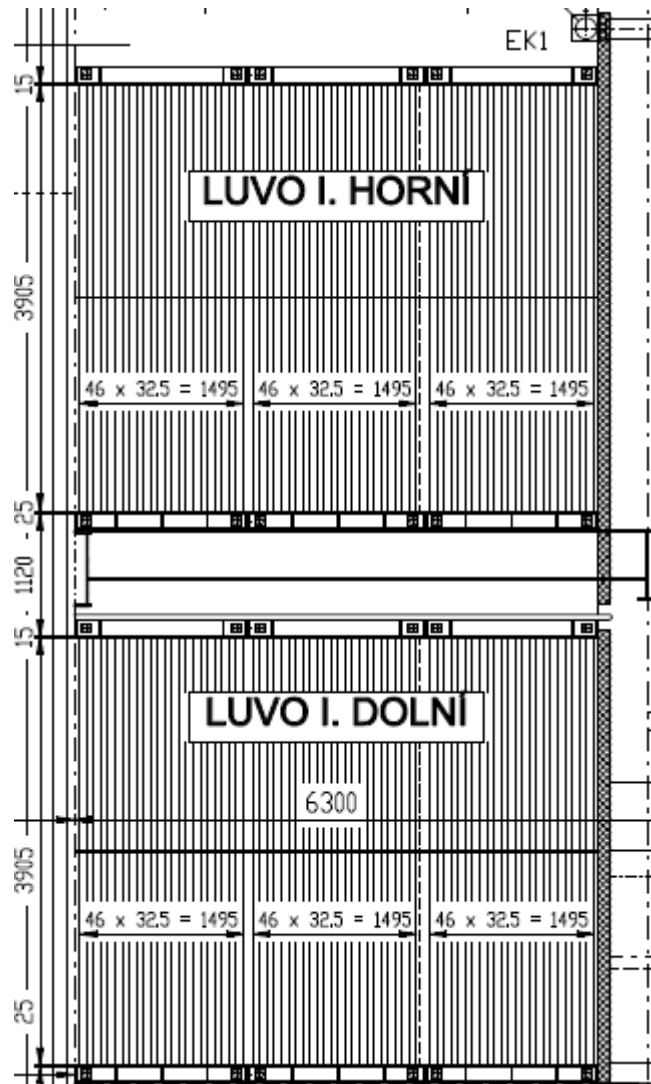
1.7.1 LUVO 1



Obrázek 1: výšeč z výkresu – LUVO 1 - pohled levý (4)

Na Obrázek 1 je řez oběma částmi LUVO 1. Uprostřed jsou naznačeny trubky, ve kterých proudí spaliny. Každý díl je rozdělen dvěma pláty plechu, které nutí vzduch proudit kolmo na trubky. Proudění spalin lze považovat jako podélné obtékání

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP teplosměnné plochy a proudění vzduchu jako příčné obtékání svazku trubek uspořádaných vystřídaně. Na Obrázek 2 je řez polovinou LUVO 1 ze zadního pohledu.



Obrázek 2: výšeč z výkresu – LUVO1 – pohled zadní (4)

Z hodnot na výkresu jsem vytvořil detailní pohled na řez trubek, kolmý na směr proudění spalin v LUVO 1. Tento pohled je na Obrázek 3.

Určení rychlosti proudění médií

Pro určení proudění vzduchu přes LUVO 1 je nutné určit tzv. světlý průřez proudu (F_{vzd}). Jedná se o nejužší místo, kolmé na směr proudění vzduchu přes, které teče vzduch v tepelném výměníku. Určíme to ze vztahu:

$$F_{vzd} = 2 * (H * B - (n_{tr} * D_{out} * H))$$

(58)

$$= 2 * (1,9475 * 9,6 - ((24 * 6) * 0,042 * 1,9475)) = 12,803 \text{ m}^2$$

(59)

Kde H je výška tahu, rovná délce trubky v tahu, B je šířka tahu, n_{tr} je počet trubek v rovině kolmé na směr proudění a D_{out} je vnější průměr trubky.

Určení světlého průřezu spalin je jednodušší, protože všechny spaliny proudí v trubkách přes LUVO 1 i 2.

$$F_{spal} = n_{trubek} * \frac{D_{in}^2}{4} * \pi = 12\,384 * \frac{0,038^2}{4} * \pi = 14,045 \text{ m}^2$$

(60)

Jelikož všechny díly LUVO jsou stejné, tyto výpočty platí i pro LUVO 2.

Pro určení rychlosti proudění vzduchu a spalin je důležité definovat teplotu obou médií. Jelikož jsem si už určili teploty na koncových místech ve výměníku, viz. Tabulka 5, teplota, s kterou budu pracovat bude střední teplota, určená jako aritmetický průměr teploty na vstupu a výstupu.

$$w_{spalin} = \frac{V_{spal}}{F_{spal}} * \frac{273,15 + t_{spal;stř}}{273,15} = 5,106 \left[\frac{m}{s} \right]$$

(61)

$$w_{vzd} = \frac{V_{vzd}}{F_{vzd}} * \frac{273,15 + t_{vzd;stř}}{273,15} = 6,561 \left[\frac{m}{s} \right]$$

(62)

Pro určení celkového prostupu tepla výměníkem je nutné určit hodnoty přestupu tepla konvekcí spalin a vzduchu. Přestup tepla sáláním je důležité vzít v úvahu až u vyšších teplot spalin. (1) V této DP se tím budu zabývat až od PP.

Přestup tepla ze spalin

Přestup tepla ze spalin je popsán následujícím vztahem:

$$\alpha_k = 0,023 * \frac{\lambda}{d_e} * \left(\frac{w_{spal} * d_e}{\nu} \right)^{0,8} * (Pr)^{0,4} * C_t * C_l * C_m$$

(63)

Členy součinitel tepelné vodivosti (λ [W/(mK)]), s. kinematické viskozity (ν [m²/s]) a Prandtlovo číslo (Pr [-]) jsou tabulkové hodnoty, které jsem získal ze zdroje (1). V tabulkách byly tyto hodnoty zadané pro celé stovky °C teplot, a proto jsou výsledné hodnoty určené z lineární interpolace vztažené na střední hodnotu teploty média. Výslední hodnoty jsou v Tabulka 10.

Tabulka 10: Fyz. vlastnosti spalin LUVO 1

Fyzikální charakteristika vzd.	T [°C]	Kin. Viskozita	Tep. vodivost	Prandtl. číslo
Teplota dolní tab.	200	0,000032	0,040	0,670
Teplota horní tab.	300	0,000044	0,048	0,650
Stř. teplota	239	0,000036	0,043	0,662
Opravný koeficient M		1,000000	1,040	1,050
Výsledná hodnota		0,000036	0,045	0,695

Člen d_e je pro tento případ roven hodnotě vnitřního průměru trubek, kterými proudí spaliny.

Koeficienty C_m , C_l a C_t jsou opravné koeficienty, určím je podle následujících podmínek.

Korekční součinitel C_t

Uplatňuje se pouze při ohřevu média. V tomto případě dochází ke ochlazování spalin, a tudíž hodnota C_t je rovna 1.

Korekční součinitel C_m

Tento součinitel se zavádí jenom při proudění kanálem řešeným jako mezikružít. Pro tento případ má hodnotu 1.

Korekční součinitel C_l

Podmínkou určující použití tohoto koeficientu je poměr délky trubky k jejímu vnitřnímu průměru. Pokud je tento poměr větší než 50, jeho hodnota je 1. V našem případě je poměr délky k d_{in} roven 105.

Z výše uvedených hodnot můžeme určit součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin v LUVO 1.

$$\alpha_{k_{spal}} = 22,68 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

(64)

Přestup tepla do vzduchu

Přestup tepla do vzduchu je popsán následujícím vztahem:

$$\alpha_k = C_z * C_s * \frac{\lambda}{D} * \left(\frac{w_{vzd} * D}{\nu} \right)^{0,6} * (Pr)^{0,33}$$

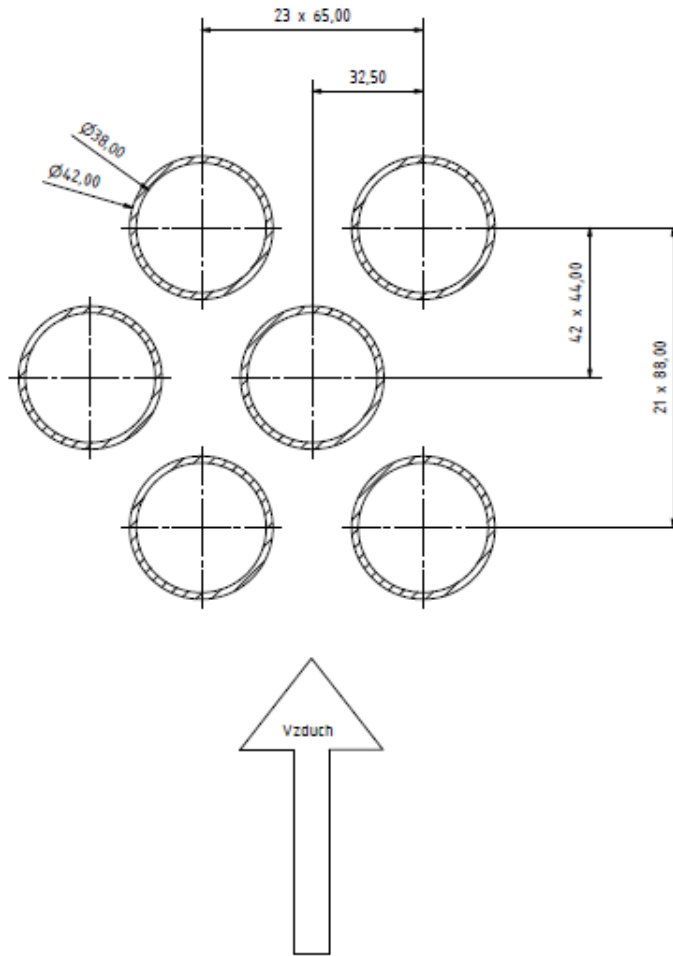
(65)

Členy součinitel tepelné vodivosti (λ [W/(mK)]), s. kinematické viskozity (ν [m²/s]) a Prandtlovo číslo (Pr [-]) jsou tabulkové hodnoty, které jsem získal ze zdroje (1). V tabulkách byly tyto hodnoty zadané pro celé stovky °C teplot, a proto jsou výsledné hodnoty určené z lineární interpolace vztahené na střední hodnotu teploty média. Výslední hodnoty jsou v Tabulka 11.

Tabulka 11: Fyz. vlastnosti vzduchu LUVO 1

Fyzikální charakteristika spalin	T [°C]	Kin. Viskozita	Tep. vodivost	Prandtl. číslo
Teplota dolní tab.	100	0,000023	0,032	0,69
Teplota horní tab.	200	0,000035	0,039	0,69
Stř. teplota	139,6	0,000028	0,035	0,69

Koeficienty C_z a C_s jsou opravné koeficienty, které se určují z geometrického uspořádání trubek. Toto uspořádání je vyobrazeno a zakótováno na Obrázek 3.



Obrázek 3: Průřez trubkami LUVO 1 a 2

Pro určení korekcí je potřebné určit poměrnou příčnou (σ_1) a poměrnou úhlopříčnou (σ_2) rozteč trubek. Ty určím ze vztahů:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = 1,548$$

(66)

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = 1,048$$

(67)

Rozeř s₁ je roven 0,065 m (jak je patrné z Obrázek 3) a rozeř s₂ je 0,044. Počet řad trubek v podélném směru z₂ je roven 44.

Korekční součinitel C_z

Tento koeficient koriguje výslednou hodnotu α_k na základě počtu řad v podélném směru proudění. Pro z_2 větší nebo rovný 10, je C_z rovno 1.

Pro určení korekčního součinitele C_s musíme ještě určit jiné parametry:

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 * \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 1,302$$

(68)

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = 1,811$$

(69)

Na základě určení těchto parametrů můžu určit součinitel C_s .

Korekční součinitel C_s

Při hodnotě ϕ_σ větší než 1,7 a menší než 4,5 a zároveň hodnotě σ_1 menší než 3, je korekční součinitel C_s roven:

$$C_s = 0,275 * \phi_\sigma^{0,5} = 0,361$$

(70)

Z výše uvedených hodnot můžeme určit součinitel přestupu tepla konvekcí do vzduchu v LUVO 1.

$$\alpha_{kvzd} = 65,947 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

(71)

Určení součinitele využití LUVO 1

Jelikož jsme v na předešlých stranách určili α_{kvzd} , α_{kspal} a k , jsme schopni určit součinitel využití plochy ξ úpravou vztahu (72).

$$k = \xi * \frac{\alpha_{kspal} * \alpha_{kvzd}}{\alpha_{kspal} + \alpha_{kvzd}}$$

(72)

$$\xi = \frac{k * (\alpha_{kspal} + \alpha_{kvzd})}{\alpha_{kspal} * \alpha_{kvzd}} = 0,696$$

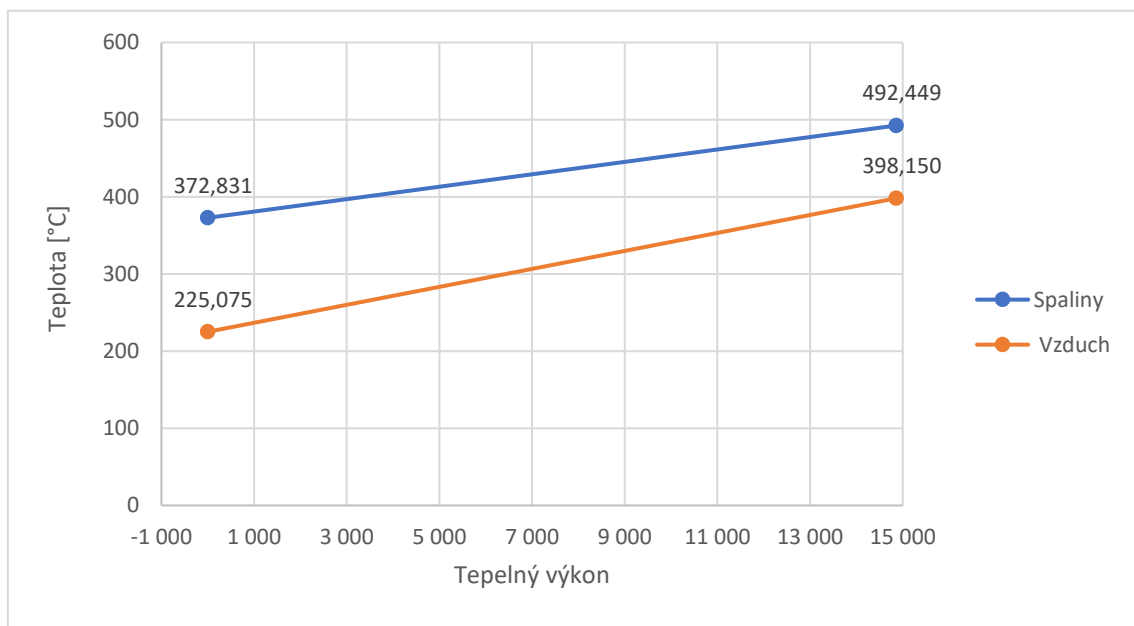
(73)

1.7.2 LUVO 2

Pro určení parametrů LUVO 2 jsem postupoval stejně jakožto při LUVO 1. Jedná se o konstrukčně stejný tepelný výměník, s poloviční teplosměnnou plochou. V Graf 5

Chyba! Nenašel sa žiaden zdroj odkazov. a

Tabulka 12 jsou shrnuty jednotlivé části výpočtu.



Graf 5: Q-t diagram LUVO 2

Tabulka 12: Výsledky výpočtu LUVO 2

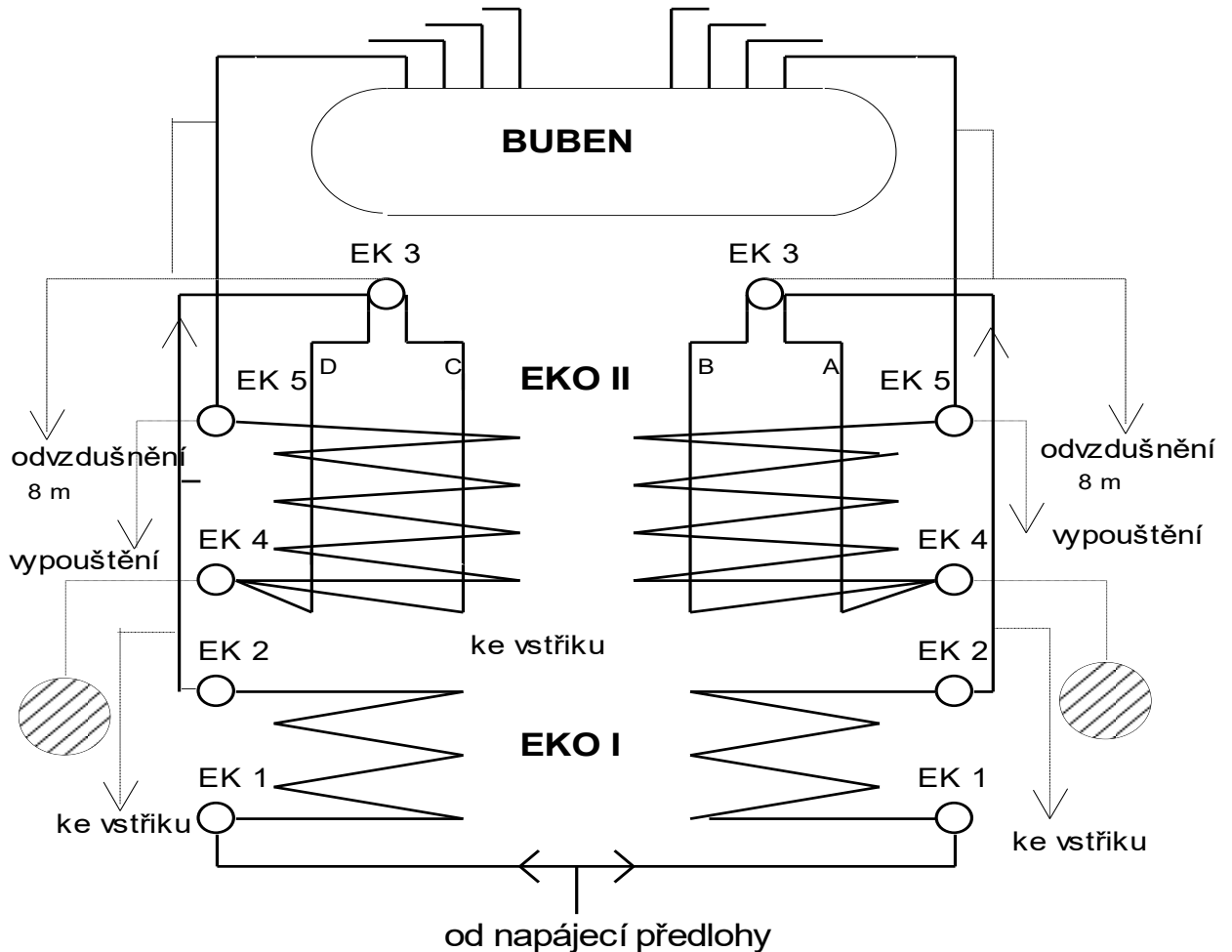
		Spaliny	Vzduch
Součinitel přestupu tepla	α [W/m ² K]	25,70	74,27
Rychlost proudění	w [m/s]	7,07	9,30
Součinitel využití plochy	ξ [-]	1,050	

Součinitel využití plochy by měl se má nacházet v rozmezí od 0 do 1. V tomto případě

(

Tabulka 12), ξ převyšuje horní limit. Tento součinitel v sobě skrývá více neznámých a popisuje vlastnosti teplosměnné plochy v reálném provozu, zároveň převýšení daného limitu není až tak výrazné, tudíž můžeme s tímto koeficientem dále počítat.

1.8 Ohříváky vody (EKO 1+2)

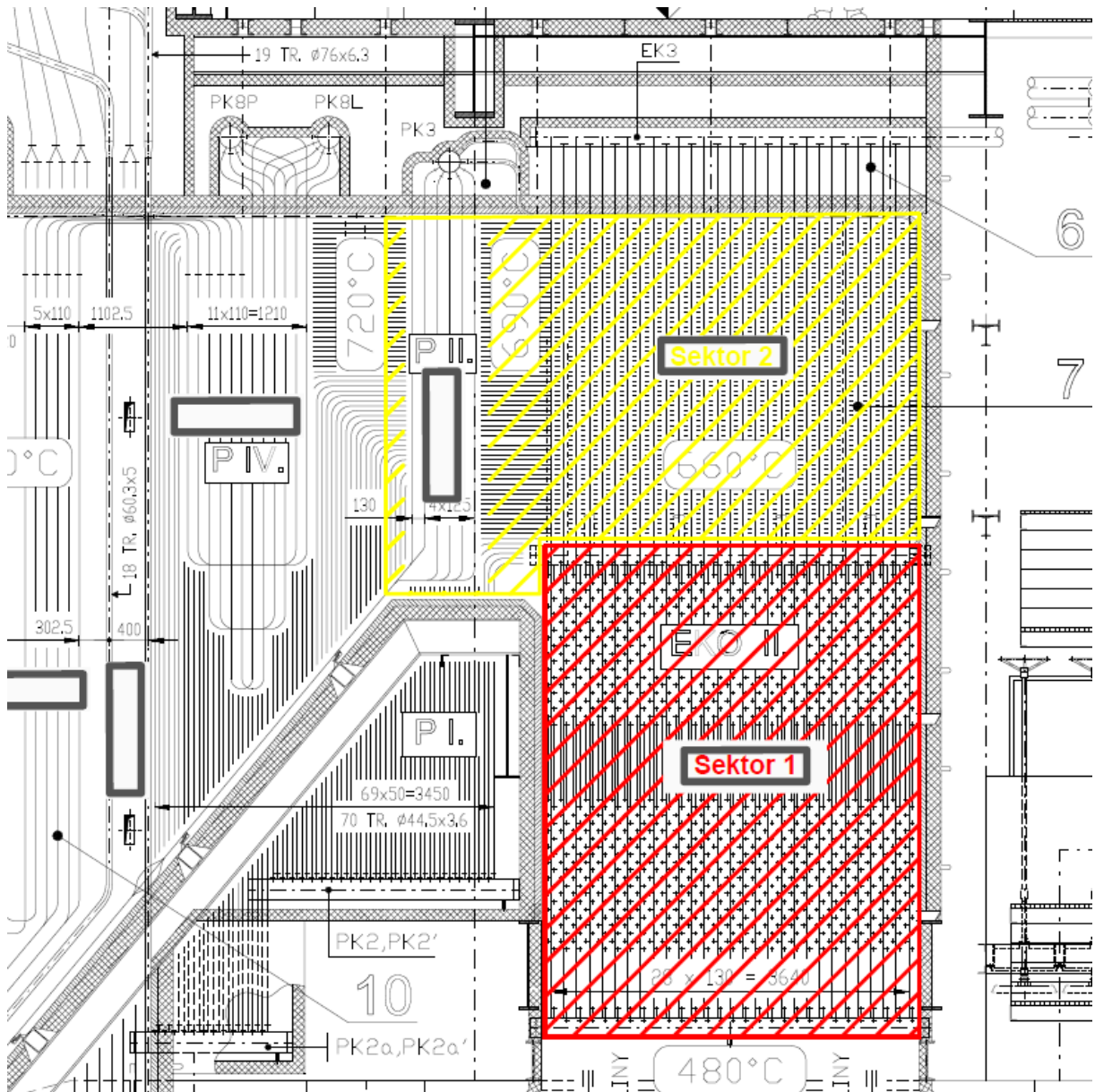


Obrázek 4: schéma tlakovodního celku kotle 6 EOP (3)

Ze souboru Technické zprávy zkoušky paliva v EOP od společnosti OGREZ, a.s. jsem extrahoval údaje o teplotách a tlacích vody v EKO 1 a 2. Hmotnostní průtoky jsem již vypočítal v části „Potřeba Paliva“. Hodnoty jsou v Tabulka 4. Podobně jak u předešlých tepelných výměníků jsem si určil entalpie na vstupu a výstupu vody a z jejich rozdílů určil tepelnou bilanci EKO.

U EKO 2 bylo nutné rozdělit spalínovod na dvě části. V první nazvané „Sektor 1“ se nachází všechny smyčky hadů komory EK 4 EK 5 a část závěsných hadů. V části označené jako „Sektor 2“ se nachází menší část závěsných hadů. Rozdělení je nutné

kvůli rozdílným teplotám spalin v jednotlivých částech („Sektorech“). Toto rozdělení jsem zakreslil taky do výkresu. Výšek z něj je na Obrázek 5.



Obrázek 5: Výšeč z výkresu kotle, Sektory 1 (červená) a 2 (žlutá)

Velikosti teplosměnných ploch EKO1 a EKO 2 jsem neměl zadané, a proto jsem je určil následovně; Určil jsem délku trubky v polovině jedné smyčky „l_1“, vynásobil ji počtem trubek v jedné řadě „z_1“, počtem řad v podélném směru proudění spalin „z_2“ a počtem sekcí „n“.

$$L = l_1 * z_1 * z_2 * n[m]$$

(74)

$$S = L * \pi * (D_{out} - s) = [m^2]$$

(75)

Tepelná bilance je z Tabulka 6.

		Rozměr trubek [mm]	Délka trubek spolu [m]	Teplosměnná plocha [m ²]	Tepelná bilance [kW]
EKO 1		φ 32 x 5	16 821	1 162,58	8 909,48
EKO 2	Sektor 1	φ 32 x 4	12 168,7	1037,25	28 579,1
	Sektor 2			33,16	1 071,7

Teplosm. Plochu EKO 2 jsem rozdělil na základě poměru vzdálenosti EK 3 a EK 4, které připadají jednotlivým sektorům. Tepelná bilance je rozdělena mezi tyto dva sektory jenom s ohledem na poměr velikostí teplosměnných ploch.

Tak jak při LUVO, použijeme vztah (57) pro určení součinitele prostupu tepla.

Tabulka 13: Koeficient prostupu tepla EKO 1 + 2

Výměník	Sektor	LMTD [K]	S [m ²]	Q [kJ/s]	k [W/(m ² K)]
EKO 1		123,16	1 426,80	8 909,48	50,70
EKO 2	1	327,77	1 037,25	28 732,17	84,51
	2	505,94	3,16	918,61	54,75

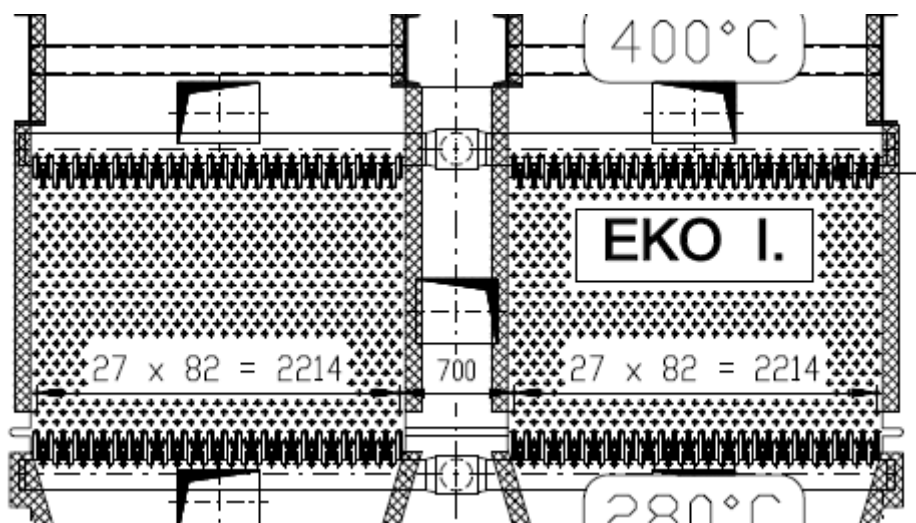
EKO 2 v sektoru 2 počítáme jako souprůdý výměník, všechny ostatní části EKO počítáme jako protiprůdý.

Na rozdíl od LUVO je při EKO nutné zjistit jenom α_{spal} protože α_{vody} je mnohem nižší. Proto se určením α_{vody} nebudu zabývat. U EKO jsem hledal součinitel zanešení plochy ε .

$$k = \frac{\alpha_{spal}}{1 + \varepsilon * \alpha_{spal}}$$

(76)

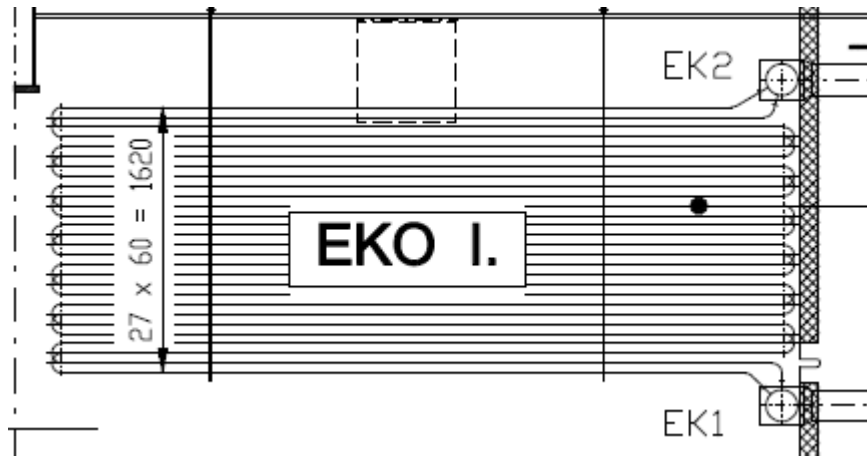
1.8.1 EKO 1



Obrázek 6: řez EKO 1 - pohled levý (4)

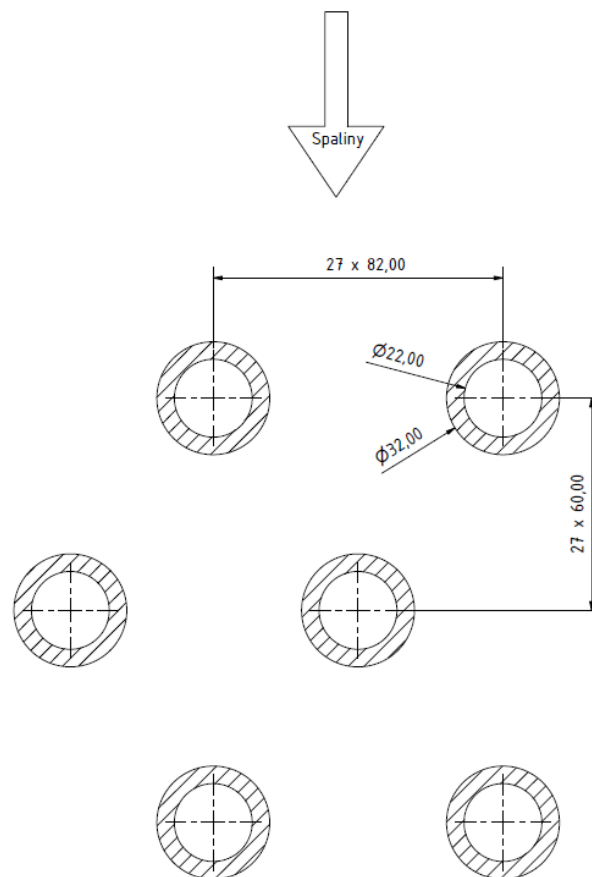
„Je umístěn mezi LUVO I a LUVO II , jako 2 x 110 hadů v jedné sekci levé a pravé strany. Napájecí voda je vedena po obou stranách spal. komory do středu pravé (EK 1P) a levé (EK 2L) vstupní komory EKA I. Hady proudí nap. voda do výstupních komor EK 2P, L. Ze středu výstupních komor je napájecí voda odvedena vnějším propojovacím potrubím do EKA II.

Konstrukce: Každá komora je zavěšena na čtyřech závěsech a je ní přivařeno 110 ks nátrubků ve dvou řadách. Na tyto nátrubky jsou přivařeny šestsmičkové hady o $\varnothing 32/3,5$ mm. Proti erozi jsou smyčky a kolínka opatřena plechovými chrániči.“ (3)



Obrázek 7: řez EKO 1 - pohled zadní (4)

Ze výsečí výkresu (4) jsem extrahoval údaje o rozměrech s_1 a s_2 . Poté jsem vytvořil náčrt řezem EKO 1, který je zobrazen na Obrázek 8.



Obrázek 8: řez trubkami EKO 1 kolmý na směr proudění vody

Určení rychlosti proudění spalin

Stejně jak v předešlých kapitolách, nejprve je nutné určit rychlosti proudění médií přes EKO 1. Na to potřebuji určit světlý průřez (F)

$$F_{spal} = H * B - (n_{tr} * D_{out} * L_{1tahu} * 2)$$

(77)

$$= 4,592 * 9,597 - (28 * 0,032 * 4,543 * 2) = 35,929 \text{ m}^2$$

(78)

Kde H je výška tahu, rovná délce trubky v tahu, B je šířka tahu, n_tr je počet trubek v rovině kolmé na směr proudění, D_out je vnější průměr trubky L_1tahu je délka trubek v 1 tahu EKO 1.

Pro určení rychlosti proudění spalin je důležité definovat teplotu. Jelikož jsem si už určili teploty na koncových místech ve výměníku, viz. Tabulka 6, teplota, s kterou budeme pracovat bude střední teplota, určená jako aritmetický průměr teploty na vstupu a výstupu.

$$w_{spalin} = \frac{V_{spal}}{F_{spal}} * \frac{273,15 + t_{spal;stř}}{273,15} = 4,77 \left[\frac{m}{s} \right]$$

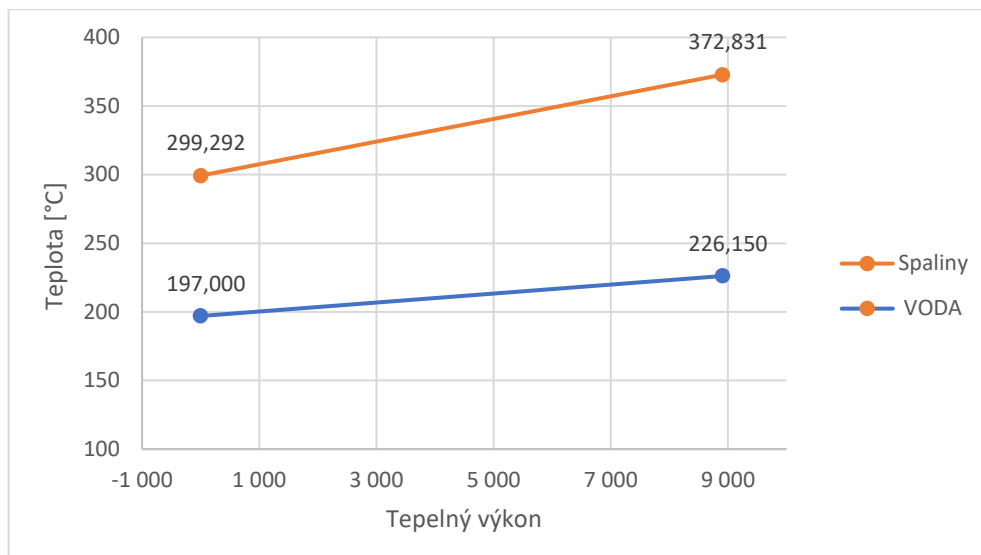
(79)

Přestup tepla ze spalin

Přestup tepla ze spalin je popsán následujícím vztahem:

$$\alpha_k = C_z * C_s * \frac{\lambda}{D} * \left(\frac{w_{vzd} * D}{\nu} \right)^{0,6} * (Pr)^{0,33}$$

(80)



Graf 6: Q - t diagram EKO 1

Členy součinitel tepelné vodivosti (λ [W/(mK)]), s. kinematické viskozity (ν [m²/s]) a Prandtlovo číslo (Pr [-]) jsou tabulkové hodnoty, které jsem získal ze zdroje (1). V tabulkách byly tyto hodnoty zadané pro celé stovky °C teplot, a proto jsou výsledné hodnoty určeny z lineární interpolace vztážené na střední hodnotu teploty média. Výslední hodnoty jsou v Tabulka 14.

Tabulka 14: Fyz. vlastnosti spalin LUVO 1

Fyzikální charakteristika vzd.	T [°C]	Kin. Viskozita	Tep. vodivost	Prandtl. číslo
Teplota dolní tab.	300	0,000044	0,048	0,65
Teplota horní tab.	400	0,000058	0,057	0,64
Stř. teplota	336,06	0,000049	0,052	0,646
Opravný koeficient M		1,000000	1,040	1,050
Výsledná hodnota		0,000049	0,053	0,679

Koeficienty C_z a C_s jsou opravné koeficienty, které se určují z geometrického uspořádání trubek. Toto uspořádání je vyobrazeno a zakótováno na Obrázek 8.

Pro určení korekcí je potřebné určit poměrnou příčnou (σ_1) a poměrnou úhlopříčnou (σ_2) rozteč trubek. Ty určím ze vztahů:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = 2,563$$

(81)

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = 1,875$$

(82)

Rozměr s_1 je roven 0,082 m (jak je patrné z Obrázek 8) a rozměr s_2 je 0,060. Počet řad trubek v podélném směru z_2 je roven 28.

Korekční součinitel C_z

Tento koeficient koriguje výslednou hodnotu α_k na základě počtu řad v podélném směru proudění. Pro z_2 větší nebo rovný 10, je C_z rovno 1.

Pro určení korekčního součinitele C_s musíme ještě určit jiné parametry:

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 * \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 2,271$$

(83)

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = 1,229$$

(84)

Na základě určení těchto parametrů můžu určit součinitel C_s .

Korekční součinitel C_s

Při hodnotě ϕ_σ větší než 0,1 a menší než 1,7 je korekční součinitel C_s roven:

$$C_s = 0,34 * \phi_\sigma^{0,1} = 0,347$$

(85)

Z výše uvedených hodnot můžeme určit součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin v EKO 1.

$$\alpha_{kspal} = 22,68 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

(86)

Určení součinitele zanešení EKO 1

Jelikož jsme v na předešlých stranách určili α_{kspal} a k , jsme schopni určit součinitel zanesení plochy ε úpravou vztahu (72).

$$k = \frac{\alpha_{spal}}{1 + \varepsilon * \alpha_{spal}}$$

(87)

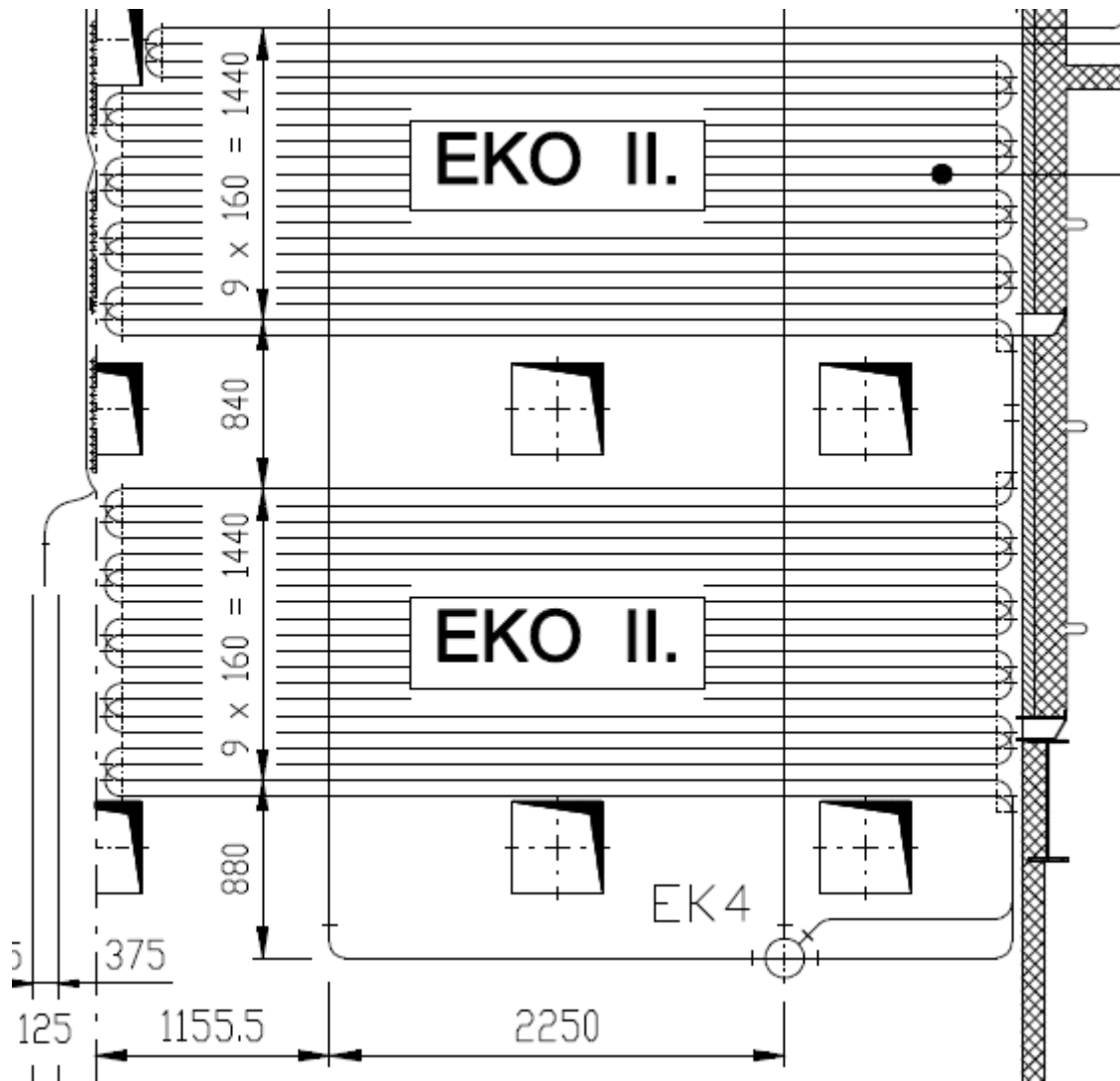
$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{\alpha_{spal}}{k}\right) + 1}{\alpha_{spal}} = 0,00394 \frac{m^2K}{W}$$

(88)

1.8.2 EKO 2

V této kapitole se budu zabývat jenom částí EKO 2 který se nachází v „sektoru 1“. Malý zbytek závěsných trubek, které zasahují do „sektoru 2“. Toto rozdělení je naznačeno na Obrázek 5.

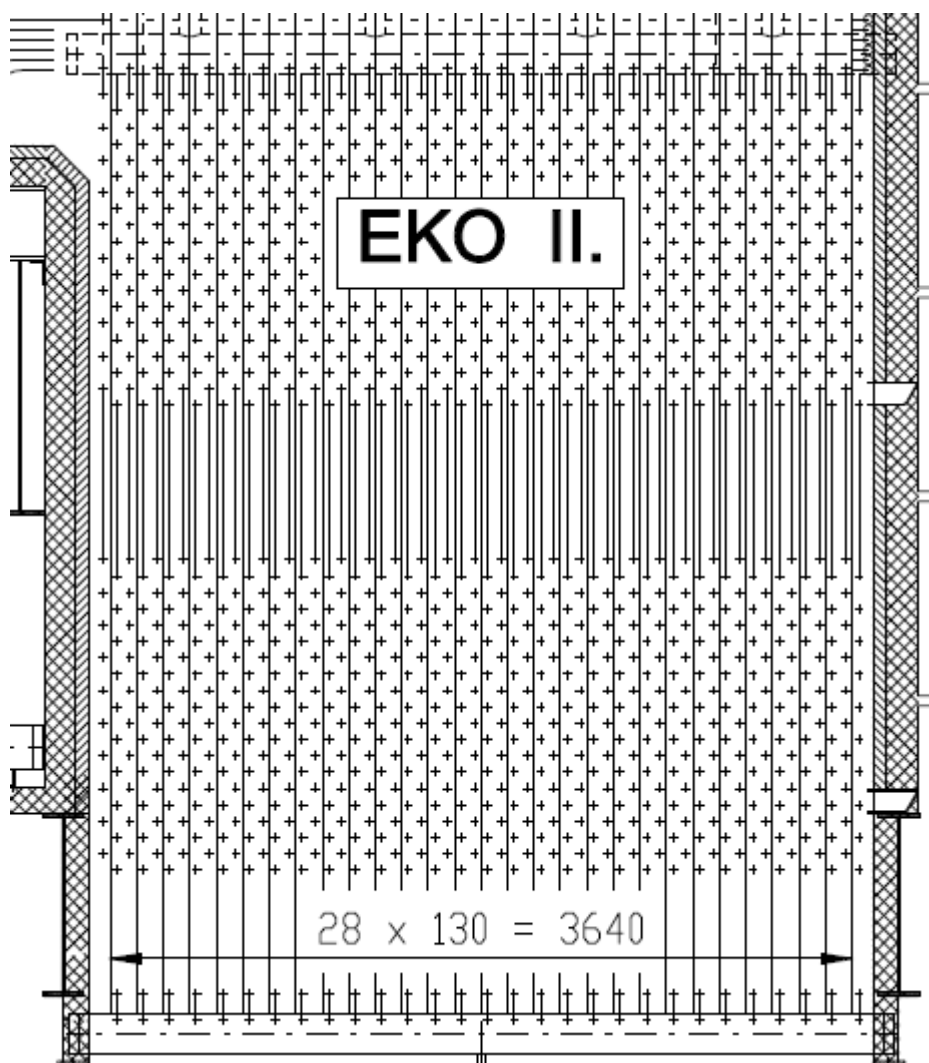
Hady EKO 2 jsou tvořeny dvěma 9-ti smyčkovými segmenty, které jsou umístněny nad sebou. Oba jsou totožné.



Obrázek 9: Výšeč z výkresu EKO 2 – pohled zadní (4)

„Komory EK3 jsou zavěšeny v mrtvém prostoru na vratnou komorou zadního tahu. Z každé vystupuje na levou i pravou stranu 29 ks závěsných trubek o průměru 32 x 4 mm zaústěných do komor EK 4. Na závěsných trubkách jsou navařeny stromečky pro uchycení smyček hadů EKA 2. Závěsné trubky jsou tedy ve čtyřech řadách a značí se A, B, C, D od pravé strany kotle. V závěsných trubkách jsou pod izolací stropu v mrtvém prostoru umístěny clonky o průměru 14 mm v prvních šesti trubkách (z pohledu topiče) a v dalších trubkách jsou clonky o průměru 9 mm. Z každé EK 4 vystupuje 58 hadů, které jsou umístěny nad LUVO II a tvoří dvě sekce mezi nimiž je mezera 850 mm. Hady označujeme čísly 1–58 z pohledu topiče a tvoří je trubky o průměru 32

x 4 mm. EK 5 jsou umístěny na kótě 27,5 m. Z vrchní části těchto komor jsou vyvedeny 4 trubky o průměru 108 x 16 mm, které ve společném svazku vedou nap. vodu do bubnu. Před prostupem stěnou bubnu jsou tyto trubky tepelně odpruženy redukcí průměru 108/76 mm a průměru 76 mm ústí do napájecího žlabu bubnu. Všechna kolínka hadů i vnitřní ohyby hadů v přechodu sekcí jsou opatřena polokruhovitými kryty pro zamezení eroze hadů nebo otěruvzdírným keramickým nátěrem SOLCOAT.“ (3)



Obrázek 10: Výseč z výkresu EKO 2 – pohled levý (4)

Určení rychlosti proudění spalin

Stejně jak v předešlých kapitolách, nejprve je nutné určit rychlosti proudění médií přes EKO 2. Na to potřebuji určit světlý průřez (F)

$$F_{spal} = H * B - (n_{tr} * D_{out} * L_{1tahu} * 2)$$

(89)

$$= 3,840 * 9,152 - (28 * 0,032 * 4,471 * 2) = 27,132 \text{ m}^2$$

(90)

Kde H je výška tahu, rovná délce trubky v tahu, B je šířka tahu, n_{tr} je počet trubek v rovině kolmé na směr proudění, D_{out} je vnější průměr trubky L_{1tahu} je délka trubek v 1 tahu EKO 1.

Pro určení rychlosti proudění spalin je důležité definovat teplotu. Jelikož jsem si už určili teploty na koncových místech ve výměníku, viz. Tabulka 6, teplota, s kterou budeme pracovat bude střední teplota, určená jako aritmetický průměr teploty na vstupu a výstupu.

$$w_{spalin} = \frac{V_{spal}}{F_{spal}} * \frac{273,15 + t_{spal;stř}}{273,15} = 9,082 \left[\frac{m}{s} \right]$$

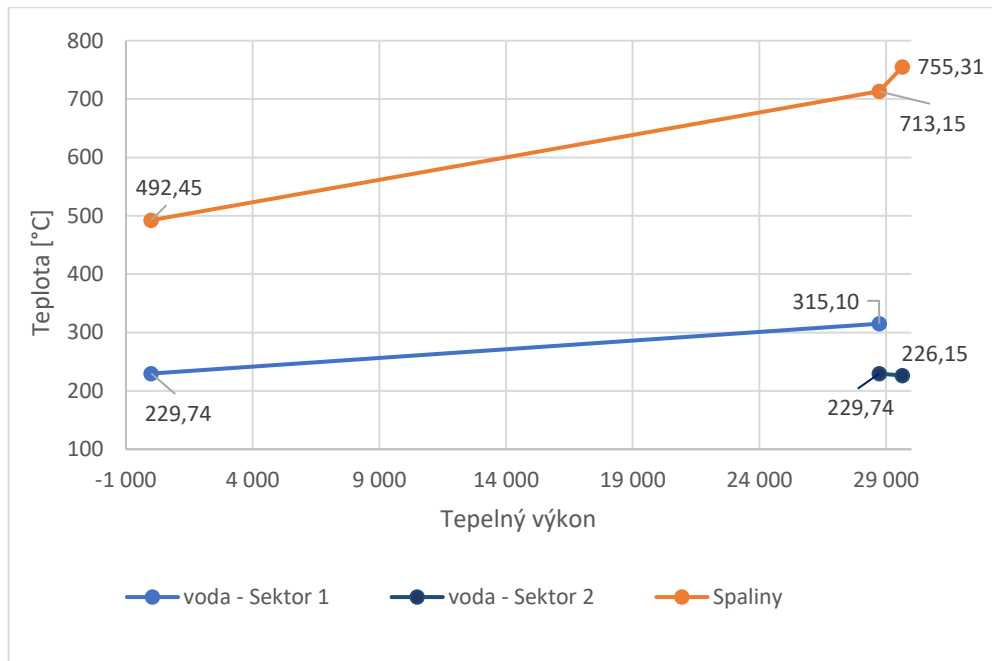
(91)

Přestup tepla ze spalin

Přestup tepla ze spalin je popsán následujícím vztahem:

$$\alpha_k = C_z * C_s * \frac{\lambda}{D} * \left(\frac{w_{vzd} * D}{\nu} \right)^{0,6} * (Pr)^{0,33}$$

(92)



Graf 7: Q - t diagram EKO 2

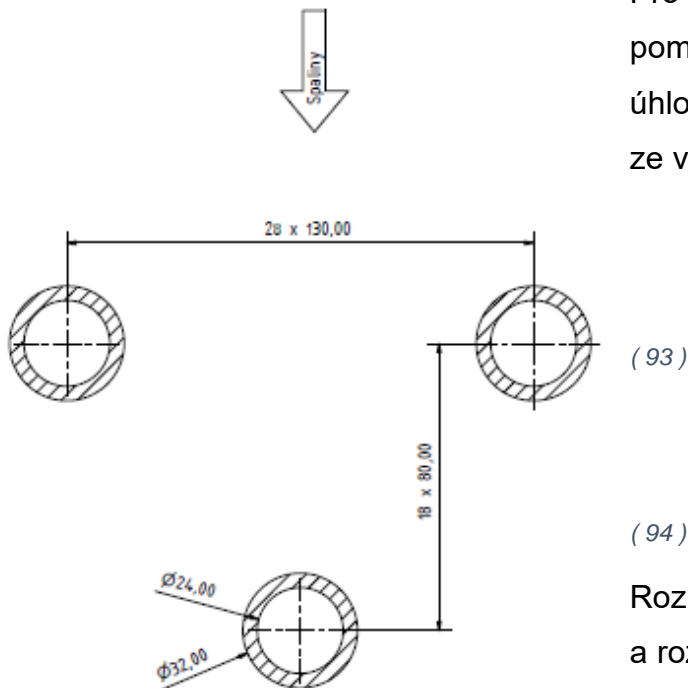
Členy součinitel tepelné vodivosti (λ [W/(mK)]), s. kinematické viskozity (ν [m²/s]) a Prandtlovo číslo (Pr [-]) jsou tabulkové hodnoty, které jsem získal ze zdroje (1). V tabulkách byly tyto hodnoty zadané pro celé stovky °C teplot, a proto jsou výsledné hodnoty určeny z lineární interpolace vztahené na střední hodnotu teploty média. Výslední hodnoty jsou v Tabulka 14.

Tabulka 15: Fyz. vlastnosti spalín LUVO 1

Fyzikální charakteristika vzd.	T [°C]	Kin. Viskozita	Tep. vodivost	Prandtl. číslo
Teplota dolní tab.	500	0,000073	0,066	0,62
Teplota horní tab.	600	0,000089	0,074	0,61
Stř. teplota	602,8	0,000090	0,074	0,610
Opravný koeficient M		1,02	1,040	1,050
Výsledná hodnota		0,000092	0,077	0,640

Koeficienty C_z a C_s jsou opravné koeficienty, které se určují z geometrického uspořádání trubek. Toto uspořádání je vyobrazeno a zakótováno na Obrázek 11.

Obrázek 11: řez trubkami EKO 2 kolmý na směr proudění vody



Pro určení korekcí je potřebné určit poměrnou příčnou (σ_1) a poměrnou úhlopříčnou (σ_2) rozteč trubek. Ty určím ze vztahů:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = 4,063$$

(93)

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = 2,5$$

(94)

Rozměr s_1 je roven 0,13 m (Obrázek 11) a rozměr s_2 je 0,08 m. Počet řad trubek v podélném směru z_2 je roven 18.

Korekční součinitel C_z



Tento koeficient koriguje výslednou hodnotu α_k na základě počtu řad v podélném směru proudění. Pro z_2

větší nebo rovný 10, je C_z rovno 1.

Pro určení korekčního součinitele C_s musíme ještě určit jiné parametry:

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 * \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 3,221$$

(95)

$$\phi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = 1,379$$

(96)

Na základě určení těchto parametrů můžu určit součinitel C_s .

Korekční součinitel C_s

Při hodnotě ϕ_σ větší než 0,1 a menší než 1,7 je korekční součinitel C_s roven:

$$C_s = 0,34 * \phi_\sigma^{0,1} = 0,351$$

(97)

Z výše uvedených hodnot můžeme určit součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin v EKO 1.

$$\alpha_{kspal} = 92,45 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

(98)

Určení součinitele zanešení EKO 2

Jelikož jsme v na předešlých stranách určili α_{kspal} a k , jsme schopni určit součinitel zanešení plochy ε úpravou vztahu (72).

$$k = \frac{\alpha_{spal}}{1 + \varepsilon * \alpha_{spal}}$$

(99)

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{\alpha_{spal}}{k}\right) + 1}{\alpha_{spal}} = 0,00102 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

(100)

1.9 Výparník a Přehříváky páry (PP 1-4)

G 230 je kotel s přirozenou cirkulací kotelní vody (cirkulační číslo - 7) a jeho odpařovací systém je tvořen, kotelním válcem – bubnem, zavodňovacím potrubím, komorovým rámem s odvodněním a výparníkem, který vytváří stěny spalovací komory. (3)

Praporkované varnice 60/5 z materiálu 12. 022 tvoří výhřevnou plochu výparníku. Každá boční stěna je tvořena celkem 64 varnicemi. Přední a zadní stěny spalovací komory jsou tvořeny 58 trubkami. Půdorysný rozměr spalovací komory je 8 125 a 8 875 mm. Varnice bočních stěn zúžením od kóty 8 m tvoří výsytku spalovací komory s průřezem 1 000 x 8 875 mm. Varnice zadní stěny pochází střídavě vždy dvě

hluchým prostorem "nosu" a dvě jsou vedeny vyhnutím nad trubkami II. přehříváku. (3)

1.9.1 Určení velikosti teplosměnných ploch a teplot vody a páry

Spalovací komoru jsem rozdělil na celkem 6 sektorů. Sektor 1 je tvořen téměř celým EKO 2 a ten jsem už řešil v předešlé kapitole. Zbylé rozdělení je shrnuto v Tabulka 16.

Tabulka 16: rozdělení teplosměnných ploch mezi sektory

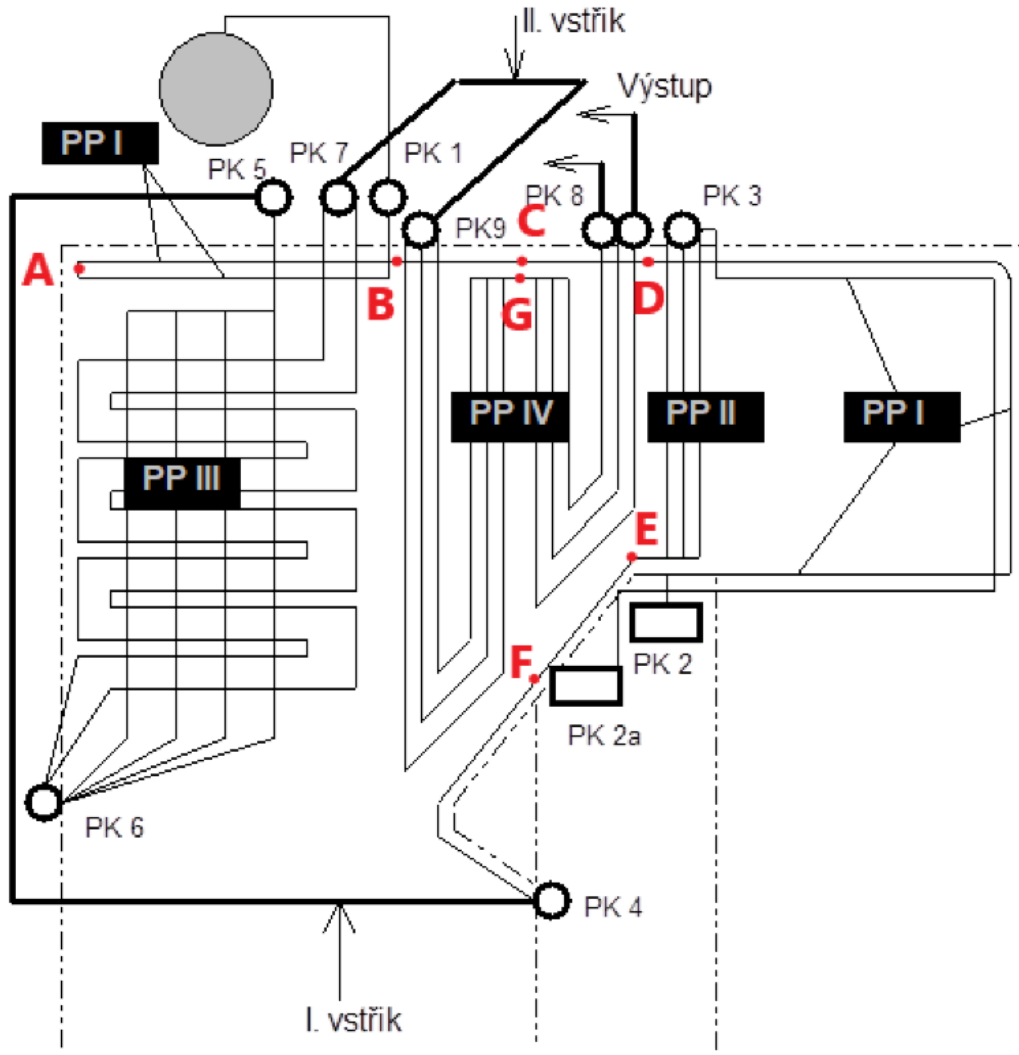
Sektor	Část teplosměnné plochy	Velikost t. p. [m ²]	
	PP1 strop	57,77	
	PP1 strop zpátky	57,77	
	PP1 zadní stěna	36,76	
	PP1 zadní stěna zpátky	36,76	
	PP1 boky spolu	47,34	
	PP1 boky spolu zpátky	47,34	
	Sektor 2	EKO 2 závěsy	33,16
Sektor 2a	PP2 svazek	330,66	
	PP1 strop	26,15	
	PP1 boky spolu	32,20	
	PP1 boky spolu zpátky	32,20	
	PP2 hady zadní stěna	60,34	
	Sektor 3	PP4 menší část	228,61
Sektor 3a	varnice mříž	75,62	
	PP1 strop	23,95	
	PP 4 větší část	404,39	
	varnice zadní stěna	5,83	
	Sektor 4	varnice boky spolu	22,06
	PP1 strop souproud	63,90	
	PP1 strop protiproud	63,90	
	PP3 celý	811,23	
	PP3 závěsy	114,77	
		varnice čelo	65,81
		varnice boky spolu	
	Varnice čelo	276,47	
	varnice boky spolu		
	Sektor 6		varnice zadní stěna
Spolu	PP + varnice + EKO 2 závěsy	2 955	

Velikost teplosměnných ploch celých PP 1 až 4, které jsou v Tabulka 18, jsem extrahoval ze zdroje (3). Velikost várníc jsem vypočítal podle rozdělení a velikostí trubek na každé ze stěn, tak jak je zmíněno ve (3) na straně 15 a 16.

Tabulka 17: Předběžné rozdělení tepelných toků ve výparníku

	Q_t [kW]	S [m²]
sektor 6	51 526,62	276,47
sektor 5	12 265,99	65,81
sektor 4	5 198,70	27,89
sektor 3a	14 093,78	75,62
Výparík	83 085,10	445,80

V Tabulka 17 jsem poměrově rozdělil tepelné výkony ve výparník v závislosti na velikosti teplosměnné plochy „S“. Nebral jsem v úvahu LMTD, k a ani α , jelikož jsem jich ještě neurčil.



Obrázek 12: Rozdělení PP a zobrazení jednotlivých komor. (3)

Tak jak při předešlých případech jsem určit tepelný výkon výměníků pomocí rozdílu entalpii. Jelikož nemám všechny data ve všech místech (PK 1-9), tak nelze přesně rozdělit Q v PP 1 a PP 2.

Tabulka 18: PP velikosti T. p. a tepelné výkony

	Teplosměnná plocha [m ²]	Tepelný výkon [kW]
PP 1	526	15 965,33
PP 2	391	
PP 3	926	17 775,41
PP 4	633	21 540,21

Kvůli dalším výpočtům jsem rozdělil PP ještě body A až G, které spolu s komorami PK 1 až 9 rozdělují PP na plochy odpovídající rozdělení na sektory. Např. plocha od komory „PK 1“ po bod „A“ odpovídá ploše „PP1 strop“, která je takhle označena v Tabulka 16.

Teplotu v bodech a komorách, kde není naměřená (v Tabulka 19 jsou naměřené teploty označené zeleně), jsem určil na základě následujícího postupu.

Určení teploty v bodě „A“:

$$t_A = t_{PK1} + (t_{PK4} - t_{PK1}) * \frac{S_{od\ komory\ PK\ 1\ do\ bodu\ A}}{S_{PP1} + S_{PP2}} = 318,93\text{ }^{\circ}\text{C}$$

(101)

Kde „S“ označuje velikost dané teplosměnné plochy.

Tabulka 19: Určení tepelných toků ve výparníku a PP

Tepelný výměník	Komora (místo)	Teplota	Tlak	Průtok	Měrná entalpie	Entalpie	Změna entalpie
		°C	Mpa	kg/s	KJ/kg/s	KJ/s	KJ/s
Výparník	EK 5	315,10	11,13	64,88	1 431,28	92 860,92	83 085,10
PP1	PK1	316,15	10,72	64,88	2 711,88	175 946,01	11 585,88
	A	318,93	9,68	64,88	2 794,27	181 291,67	
	B	321,71	9,68	64,88	2 809,18	182 258,72	
	C	322,75	9,68	64,88	2 814,60	182 610,25	
	D	323,89	9,68	64,88	2 820,42	182 987,85	
	PK2/PK2a	331,46	9,68	64,88	2 856,96	185 359,07	
PP2	PK3	339,04	9,68	64,88	2 890,45	187 531,90	4 379,44
	E	353,42	9,68	64,88	2 948,09	191 271,50	
	F	356,05	9,68	64,88	2 957,96	191 911,34	
PP3	PK4	356,05	9,68	64,88	2 957,96	191 911,34	17 775,41
	PK5	348,50	9,68	65,84	2 929,10	192 844,39	
	PK6	358,91	9,68	65,84	2 968,51	195 439,09	
PP4	PK7	432,50	9,68	65,84	3 199,09	210 619,80	21 540,21
	PK9	409,45	9,68	67,86	3 132,74	212 591,41	
	G	496,08	9,68	67,86	3 369,00	228 624,12	
	PK8	528,00	9,68	67,86	3 450,16	234 131,62	

Tepelný výkon parogenerátoru zjistíme z rozdílu entalpie na výstupu z bubnu (PK1) a entalpie na vstupu do bubnu (EK 5). Výsledek je 83 085,10 kW. Součet tepelných výkonů všech EKO, PP a Buben je 176 926,31 kW. Je to výsledek o 0,24 % vyšší, než bylo zadáno v dokumentaci (176,5 MW).

1.9.2 Předběžné určení teplot spalin

Z tepelných bilancí jsme zatím určili všechny tepelné toky, které se předávají do vody, páry a vzduchu ze spalin. Díky těmto bilancím, můžeme určit teplotu nechlazeného plamene ve spalovací komoře. Tato teplota je z hlediska tohoto výpočtu označovaná jako teplota spalin na vstupu do Sektoru 6 (S6). Teplota spalin na vstupu do EKO 2 (sektoru 1 - S1) je 713,15 °C. Určíme ji následovně.

$$\begin{aligned} Q_{\text{sektor 6 až sektor 2}} &= Q_{PP1} + Q_{PP2} + Q_{PP3} + Q_{PP4} + Q_{\text{výparníku}} + Q_{\text{EKO 2 závěsy}} \\ &= 139\,284,66 \text{ kW} \end{aligned}$$

(102)

Z Graf 1 jsem odečetl měrnou entalpii spalin pro danou teplotu a pak, pomocí ní určil entalpii spalin na výstupu ze Sektoru 2.

$$I_{\text{spalin EKO 2 in}} = I_{\text{spalin S2out}} = i_{\text{spalin,S2out}} * kg_{\text{pal}} = 86\,837,77 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

(103)

$$I_{\text{spalin S6 in}} = I_{\text{spal S2 out}} + Q_{\text{S6 až S2}} = 226\,122,43 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

(104)

$$t_{\text{spalin S6 in}} = \frac{I_{\text{spalin S6 in}}}{cp_{\text{spal}} * kg_{\text{pal}}} = 1733,54 \text{ °C}$$

(105)

Díky tomuto výpočtu jsme definovali ochlazení spalin v S6 až S2. Nyní definujeme teploty v jednotlivých Sektorech. To jsem určil následujícím způsobem. K entalpii $I_{\text{S2};\text{out}}$ jsem připočítal tepelný tok, který se předá do vody v tepelných výměnících, které k tomu Sektoru přináleží.

$$I_{\text{spalin S2 in}} = I_{\text{spalin S2 out}} + (I_{\text{páry PK3}} - I_{\text{páry D}}) + Q_{\text{vody EKO2 závěsy}} = 92\,300,43 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

(106)

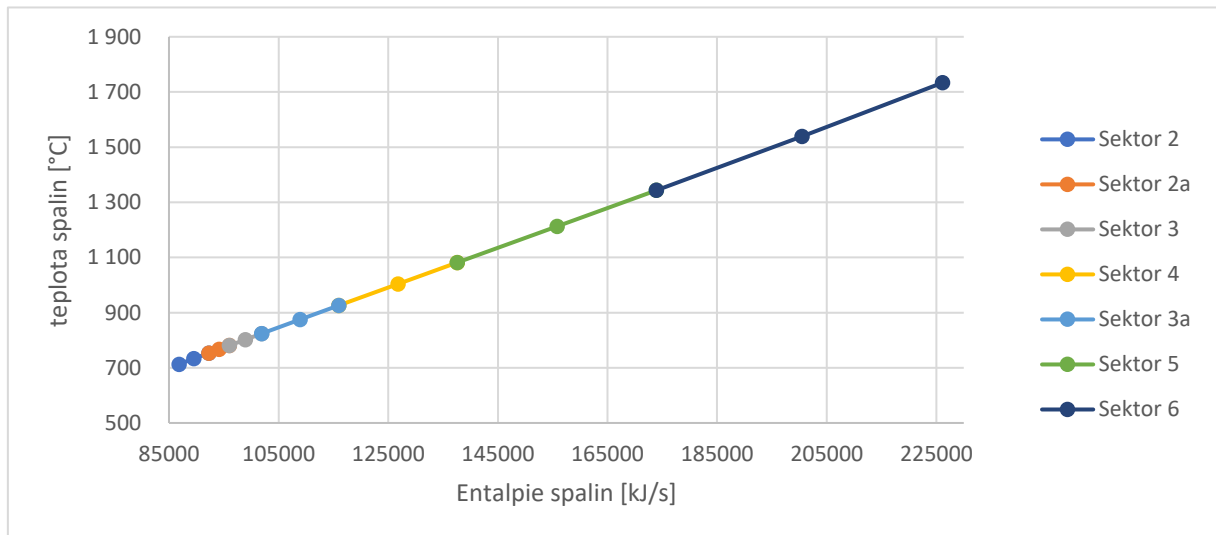
$$t_{spalin\ S2\ in} = \frac{I_{spalin\ S2\ in}}{c p_{spal} * kg_{pal}} = 753,54\text{ }^{\circ}\text{C}$$

(107)

Tímto způsobem jsem pokračoval a určil všechny teploty v Sektorech. Jejich průběh je zakreslen v Graf 8. Hodnoty teplot a entalpií jsou shrnuty v Tabulka 20.

Tabulka 20: Předběžné rozdělení teplot v sektorech

Místo	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/s]
S6 in = Nech. Plamen	1 733,54	226 122,43
S6 středná teplota	1 538,57	200 485,82
S5 in = S6 out	1 343,61	173 955,99
S5 středná teplota	1 212,68	155 831,34
S4 in = S5 out	1 081,75	137 601,86
S4 středná teplota	1 004,09	126 792,71
S3a in = S4 out	926,44	116 018,91
S3a středná teplota	875,28	108 954,22
S3 in = S3a out	824,13	101 925,11
S3 středná teplota	802,59	98 978,38
S2a in = S3 out	781,05	96 040,02
S2a středná teplota	767,30	94 168,31
S2 in = S2a out	753,54	92 300,43
S2 středná teplota	733,35	89 564,53
S1 in = S2 out	713,15	86 837,77



Graf 8: I - t diagram spalin v Spalovací komoře

Na základě určení teplot spalin ve všech sektorech, nyní můžeme určit LMTD jednotlivých teplosměnných ploch a taky LMTD celých výměníků. Určí se to analogicky

jako na straně 28 podle vztahu (56). Je nutné respektovat směr proudění jednotlivých médií, tedy jestli se jedná o souproudé nebo protiproudé proudění.

1.9.3 Předběžné určení LMTD a koeficientu prostupu tepla k

Z „Q“, „S“ a LMTD je nyní možno určit koeficient prostupu tepla „k“, Pomocí vztahu (57). Výsledky z těchto výpočtů jsou v Tabulka 21.

Tabulka 21: Předběžné určení LMTD a k v PP a výparníku

Tepelný výměník	Sektor	název TP	Velikost teplosměnné plochy S m ²	Pára teplota na vstupu T _{in}	Pára teplota na výstupu T _{out}	Pára teplota střední T _{stř}	Teplota spalin střední T _{spal stř}	LMTD t. plochy	LMTD výměníku	tepelný tok rozdělený Q _i	Tepelný tok Q _{výměníku}	k _{výměníku} předběžné	k _{t. ploch} předběžné
					°C		°C	K	K	KW	KW	W/m ² K	W/m ² K
Vyparník	sektor 6		276,47	315,10	316,15	315,62	1 538,57	1 212,58		51 526,62			153,70
	sektor 5		65,81	316,15	316,15	316,15	1 212,68	890,12		12 265,99			209,38
	sektor 4		27,89	316,15	316,15	316,15	1 004,09	685,01		5 198,70			272,07
	sektor 3a	Varnice mříž	75,62	316,15	316,15	316,15	875,28	557,57	1 020,85	14 093,78	83 085,10	182,57	334,26
PP 1	sektor 5	PP1 strop protiproud	63,90	316,15	318,93	317,54	1 212,68	888,86		2 297,96			40,46
		PP1 strop souproud	63,90	318,93	321,71	320,32	1 212,68	886,06		2 290,72			40,46
	sektor 4	PP1 strop	23,95	321,71	322,75	322,23	1 004,09	678,94		657,83			40,46
	sektor 3	PP1 strop	26,15	322,75	323,89	323,32	802,59	478,96		506,69			40,46
	sektor 2	PP1 strop	57,77	323,89	328,94	326,41	733,35	406,51					
		PP1 zadní stena	36,76	323,89	328,94	326,41	733,35	406,51		1 554,68			40,46
		PP1 boky spolu	47,34	328,94	330,44	329,69	733,35	403,30		772,45			40,46
	sektor 3	PP1 boky spolu	32,20	330,44	331,46	330,95	802,59	471,29		613,98			40,46
	sektor 3	PP1 boky spolu zpatky	32,20	331,46	332,86	332,16	802,59	470,08		612,39			40,46
		PP1 boky spolu zpatky	47,34	332,86	334,92	333,89	733,35	399,08		764,37			40,46
		PP1 zadní stena zpatky	36,76	334,92	339,04	336,98	733,35	396,09					
		PP1 strop zpatky	57,77	334,92	339,04	336,98	733,35	396,09	544,39	1 514,82	11 585,88	40,46	40,46
PP 2	sektor 2a	PP2 svazek	330,66	339,04	353,42	346,23	767,30	421,03	425,13	3 667,92			26,35
	sektor 3	PP2 hady zadní stena	60,34	353,42	356,05	354,74	802,59	447,55		711,52	4 379,44	26,35	26,35
PP 3	sektor 5	PP 3 zavesy	114,77	348,50	358,91	353,71	1 212,68	852,80	721,80	2 602,98			26,59
		PP 3 hady	811,23	358,91	432,50			703,27		15 172,43	17 775,41	26,59	26,59
PP 4	sektor 4	PP 4 vetsi část	404,39	409,45	496,08	452,76	1 004,09	542,36		16 554,65			75,48
	sektor 3	PP4 mensi část	228,61	496,08	528,00	512,04	802,59	288,93	450,84	4 985,56	21 540,21	75,48	75,48

Rozdělení výparníku na sektory, bylo jenom předběžné, protože jsem neměl k dispozici LMTD. Teď jsou určeny, a tak je možné přesněji určit tepelný tok ve výparníku vzhledem k teplotám spalin, které jsou v jednotlivých Sektorech. Postup výpočtu byl následovný.

$$Q_{\text{výparník Sektor6}} = \frac{S_{S6 \text{ výparník}} * LMTD_{S6 \text{ výparník}}}{\sum_{i=\text{Sektor 6}} (S_i * LMTD_i)} * Q_{\text{výparník}}$$

(108)

Oproti předešlému rozdělení to zvětšilo Q_{S6;výparník} a výrazně zmenšilo Q_{S4;výparník} a Q_{S3a;výparník}. Výsledky jsou v Tabulka 22.

Tabulka 22: úprava tepelných toků ve výparníku

i	Q _i ;předběžné [kW]	Q _i [kW]
sektor 6	51 526,62	62 947,92
sektor 5	12 265,99	10 695,19
sektor 4	5 198,70	1 744,22
sektor 3a	14 093,78	7 697,77
Výparík	83 085,10	83 085,10

Toto rozdělení (Tabulka 21) je však jenom předběžné a nyní je nutné pomocí iterací určit jednotlivé parametry tak aby je bylo možné použít pro další výpočty.

Ze „S“, „k“ a LMTD určím tepelný tok v jednotlivých teplosměnných plochách a jejím sečtením zas tepelný tok celých sektorů. Ten se liší od předběžného tepelného toku, který jsem použil na určení teplot spalin v Tabulka 20. Toto porovnání je v Tabulka 23. V předposledním sloupci je Q které jsem určil 1. iterací a v posledním sloupci je to Q_{předběžné}.

Tabulka 23: 1. iterace určení tepelného toku v Sektorech

	T.P.	S [m ²]	k [W/m ² K]	LMTD [K]	tepelný tok [MW]	Tepelný tok [kW]	Tepelný tok předběžný [kW]
Sektor 2	PP1 strop	57,77	40,46	406,51	0,95	5 524,93	5 462,66
	PP1 strop zpatky	57,77	40,46	396,09	0,93		
	PP1 zadní stena	36,76	40,46	406,51	0,60		
	PP1 zadní stena zpatky	36,76	40,46	396,09	0,59		
	PP1 boky spolu	47,34	40,46	403,30	0,77		
	PP1 boky spolu zpatky	47,34	40,46	399,08	0,76		
	EKO 2 zaveš	33,16	54,84	505,08	0,92		
Sektor 2a	PP2 svazek	330,66	26,35	421,03	3,67	3 667,92	3 739,60
Sektor 3	PP1 strop	26,15	40,46	478,96	0,51	7 430,14	5 885,09
	PP1 boky spolu	32,20	40,46	471,29	0,61		
	PP1 boky spolu zpatky	32,20	40,46	470,08	0,61		
	PP2 hady zadní stena	60,34	26,35	447,55	0,71		
	PP4 menší část	228,61	75,48	288,93	4,99		
Sektor 3a	varnice mríz	75,62	334,26	557,57	14,09	14 093,78	14 093,80
Sektor 4	PP1 strop	23,95	40,46	678,94	0,66	22 411,18	21 582,95
	PP 4 větší část	404,39	75,48	542,36	16,55		
	varnice zadní stena	5,83	272,07	685,01	1,09		
	varnice boky spolu	22,06	272,07	685,01	4,11		
Sektor 5	PP1 strop souproud	63,90	40,46	886,06	2,29	34 630,08	36 354,13
	PP1 strop protiproud	63,90	40,46	888,86	2,30		
	PP3 celý	811,23	26,59	703,27	15,17		
	PP3 závěsy	114,77	26,59	852,80	2,60		
	varnice celo	65,81	209,38	890,12	12,27		
	varnice boky spolu						
Sektor 6	varnice celo	276,47	153,70	1 212,58	51,53	51 526,62	52 166,43
	varnice boky spolu						
	varnice zadní stena						
Sektor 2-6	spolu	2 954,99			139,28	139 284,66	139 284,66

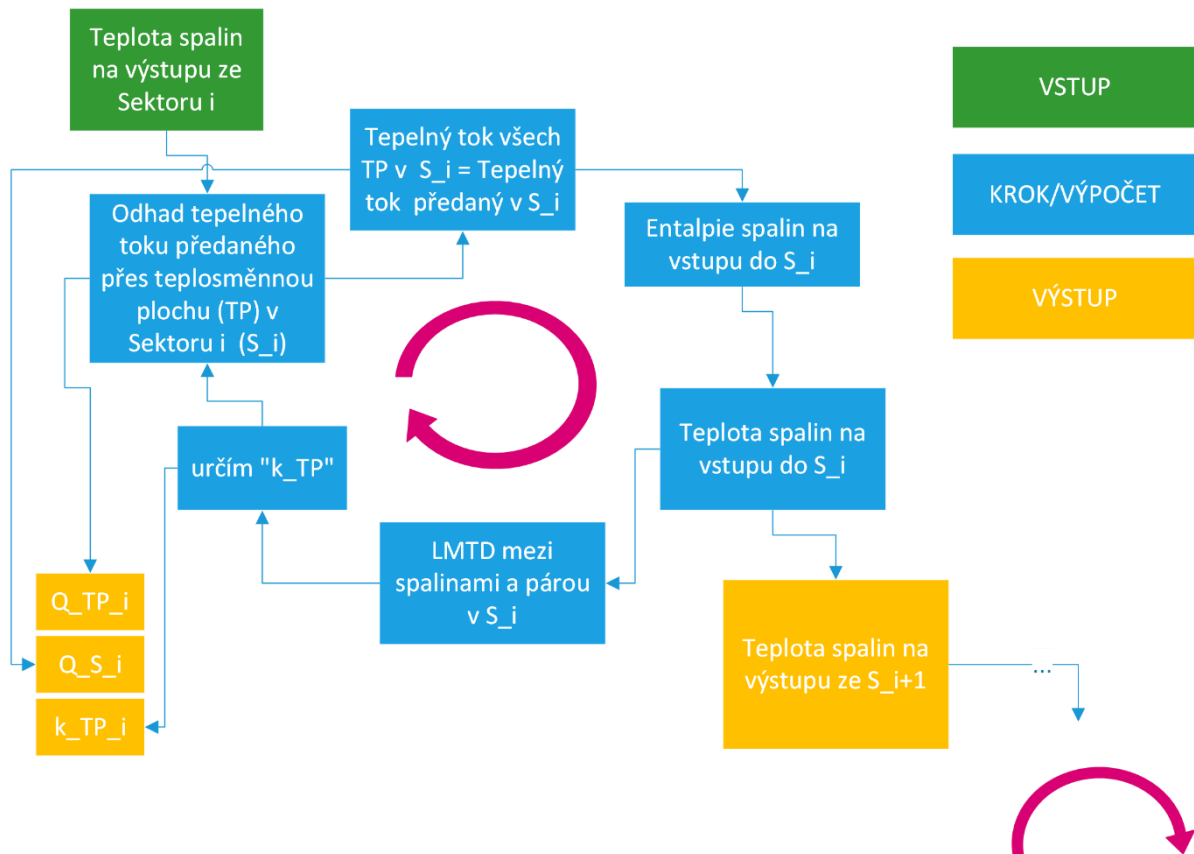
1.9.4 Finální teplota spalin v sektorech, LMTD a k

Tento nový tepelný tok vložím zpátky do určení teplot spalin, stejně jak v rovnici (106). Následně jsem určil přes I_{spalin} teplotu spalin jako v rovnici (107).

$$I_{spalin\ s2in} = I_{(spalin\ s2\ out)} + Q_{s2}$$

(109)

Tímto způsobem jsem určil všechny teploty spalin a zpustil iterační výpočet. Postup iterace je následovný:



Obrázek 13: Schéma výpočtu teplot, tepelných toků a "k" ve spalínovodu

Výsledky, které vyplynuly z iteračního výpočtu, tedy LMTD, k, teploty a entalpie spalin a páry jsou v Tabulka 24 a Tabulka 25. S těmito hodnotami se bude počítat dál.

Tabulka 24: teploty spalin v spalovací komoře

Místo	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/s]
S6 in = Nech. Plamen	1 734,92	226 122,43
S6 středná teplota	1 500,53	200 485,82
S5 in = S6 out	1 266,14	173 955,99
S5 středná teplota	1 149,26	155 831,34
S4 in = S5 out	1 032,39	137 601,86
S4 středná teplota	965,61	126 792,71
S3a in = S4 out	898,83	116 018,91
S3a středná teplota	869,79	108 954,22
S3 in = S3a out	840,75	101 925,11
S3 středná teplota	811,51	98 978,38
S2a in = S3 out	782,26	96 040,02
S2a středná teplota	768,79	94 168,31
S2 in = S2a out	755,31	92 300,43
S2 středná teplota	734,23	89 564,53
S1 in = S2 out	713,15	86 837,77

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Tabulka 25: Shnutí důležitých veličin spalin a páry/vody v Sektorech 2-6

Tepelný výměník	Sektor	název TP	Velikost teplosměnné plochy S m ²	Pára teplota na vstupu T _{in} °C	Pára teplota na výstupu T _{out} °C	Pára teplota střední T _{stř} °C	Teplota spalin střední T _{spal stř} °C	LMTD t. plochy K	LMTD výměníku K	tepelný tok rozdělený Q _i kW	Tepelný tok Q _{výměníku} kW	k _{výměníku} W/m ² K	k _{t. ploch} W/m ² K
Vyparník	sektor 6		276,47	315,10	316,15	315,62	1 500,53	1 169,35	981,70	63 089,60	83 085,10	189,85	195,15
	sektor 5		65,81	316,15	316,15	316,15	1 149,26	827,62		10 340,82			189,85
	sektor 4		27,89	316,15	316,15	316,15	965,61	647,17		1 713,57			94,92
	sektor 3a	Varnice mříž	75,62	316,15	316,15	316,15	869,79	553,14		7 941,11			189,85
PP 1	sektor 5	PP1 strop protiproud	63,90	316,15	318,93	317,54	1 149,26	826,35	529,43	2 196,72	11 585,88	41,60	41,60
		PP1 strop souproud	63,90	318,93	321,71	320,32	1 149,26	823,55		2 189,28			41,60
		PP1 strop	23,95	321,71	322,75	322,23	965,61	641,10		638,71			41,60
	sektor 4	PP1 strop	26,15	322,75	323,89	323,32	811,51	487,62		530,43			41,60
		PP1 strop	57,77	323,89	328,94	326,41	734,23	407,36		1 601,95			41,60
	sektor 2	PP1 zadní stena	36,76	323,89	328,94	326,41	734,23	407,36		1 601,95			41,60
		PP1 boky spolu	47,34	328,94	330,44	329,69	734,23	404,15		795,96			41,60
	sektor 3	PP1 boky spolu	32,20	330,44	331,46	330,95	811,51	479,94		642,91			41,60
		PP1 boky spolu zpatky	32,20	331,46	332,86	332,16	811,51	478,72		641,27			41,60
	sektor 3	PP1 boky spolu zpatky	47,34	332,86	334,92	333,89	734,23	399,93		787,64			41,60
		PP1 zadní stena zpatky	36,76	334,92	339,04	336,98	734,23	396,95					
		PP1 strop zpatky	57,77	334,92	339,04	336,98	734,23	396,95		1 560,99			41,60
PP 2	sektor 2a	PP2 svazek	330,66	339,04	353,42	346,23	768,79	422,53	427,72	3 658,57	4 379,44	26,19	26,19
	sektor 3	PP2 hady zadní stena	60,34	353,42	356,05	354,74	811,51	456,20		720,87			26,19
PP 3	sektor 3	PP 3 zavesy	114,77	348,50	358,91			790,30	670,29	2 597,60	17 775,41	28,64	28,64
		PP 3 hady	811,23	358,91	432,50	353,71	1 149,26	653,31		15 177,81			28,64
PP 4	sektor 5	PP 3 hady	811,23	358,91	432,50	353,71	1 149,26	653,31	429,86	16 162,10	21 540,21	79,16	79,16
	sektor 4	PP 4 vetsi část	404,39	409,45	496,08	452,76	965,61	504,87		5 378,11			79,16
PP 4	sektor 3	PP4 mensi část	228,61	496,08	528,00	512,04	811,51	297,18					

Pro rychlou orientaci v teplotách ve všech výměnících je v Příloze vykreslen Q-t diagram všech médií ve všech výměnících v kotli.

1.9.5 Rychlost spalin ve spalinovodu

Postupem stejným jako v kapitole 1.7.1 a dalších jsem určil světlý průřez toku spalin F_{spal} a pomocí teploty spalin i rychlost spalin v sektorech 2-6. Výsledky jsou shrnuty v Tabulka 26.

Tabulka 26: Rychlosti spalin ve spalovací komoře

Sektor i	T. výměník	Světlý průřez spalin $F_{spal}; S_i$ m ²	Rychlost proudění spalin w_{S_i} m/s
2	PP1+EKO2	31,93	9,10
2a	PP2	28,67	10,49
3	PP1+PP2	33,65	9,30
	PP4	39,40	7,94
3a	Varnice mříž	46,13	7,15
4	PP1+varnice	33,65	10,62
	PP4	46,31	7,72
5	PP1+varnice+PP3	46,24	8,88
6	Varnice	42,37	12,08

1.9.6 Výpočet části PP1 v sektoru 2

Jelikož je celý PP a výparník konstrukčně a výpočetně složitý v této podkapitole provedu výpočet a definici malé části PP1. Ostatní části PP již budou uvedeny pouze s důležitými vypočtenými veličinami.

Část, kterou se budu zabývat jsem si v předešlé kapitole označil jako „PP1 strop + zadní stěna“.

Přestup tepla konvekcí

Rychlost proudění páry jsem určil z následujícího vztahu:

$$w_{páry} = \frac{V_{páry}}{F_{páry}} = \frac{v \cdot \dot{m}}{F_{páry}} = 8,17 \text{ m/s}$$

(110)

Kde „w“[m/s] označuje rychlost proudění, „V“[m³/s] objemový tok, „F“[m²] světlý průřez, „v“[m³/kg] měrný objem a „m“[kg/s] hmotnostní tok.

Typ proudění páry ve PP1 se označuje jako podélné obtékání plochy a vztah, kterým je popsán vypadá následovně.

$$\alpha_{k;páry} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{páry} \cdot d_e}{\nu_{páry}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = 1721,58 \frac{W}{m^2}$$

(111)

Kde α_k [W/m²] je součinitel přestupu tepla, ν [m²/s] je součinitel kinematické viskozity λ [W/(m·K)] je součinitel tepelné vodivosti a C_i jsou korekční součinitele tak, jak byli popsány např. v kapitole 1.7.1. Rozměr d_e [m] je tzv. ekvivalentní průměr a ten je pro tento případ rovný vnitřnímu průměru trubek.

Součinitel přestupu tepla na straně spalin popisuje ten stejný vztah, protože se taky jedná o podélné obtékání trubek. Protože se v tomto případě (sektor 2) jedná o tah, který je po obvodu vyplněn podélně obtékanými trubkami, je nutné určit velikost d_e . Tu určíme následovně.

$$d_e = \frac{4 * \left(a * b - z * \frac{\pi * D_{out}^2}{4} \right)}{2 * (a + b) + z * \pi * D_{out}} = 3,47 \text{ m}$$

(112)

Kde „a“[m] je výška tahu, „b“[m] je šířka tahu, „z“[-] je počet trubek v tahu a „D_{out}“ [m] je vnější průměr trubek.

$$\alpha_{k;spal} = 0,023 * \frac{\lambda}{d_e} * \left(\frac{w_{spal} * d_e}{v_{spal}} \right)^{0,8} * Pr^{0,4} * C_t * C_l * C_m = 11,11 \frac{W}{m^2}$$

(113)

Kvůli vyšší teplotě spalin v Sektoru 2 až 6 je nutné určit přestup tepla sáláním, protože právě ten nabývá důležitosti se zvyšující se teplotou spalin.

Přestup tepla sáláním

Efektivní tloušťka s[m] je veličina, kterou se popisuje konkrétní provedení výhřevné plochy. Pro tento případ se určí jako:

$$s = 3,6 * \frac{V}{F_{st}} = 2,95 \text{ m}$$

(114)

Kde „V“ [m³] je objem celého Sektoru 2 a „F_{st}“ [m²] je povrch sálajícího prostoru tedy plocha celého S2.

Přestup tepla sáláním je dán tak jako při př. tepla konvekcí součinitelem α_{sál}. Tvar vztahu pro jeho výpočet je následovný:

$$\alpha_{sál} = 5,7 * 10^{-8} * \frac{a_{st} + 1}{2} * a * T_s^3 * \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

(115)

Kde „a_{st}“[-] je stupeň černosti povrchu stěn (= 0,8) a „a“[-] je stupeň černosti proudu spalin při teplotě proudu „T_s“[K]. „T_z“ [K] je teplota zaneseného povrchu stěn.

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s}$$

(116)

Soubor veličin $k \cdot p \cdot s$ představuje optickou hustotu spalin a určuje se následovně. Nejprve určíme objemovou koncentraci vodní páry ve spalinách „ r_{H_2O} “.

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_s - 1) \cdot O_{VSmin}}{O_{SVmin} + (\alpha_s - 1) \cdot O_{VVmin}} = 0,17$$

(117)

„ χ_v “ představuje součinitel vlhkosti vzduchu a α_s součinitel přebytku vzduchu ve spalinách. Objemová koncentrace CO_2 a SO_2 se určí:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SVmin} + (\alpha_s - 1) \cdot O_{VVmin}} = 0,12$$

(118)

A výsledná objemová koncentrace 3 atomových plynů ve spalinách „ r_s “ je:

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,29$$

(119)

Celkový parciální tlak 3 atomových plynů ve spalinách určím jako:

$$p_s = r_s \cdot p = 28,45 \text{ kPa}$$

(120)

Součinitel zeslabení sálání 3 atomovými plyny „ $k_s \cdot r_s$ “ určím ze vztahu:

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot (p_s \cdot s)^{0,5}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s = 3,49$$

(121)

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi „ $k_p \cdot \mu_{pk}$ “ je definován vztahem.

$$k_p * \mu_{pk} = \frac{5,7 * 10^4 * \mu_{pk}}{((t_s + 273,15)^2 * d_{pk}^2)^{\frac{1}{3}}}$$

(122)

Kde „d_{pk}“ je střední efektivní průměr částic popílku (doporučeno = 16 μm) a „μ_{pk}“ je koncentrace popílku ve spalinách a tu určím tímto postupem:

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 * \alpha_{ok} * O_{VVmin} = 7,4 \frac{kg}{kg}$$

(123)

„G_S“ je hmotnost spalin. „X_ú“ je poměrný úlet popílku a ten mám k dispozici jako vstupné data.

$$\mu_{pk} = A^r * \frac{X_{\dot{u}} + 1}{2 * G_S} = 0,026 \frac{kg}{kg_{spal}}$$

(124)

$$k_p * \mu_{pk} = 2,31$$

(125)

Nyní můžu určit součinitel „k*p*s“

$$k * p * s = (k_s * r_s + k_p * \mu_{pk}) * p * s = 1,692$$

(126)

A stupeň černosti spalin a_s = 0,816. Teplotu zanesené vrstvy T_z neznáme, a proto ji předběžně odhadneme jako 830 K. Po dosazení všech neznámých do vztahu (115), můžeme určit součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\alpha_{sál;před} = 122 \frac{W}{m^2 * K}$$

(127)

Celkový přestup tepla ze spalin do PP1 určím jako:

$$\alpha_{spal;před} = \omega * \alpha_{k;spal} + \alpha_{sál;před} = 133,11 \frac{W}{m^2K}$$

(128)

Nyní, když mám k dispozici „k“, „ α_{spal} “ i „ $\alpha_{páry}$ “ můžu určit součinitel zanesení plochy „ ε “.

$$\varepsilon_{před} = \frac{\frac{\alpha_{spal;před}}{k} - 1}{\alpha_{spal}} - \frac{1}{\alpha_{páry}} = 0,01572 \frac{m^2K}{W}$$

(129)

Nyní, určím t_z následovně:

$$t_z = t_{stř;páry} + \left(\varepsilon_{před} + \frac{1}{\alpha_{kpáry}} \right) * \frac{Q_{PP1;strop+zadní stěna}}{S_{P1;strop+zadní stěna}}$$

(130)

Po iteračním výpočtu v programu Microsoft Excel určím finální velikost součinitele zanesení:

$$\varepsilon = 0,01623 \frac{m^2K}{W}$$

(131)

Tímto způsobem jsem určil součinitel zanesení na všech teplosměnných plochách. Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí ze strany spalin se lišil podle toho, jestli se jednalo o podélné obtékání trubek anebo příčné (to bylo u PP2, PP3, PP4 a mříže výparníku v S3a). Výsledky jsem shrnul do Tabulka 27.

Tabulka 27: souhrn výpočtu s. zanesení S2-S6

Tep. Výměník	Sektor	Teplosměnná plocha	spaliny		alfa_pary	epsilon
			alfa_k	alfa_sal		
Výparník	sektor 6		11,62	709,42	776,43	0,0023
	sektor 5		8,38	218,46	776,43	- 0,0006
	sektor 4		9,81	174,14	776,43	0,0035
	sektor 3a	varnice mriz	107,57	114,79	1 953,71	0,0002
PP 1	sektor 5	PP1 strop protiproud	9,02	395,96	1 790,23	0,0208
		PP1 strop souproud	9,02	398,10	2 584,32	0,0209
	sektor 4	PP1 strop	10,46	227,15	1 752,98	0,0188
	sektor 3	PP1 strop	11,00	155,29	1 744,63	0,0168
	sektor 2	PP1 strop	11,11	131,62	1 721,58	0,0162
		PP1 zadni stena				
		PP1 boky spolu	11,11	131,83	1 698,18	0,0162
	sektor 3	PP1 boky spolu	11,00	155,74	1 689,44	0,0168
	sektor 3	PP1 boky spolu zpatky	11,27	155,91	3 082,14	0,0171
	sektor 2	PP1 boky spolu zpatky	10,95	132,05	3 061,03	0,0165
		PP1 zadni stena zpatky				
		PP1 strop zpatky	10,95	132,25	3 019,92	0,0165
PP 2	sektor 2a	PP2 svazek	193,53	126,31	3 772,74	0,0348
	sektor 3	PP2 hady zadni stena	11,51	167,09	3 099,99	0,0319
PP 3	sektor 5	PP 3 zavesy	2,95	378,97	671,82	0,0305
		PP 3 hady	9,02	398,10	620,26	0,0301
PP 4	sektor 4	PP 4 vetsi část	22,10	213,36	1 497,98	0,0073
	sektor 3	PP4 mensi část	148,64	129,86	1 476,66	0,0043

1.9.7 Výpočet spalovací komory

Spalovací komoru (označenu taky jako Sektor 6) je nutno vypočítat jiným způsobem. Místo teploty S6_in, která byla určena výpočtem v předešlých podkapitolách, teď budu ve výpočtech pracovat s teplotou nechlazeného plamene (T_{np}/t_{np}). Výpočet je proveden podle (1) Kapitoly 6.

Pro výpočet jsem si nejprve určil geometrické parametry kotle. Ty jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 28. Geometrické parametry SK

Objem spalovací komory	V_o	145,58 ¹	m ³
Tepelné zatížení ohniště	q_v	171,84	kW/m ³
Teplota nechlazeného plamene	t_np	791,30 ¹	°C

Celkový projekční povrch stěn ohniště	S _{st}	714,33	m ²
Plocha povrchu chlazených stěn v ohništi	S _o	673,39	m ²
Průřezové tepelné zatížení kotle	q _s	292,33	kW/m ²
Výstupní průřez ohniště	S _{VO}	53,68	m ²
Účinná sálavá plocha výstupu z ohniště	S _{úsvo}	15,50	m ²

Součinitel tepelné efektivity stěn

Úhlový součinitel osálení je pro opraporkované trubky roven 1. Součinitel zanesení stěn ohniště ζ volím pro použité trubky ve SK a spalování hnědého uhlí 0,45.

Součinitel efektivity stěn ψ je tedy:

$$\psi = \zeta * x = 0,45$$

(132)

Střední hodnota součinitele ψ se určí následovně.

$$\psi_{stř} = \frac{\zeta * x * S_o}{S_{st}} = 0,42$$

(133)

Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

Tento výpočet je založený na Gurvičovom poloempirickém vztahu. Tenvypadá následovně:

$$\Theta_{ok} = \frac{T_{ok}}{T_{np}} = \frac{Bo^{0,6}}{M * a_o^{0,6} + Bo^{0,6}}$$

(134)

Kde T_{ok} je teplota na výstupu ze SK, Bo je Bolzmanovo číslo, a_o je stupeň černosti ohniště a M je součinitel. Teplotu nechlazeného plamene T_{np} jsem určil na straně 22.

Pro první nástřel si určím teplotu t_{ok1} o velikosti 1250 °C.

Bolzmannovo číslo

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^0) * M_{pv} * (O_s c_s)_0}{5,68 * 10^{-11} * \psi_{stř} * S_{st} * (273,15 + t_{np})}$$

(135)

Kde $(O_s c_s)_0$ je střední tepelná jímavost spalin v ohništi vyjádřena následovně:

$$(O_s c_s)_0 = \frac{Q_u}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{kJ}{kg * ^\circ C}$$

(136)

Součinitel M

Tento s. respektuje průběh teplot v ohništi. Závisí na poloze maximální teploty plamene x_{pl} . Ta se určí z poměrné výšky plamene v SK x_h .

$$x_h = \frac{\text{výška horáků ve SK}}{\text{výška ohniště}} = 0,23$$

(137)

U práškových ohnišť s horizontálním uspořádáním horáků a vertikálním prouděním spalin je korekce $\Delta x = 0$. Tedy x_{pl} je rovna:

$$x_{pl} = x_h + \Delta x = 0,23$$

(138)

Součinitel M se pak určí pro spalování tuhých paliv s malým prchavým podílem jako:

$$M = 0,56 - 0,2 * x_{pl}$$

(139)

Stupeň černosti stěn ohniště

Pro jiné než roštové ohniště se určuje takto:

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) * \psi_{stř}}$$

(140)

Kde a_{pl} je stupeň černosti plamene ze vztahu:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s}$$

(141)

Soubor veličin $k \cdot p \cdot s$ představuje optickou hustotu spalin a určuje se následovně. Nejprve určíme objemovou koncentraci vodní páry ve spalinách „ r_{H_2O} “.

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha_s - 1) \cdot O_{VSmin}}{O_{SVmin} + (\alpha_s - 1) \cdot O_{VVmin}} = 0,17$$

(142)

„ χ_v “ představuje součinitel vlhkosti vzduchu a α_s součinitel přebytku vzduchu ve spalinách. Objemová koncentrace CO_2 a SO_2 se určí:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SVmin} + (\alpha_s - 1) \cdot O_{VVmin}} = 0,12$$

(143)

A výsledná objemová koncentrace 3 atomových plynů ve spalinách „ r_s “ je:

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,29$$

(144)

Celkový parciální tlak 3 atomových plynů ve spalinách určím jako:

$$p_s = r_s \cdot p = 28,45 \text{ kPa}$$

(145)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy je:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 5,77 \text{ m}$$

(146)

Součinitel zeslabení sálání 3 atomovými plyny „ $k_s \cdot r_s$ “ určím ze vztahu:

$$k_s * r_s = \left(\frac{7,8 + 16 * r_{H_2O}}{3,16 * (p_s * s)^{0,5}} - 1,02 \right) * \left(1 - 0,37 * \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) * r_s = 1,67$$

(147)

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi „k_p*μ_{pk}“ je definován vztahem.

$$k_p * \mu_{pk} = \frac{5,7 * 10^4 * \mu_{pk}}{\left((t_s + 273,15)^2 * d_{pk}^2 \right)^{\frac{1}{3}}}$$

(148)

Kde „d_{pk}“ je střední efektivní průměr částic popílku (doporučeno = 16 μm) a „μ_{pk}“ je koncentrace popílku ve spalinách a tu určím tímto postupem:

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 * \alpha_{ok} * O_{VVmin} = 7,4 \frac{kg}{kg}$$

(149)

„G_S“ je hmotnost spalin. „X_ú“ je poměrný úlet popílku a ten mám k dispozici jako vstupné data.

$$\mu_{pk} = A^r * \frac{X_{\dot{u}} + 1}{2 * G_S} = 0,03 \frac{kg}{kg_{spal}}$$

(150)

Nyní můžu určit součinitel „k_p*s“

$$k * p * s = (k_s * r_s + k_p * \mu_{pk} + k_{kok} * \kappa_1 * \kappa_2) * p * s = 622,60$$

(151)

Kde k_{kok} je roven 10 a součinitele κ₁, κ₂, které zohledňují koncentrace koksíku se volí následovně; κ₁=1 pro paliva s malým prchavým podílem a κ₂= 0,1 pro prášková ohniště.

Po dosazení všech parametrů do Gurvičova vztahu, jsem schopen určit t_{ok2}. Po dosazení t_{ok2} na místo t_{ok1} spustím iterační výpočet. Výsledkem je t_{ok}(předběžná). Rozdíl mezi ní a t_{spal};S_{5in} činil 19,59 °C.

Podle postupu ve zdroji jsem si rozdělil tepelný tok směřující do výparníku ve SK a tepelný tok směřující do jiných Sektorů. S tímto tepelným tokem jsem ve výpočtu uvažoval jako teplo přisáté do S5 ze SK.

Ve výpočtu S5 jsem si taky vyjádřil teplo na teplo předané ze spalin v S5 a teplo přisáté ze SK.

Rozdíl ve výpočtu SK a výpočtu S5 činil 4 464,5 kW.

Úpravou koeficientů úhlový součinitel osálení (x), korekční součinitel (Δ) a s. tepelné nerovnoměrnosti (y_h) ovlivňující velikost účinné sálavé plochy na výstupu z ohniště, součinitele zanesení stěn ohniště (ξ) a korekce (Δ_x) ovlivňujícího součinitel respektující průběh teplot v ohništi (M) jsem ovlivnil jak t_{ok} tak Q_{out_SK} . Snažil jsem se, aby se t_{ok} rovnala $t_{S5;in}$ a Q_{out_SK} teplo přisálanému do S5 ze SK.

Výsledné parametry jsou v Tabulka 29.

Tabulka 29: výsledné koeficienty ve SK

	x	delta	y_h	delta_x	zeta	delta_t_o k [°C]	rozdíl teplota ok/S5_in	rozdíl tepelný tok do S5 [kW]
1.nástřel	1,00	0,53	0,55	-	0,45	- 19,49	1,02	4 464,50
max	1,00	0,95	0,70	0,20	0,70			
min	0,80	0,80	0,55	- 0,10	0,35			
n.iterace	0,90	0,95	0,71	- 0,10	0,57	- 1,63	1,00	- 0,27

Díky tomuto rozdělení je však nutné změnit i teploty spalin v S5 a S6. Jelikož ve S5 se do páry/vody předá i teplo z vychlazení spalin v S6, je nutné s tím uvažovat při rozdělení tepelných toků. Tedy navýšit tepelný tok v S6 a o stejnou velikost snížit tepelný tok v S5. Toto se projeví v celém výpočtu. Výsledné a konečné hodnoty jsou v Tabulka 30, Tabulka 31 a Tabulka 32.

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Tabulka 30: finální teploty spalin v Sektorech

Místo	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/s]
S6 in = Nech. Plamen	1 734,92	226 122,43
S6 středná teplota	1 500,53	200 485,82
S5 in = S6 out	1 266,14	173 955,99
S5 středná teplota	1 149,26	155 831,34
S4 in = S5 out	1 032,39	137 601,86
S4 středná teplota	965,61	126 792,71
S3a in = S4 out	898,83	116 018,91
S3a středná teplota	869,79	108 954,22
S3 in = S3a out	840,75	101 925,11
S3 středná teplota	811,51	98 978,38
S2a in = S3 out	782,26	96 040,02
S2a středná teplota	768,79	94 168,31
S2 in = S2a out	755,31	92 300,43
S2 středná teplota	734,23	89 564,53
S1 in = S2 out	713,15	86 837,77

Tabulka 31: Finální parametry v jednotlivých TP

Tepelný výměník	Sektor	název TP	Velikost teplosměnné plochy S m2	Pára teplota na vstupu T _{in}	Pára teplota na výstupu T _{out}	Pára teplota střední T _{stř}	Teplota spalin střední T _{spal stř}	LMTD t. plochy K	LMTD výměníku K	tepelný tok rozdělený Q _l kW	Tepelný tok Q _v výměníku KW	k _v výměníku W/m2K	k _t ploch W/m2K	
Vyparník	sektor 6		276,47	315,10	316,15	315,62	1 479,42	1 145,14		62 960,62			198,87	
	sektor 5		65,81	316,15	316,15	316,15	1 128,98	809,02		10 295,05			193,35	
	sektor 4		27,89	316,15	316,15	316,15	965,78	647,33		1 745,64			96,68	
	sektor 3a	Varnice mříž	75,62	316,15	316,15	316,15	869,53	552,87	963,90	8 083,79	83 085,10	193,35	193,35	
PP 1	sektor 5	PP1 strop protiproud	63,90	316,15	318,93	317,54	1 128,98	807,73		2 165,87			41,96	
		PP1 strop souproud	63,90	318,93	321,71	320,32	1 128,98	804,94		2 158,38			41,96	
	sektor 4	PP1 strop	23,95	321,71	322,75	322,23	965,78	641,26		644,42			41,96	
	sektor 3	PP1 strop	26,15	322,75	323,89	323,32	811,21	487,34		534,73			41,96	
	sektor 2	PP1 strop	57,77	323,89	328,94	326,41	734,24	407,38			1 615,92			41,96
		PP1 zadní stěna	36,76	323,89	328,94	326,41	734,24	407,38			802,89			41,96
		PP1 boky spolu	47,34	328,94	330,44	329,69	734,24	404,16			648,11			41,96
		PP1 boky spolu	32,20	330,44	331,46	330,95	811,21	479,66						41,96
	sektor 3	PP1 boky spolu zpatky	32,20	331,46	332,86	332,16	811,21	478,44		646,46			41,96	
		PP1 boky spolu zpatky	47,34	332,86	334,92	333,89	734,24	399,94		794,51			41,96	
	sektor 2	PP1 zadní stěna zpatky	36,76	334,92	339,04	336,98	734,24	396,96						
		PP1 strop zpatky	57,77	334,92	339,04	336,98	734,24	396,96	524,87	1 574,60	11 585,88	41,96	41,96	
	PP 2	sektor 2a	PP2 svazek	330,66	339,04	353,42	346,23	768,80	422,53		3 658,96			26,19
		sektor 3	PP2 hady zadní stěna	60,34	353,42	356,05	354,74	811,21	455,92	427,69	720,49	4 379,44	26,19	26,19
PP 3	sektor 5	PP 3 závěsy	114,77	348,50	358,91			771,70		2 575,16			29,08	
		PP 3 hady	811,23	358,91	432,50	353,71	1 128,98	644,44	660,21	15 200,25	17 775,41	29,08	29,08	
PP 4	sektor 4	PP 4 větší část	404,39	409,45	496,08	452,76	965,78	505,02		16 166,93			79,16	
	sektor 3	PP4 menší část	228,61	496,08	528,00	512,04	811,21	296,91	429,86	5 373,28	21 540,21	79,16	79,16	

Tabulka 32: finální parametry definující prostup tepla v TP

Tep. Výměník	Sektor	Teplosměnná plocha	spaliny		alfa_pary	epsilon
			alfa_k	alfa_sal		
Výparník	sektor 6		11,63	712,39	776,43	0,0024
	sektor 5		8,38	220,85	776,43	- 0,0006
	sektor 4		9,81	174,24	776,43	0,0035
	sektor 3a	varnice mriz	107,57	114,90	1 954,04	0,0002
PP 1	sektor 5	PP1 strop protiproud	9,02	397,29	1 790,23	0,0208
		PP1 strop souproud	9,02	399,44	2 584,32	0,0210
	sektor 4	PP1 strop	10,46	227,09	1 752,98	0,0189
	sektor 3	PP1 strop	11,00	155,30	1 744,63	0,0168
	sektor 2	PP1 strop	11,11	131,63	1 721,58	0,0162
		PP1 zadni stena				
		PP1 boky spolu	11,11	131,84	1 698,18	0,0162
	sektor 3	PP1 boky spolu	11,00	155,75	1 689,44	0,0168
	sektor 3	PP1 boky spolu zpatky	11,27	155,91	3 082,14	0,0171
	sektor 2	PP1 boky spolu zpatky	10,95	132,06	3 061,03	0,0165
		PP1 zadni stena zpatky	10,95	132,26	3 019,92	0,0165
		PP1 strop zpatky				
PP 2	sektor 2a	PP2 svazek	193,53	126,30	3 772,74	0,0348
	sektor 3	PP2 hady zadni stena	11,51	167,07	3 099,99	0,0319
PP 3	sektor 5	PP 3 zavesy	2,95	379,92	671,82	0,0305
		PP 3 hady	9,02	399,44	620,26	0,0302
PP 4	sektor 4	PP 4 vetsi část	22,10	213,28	1 497,98	0,0073
	sektor 3	PP4 mensi část	148,64	129,86	1 476,66	0,0043

1.9.8 Bilanční kontrola modelu

Pro kontrolu celého modelu je potřebné zkontrolovat bilance tepelných toků. Z „pohledu“ Výměníků jsme schopni určit o kolik tepla se předalo přes jednotlivé TP a kolik tepla se předalo do ohřívaného média. Při správném řešení se tyto hodnoty neliší.

Z „pohledu“ Sektorů je možné určit o kolik se v jednotlivých Sektorech schladili spaliny, a tudíž kolik tepla se předalo z nich. Díky rozdělení výměníku na jednotlivé TP je možné bilancovat teplo předané do ohřívaného média v jednotlivých sektorech.

Rozdíl mezi těmito bilancemi je viditelný při S5 a S6 (viz. Tabulka 33). To je způsobeno faktem, že část tepla se sice odvede ze spalin v S6 (SK), avšak předá se do vody/páry v S5. Je-li model funkční a správný, všechny součty bilancí by se měli rovnat.

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Tabulka 33: Bilanční porovnání modelu stávajícího kotle

Výměníky	Bilance teplo předané přes TP [kW]	Bilance teplo předané do páry [kW]	Rozdíl	Sektory	Bilance teplo odebrané ze spalin [kW]	Bilance teplo předané do vody/páry [kW]	Rozdíl
Výparník	83 085,10	83 085,10	0,00%	S2	5 706,54	5 706,54	0,00%
PP1	11 585,88	11 585,88	0,00%	S2a	3 658,96	3 658,96	0,00%
PP2	4 379,44	4 379,44	0,00%	S3	7 923,07	7 923,07	0,00%
PP3	17 775,41	17 775,41	0,00%	S3a	8 083,79	8 083,79	0,00%
PP4	21 540,21	21 540,21	0,00%	S4	18 556,99	18 556,99	0,00%
EKO 2 - závěsy	918,61	918,61	0,00%	S5	26 818,41	32 394,70	-17,21%
				S6 = SK	68 536,91	62 960,62	8,86%
celkově	139 284,66	139 284,66	0,00%		139 284,66	139 284,66	0,00%

2 Tuhé alternativní palivo

Tuhé alternativní palivo neboli TAP se v angličtině označuje jako RDF (Refuse-Derived Fuel) tedy palivo vyrobené z odpadu. Podle evropské normy aplikované v české legislativě ČSN EN ISO 21640 se TAP může vyrábět ze všech druhů odpadů, kromě nebezpečných. Palivo je určené k energetickému využití a zužitkování ve spalovnách (spalovacích zařízeních) nebo zařízeních pro spoluspalování a splňující požadavky na třídění a specifikaci, stanovené v CEN/TS 15359. (5)

Tato norma zároveň rozděluje do 5 tříd podle kvalitativních parametrů. Tyto parametry jsou Spalné teplo, Obsah chlóru a Obsah rtuti. Hodnoty pro jednotlivé třídy jsou v Tabulka 34.

Tabulka 34: Rozdělení TAP na třídy (6)

	Statistický nástroj	Jednotka	Třída				
			1	2	3	4	5
Spalné teplo	průměr	MJ/kg (ar)	≥25	≥20	≥15	≥10	≥5
Obsah chlóru	průměr	hmotnostní % (d)	≤0,2	≤0,6	≤1,0	≤1,5	≤3,0
Obsah rtuti	medián	mg/MJ (ar)	≤0,02	≤0,03	≤0,05	≤0,10	≤0,15

Výroba alternativního paliva je v mnoha ohledech výhodnější oproti spalování samotného směsného komunálního odpadu. Výhodou TAP je možnost dlouhodobého skladování. Při jeho úpravě lisováním do briket nebo pelet i snadná manipulace a doprava. Příznivé jsou fyzikální vlastnosti jako je výhřevnost a měrná hmotnost. (5)

TAP lze využít v předem stanovených systémech spalování jako je spalování na roštu, spalování ve fluidním kotli nebo zplyňování, a kromě toho je možné toto palivo spoluspalovat v kotlích na uhlí, v cementárenských pecích anebo spoluzplyňovat při zplyňování biomasy a uhlí. (5)

Počet spaloven podle typu spalovací technologie je v Tabulka 35. Autoři se při sbírání dat zaměřili hlavně na Evropu. Data jsou platná pro období 2011-2012.

Diplomová práce: Návrh úprav kotle Elektrárny Opatovice pro spalování TAP

Tabulka 35: počet jednotek spaloven podle typu technologie pro roky 2011-2012 (7)

Typ Spalovny	Počet Jednotek
Spalovna s posuvným roštem	329
Spalovna s fluidním ložem	38
Spalovna s pevným roštem	22
Spalovna s rotační pecí	28

Na Obrázek 14 je fotografie TAP vyrobeného z druhotných textilních materiálů recyklovaných autoplášťů. Toto palivo má relativně vysokou výhřevnost na úrovni 28,41 MJ/kg. Popel z paliva měkne při 980 °C, taje při 1 020 °C a teče při 1 110 °C.
(8)



Obrázek 14: TAP ve formě peletek (8)

Přehled palivových vlastností 6 různých druhů TAP je v Tabulka 36. MKM představuje masokostní moučku. Ekobiopal je tuhé alternativní palivo vytvořené z čistírenských kalů a biomasy technologii anaerobní fermentace. Materiál je před lisováním usušen. Separát je tuhý zůstatek po anaerobní fermentaci v bioplynové stanici.

Tabulka 36: Palivové a prvkové složení TAP a dřevních peletek (8)

	Jednotka	Karton	MKM	MKM +šřovík	Eko- biopal	Separát	Separát +topol	Dřevo
Obsah vody	% m/m	4,84	7,33	8,86	8,04	9,16	7,46	7,23
Prchavá hořlavina	% m/m	76,26	63,56	65,10	63,29	58,46	62,16	78,83
Neprchavá hořlavina	% m/m	13,94	9,21	13,65	16,55	14,92	18,66	13,57
Popel	% m/m	4,96	19,9	12,39	12,12	17,46	11,72	0,37
C	% m/m	42,27	41,32	42,82	42,47	41,79	42,33	47,12
H	% m/m	5,56	6,63	6,53	4,68	6,65	6,30	6,62
N	% m/m	<0,1	8,85	4,79	1,18	1,57	1,20	0,11
S	% m/m	0,104	0,66	0,48	0,28	0,20	0,11	0,007
O	% m/m	42,21	14,93	23,89	31,01	22,91	30,60	38,62
Cl	% m/m	0,061	0,41	0,26	0,063	0,26	0,28	0,019
Hg	% m/m		<0,005	<0,003	0,064			
Spalné teplo	MJ/kg	16,85	17,75	17,36	16,91	16,74	17,57	18,91
Výhřevnost	MJ/kg	15,52	16,31	15,94	15,64	15,07	16,02	17,32
Popel:								
měknutí	°C	1300	>1290	>1290	1210	1140	1080	1210
tání	°C	1320	>1290	>1290	1230	1190	1170	1250
tečení	°C	1340	>1290	>1290	>1290	1240	1190	1260

Porovnání TAP a uhlí

TAP představuje širokou škálu materiálu s různými mechanickými i stechiometrickými vlastnostmi. Jedná se o heterogenní palivo. Hnědé uhlí, které se spaluje v EOP je naproti tomu homogenní materiál, který je dodáván ve stejné kvalitě po celý čas.

Technologie spalování v letu, která je v současnosti použita v EOP je založena na výrobu jemného prášku pomocí mlýnů. Použití peletek nebo briket není možné při práškovém spalování.

Mletí TAP na požadovaný rozměr není proveditelné z důvodu pružnosti materiálů a jejich heterogenosti. TAP může obsahovat i dřevní a nedřevní rostlinnou biomasu, kterou není možné rozemlet. Díky možnosti vysokého obsahu chloru je nutné dosáhnout teplotu spalin alespoň 850 °C na 1,5 až 2 sekundy pro zamezení vzniku PCDD/F v spalinách. Při hledání práškového spalování TAP jsem nenašel žádnou aplikaci.



Obrázek 15: vlákenné chmýří používané na výrobu briket

Výpočet změny palivové základny byl založen na palivu, kterého parametry mi byly poskytnuty vedoucím DP. Tyto vlastnosti jsou shrnuty v Tabulka 37. Podle velikosti Spalného tepla se jedná o TAP třídy 2.

Tabulka 37: Palivové vlastnosti nového paliva

Voda	W	15,00 %	
Popel	A ^d	19,00 %	
Síra	S ^{daf}	1,00 %	
Uhlík	C ^{daf}	50,00 %	
Vodík	H ^{daf}	8,00 %	
Dusík	N ^{daf}	1,50 %	
Kyslík	O ^{daf}	39,50 %	
Spalné teplo hořlaviny	Q _S	21,9	MJ/kg
Výhřevnost paliva	Q _i	13,5	MJ/kg

3 Nové technické řešení

Před provedením dalších výpočtů je nutné určit možnosti aplikace různých technologií při zohlednění aspektů lokality EOP. Současný kotel v EOP spaluje jemně rozemleté hnědé uhlí v letu (práškový kotel). To však při TAP není proveditelné, kvůli velikosti jednotlivých peletek a velice obtížnému rozemletí těchto materiálů. V možnost přicházejí dva technické provedení.

Prvním je spalování na roštu. Jde o spalování ve vrstvě, do které se vhaní spalovací vzduch a dochází tam k odplynění a hoření pevné hořlaviny. Na rozdíl od spalování práškového, tady dochází k uvolnění tepla v menším objemu, a tudíž i relativně vysokým tepelným tokům do roštu. Podle (1) je maximální tepelný výkon ohniště u roštových kotlů na úrovni 190 MW_t. Tato hodnota je dosti podobná současnému výkonu kotle EOP, který je na úrovni 176 MW. Avšak pro tento výkon je potřebné použít rošt o velikosti cca 78 m².

Průřez ohništěm současného kotle je v nejširším místě roven přibližně 67 m². Ze stejného zdroje jako bylo uvedeno v předešlém odstavci, jsem získal informaci o maximálním tepelném toku do roštu na úrovni 350 KW_t/m². To by představovalo 23,45 MW_t při stávající velikosti roštu.

Obecným omezením spalovacích technologií jsou vlastnosti popele. Konkrétně teplota měknutí, tavení a tečení. Pro roštová ohniště se nedoporučuje spalování paliva, jehož popelovina má teplotu měknutí do 1250 °C (1).

Tuhé alternativní palivo (TAP) může obsahovat i dřevní a nedřevní biomasu. Například při stébelnách se uvádí teplota tavení popele 925 -1 025 °C (9).

Změnou technologie spalování z práškového na roštové, by bylo nutné provést významné konstrukční změny spalovací komory. Při nahrazení technologie spalování pomocí fluidačního stacionárního spalování, by tyto změny byly mnohem menší.

Teplota spalování při tomto typu spalování, je výrazně nižší než u spalování roštového. Obvykle nepřesahuje 1000 °C.

Se zohledněním těchto faktů a po konzultaci s vedoucím Diplomové práce, se dále budu zabývat změnou technologie spalování na fluidní stacionární.

3.1 Určení výkonu kotle

Při nahrazení paliva a celé spalovací technologie, je nutné uvažovat se změnou výkonu kotle. Tato změna ovlivní výkon negativně, jelikož výhřevnost TAP, které použiji bude nižší než u stávajícího paliva.

Výpočet změny výkonu, jsem založil na podobném případě, které řešila společnost Invelt Service s.r.o. Jednalo se o určení změny výkonu konstrukčně podobného kotle ve středních Čechách, při změně palivové základny na dřevní štěpku a fluidní spalování. Při odhadu použili podobnostní parametry objemové tepelné zatížení ohniště a průřezové tepelné zatížení ohniště.

Analogicky jsem tento postup aplikoval na kotel EOP a určil jsem snížení výkonu na 78,32 % dosavadního výkonu. To představuje parní výkon 191,33 tun/hodinu. Výpočet je shrnutý v Tabulka 38.

Tabulka 38: Odhad změny výkonu

Odhad změny výkonu	Jednotka	IF Plzeň	EOP
šířka ohniště	m	3,66	8,13
bok o.	m	5,20	8,36
výška o.	m	12,70	19,69
průřez	m ²	19,03	67,96
objem ohn.	m ³	241,70	1 212,02
výkon tep	MW	34,70	176,50
parní výkon	t/h	45,00	244,30
poměrný průřez kotle (vůči IF Plzeň)	m ² /m ²		3,57
poměrný parní výkon kotle podle průřezu (váha 0,857)	MW		123,93
	t/h		160,71
poměrný objem kotle	m ³ /m ³		5,01
poměrný parní výkon kotle podle objemu (váha 1,0852)	MW		174,00
	t/h		225,65
Výsledný výkon	t/h		191,33
Výsledný výkon	%	100,00	0,78

Varianta 1 tedy spočívá ve změně palivové základny. Pro potřebu uchlazení SK na max. teplotu 960 °C byl po domluvě s vedoucím práce odstraněn LUVO 2. Taky byla určena podmínka ohřátí spalovacího vzduchu, tedy vzduchu vystupujícího z LUVO (LUVO 1) na max. 260 °C.

3.2 Varianta 1

Pro nový model jsem využil model stávajícího kotle. Bylo nutné udělat částečné změny. Využil jsem ho na výpočet teplot, tlaků, součinitelů přestupu tepla, stechiometrii, výpočet paliva atd. Rozdíl oproti výpočtu původního stavu byl ten, že teď jsem měl k dispozici součinitel zanesení ε a určoval jsem součinitel prostupu tepla „k“. Výpočet vyžadoval značné množství iterací. Kvůli složitosti výpočtu tady není rozepsaný. Postup výpočtu je vyobrazený pomocí Diagram 1 a Diagram 2. Na prvním je zobrazen Výpočet LUVO. Analogicky se počítalo EKO 1 a EKO 2. Druhý diagram zobrazuje postup výpočtu PP a Výparníku. Z důvodu zachování přehlednosti v diagramu je na něm znázorněno jenom určení teploty páry v místě A (rozdělení a označení míst a komor je např. na Obrázek 12). Postup výpočtu teplot a tepelných toků v ostatních místech a komorách je analogický.

Postup výpočtu LUVO

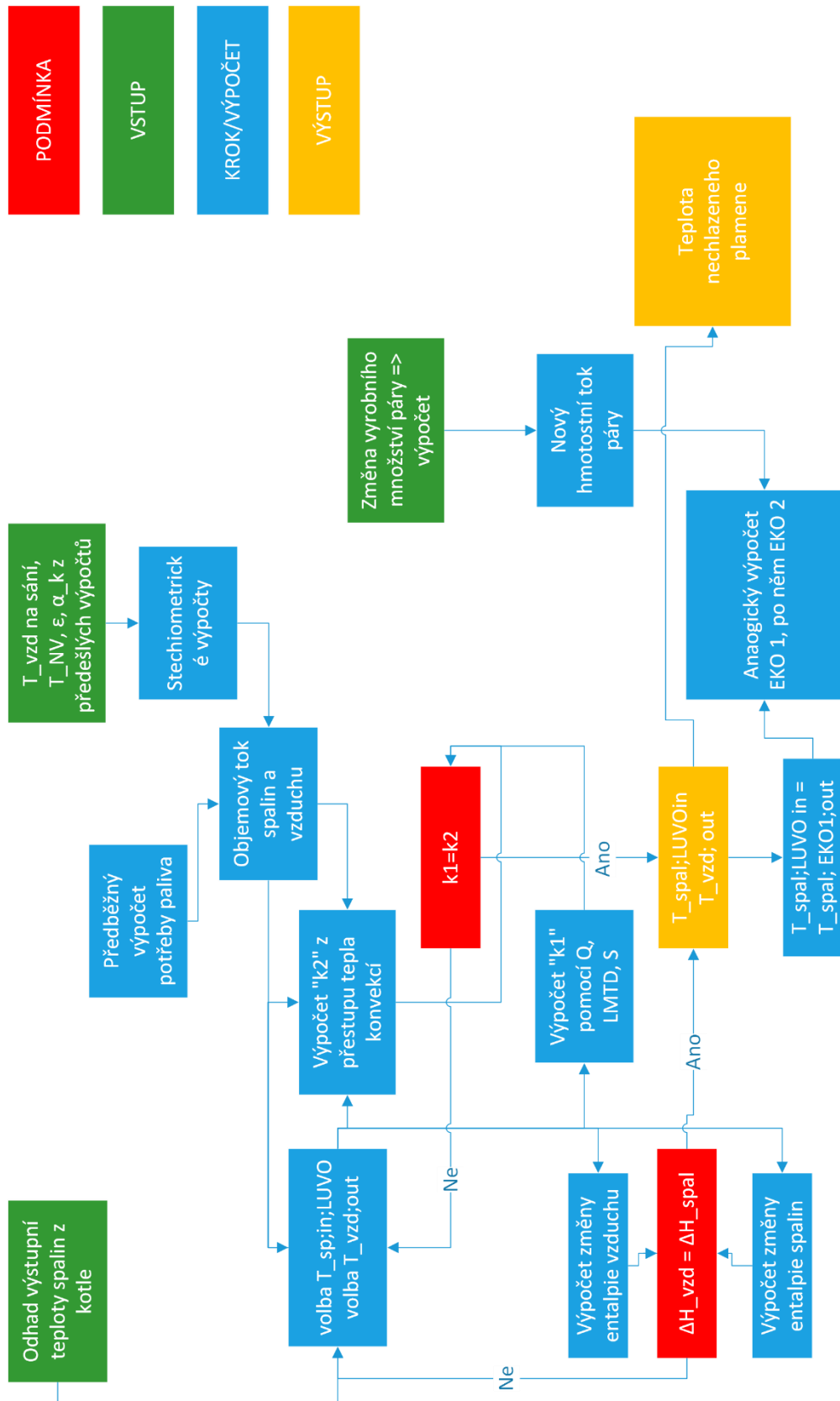


Diagram 1: Postup výpočtu LUVO v novém modelu

Postup výpočtu Výparníku a PP

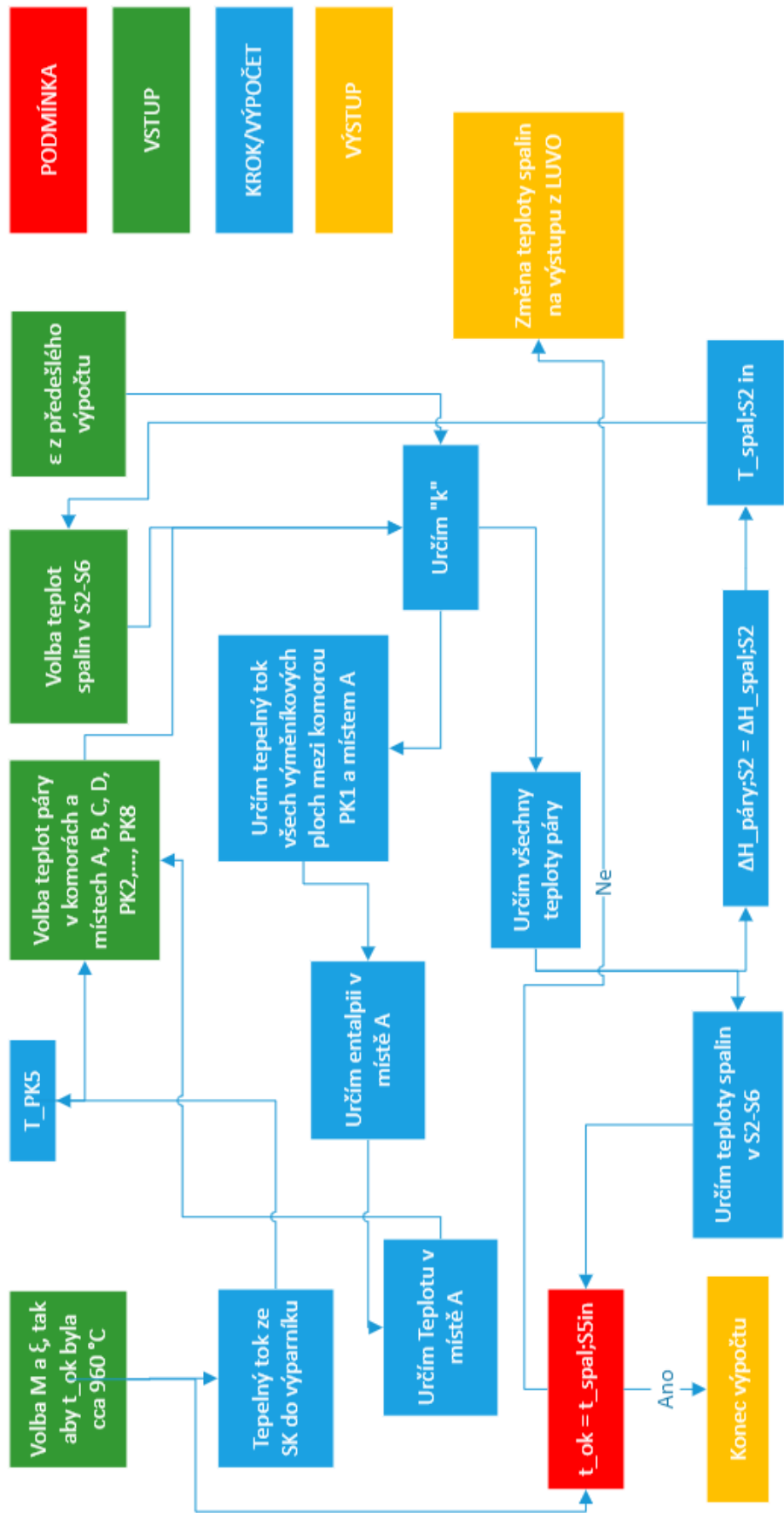


Diagram 2: postup výpočtu PP a Výparníku

3.2.1 Shrnutí

Varianta 1.A je varianta s průtokem páry 191,33 t/hod. Změnou palivové základny, spalovací technologie fluidního spalování a odstraněním LUVO 2 je kotel schopen vyrobit dané množství páry o teplotě maximálně 486,91 °C. Teplota výstupních spalin z kotle je 191,33 °C. Je to celkem vysoké číslo. Díky němu klesla reálná účinnost kotle na 90,56 %. Referenční účinnost je 92,2 %.

Tabulka 39: souhrn výsledků výpočtu Varianty 1

Varianta	1	
Verze	A	
Teplota páry na výstupu	486,91	°C
Průtok páry	191,33	t/h
Pokles účinnosti kotle	-1,61	%
Potřeba paliva	11,31	kg/s
Teplota vys. Spalin	191,94	°C

Jelikož teplota páry na výstupu z kotle nedosahuje požadované parametry, po konzultaci s vedoucím práce jsem se rozhodnul vytvořit další variantu řešení.

Varianta 2 také spočívá ve změně palivové základny a odstranění LUVO 2. Na místě uvolněném po ohříváku vzduchu, však uvažuje s umístěním Přehříváku Páry (PP nový), do kterého by vstupovala sytá pára z bubny a vystupovala přehřátá pára, která by byla odvedena do PK 1.

Cílem výpočtu Varianty 2 bylo najít co nejvyšší teplotu páry na výstupu z kotle (T_{PK8}). Maximální teplota by však neměla přesahovat 528 °C, tak jak byla max. teplota v původním kotli. Jelikož nejsou k dispozici informace o optimálních vlastnostech páry vystupující z kotle do turbíny, jako teplota, tlak a množství, budeme se snažit dodat páru o podobných parametrech jako to bylo ve výpočtu původního modelu, a to již zmíněných 528 °C a tlaku 9,68 MPa.

3.3 Varianta 2

Rozdíl mezi variantou 1 a 2 je využití volného prostoru, který vzniknul po odstranění LUVO 2. Na jeho místo se umístí nový přehřívák páry (označen jako „PP nový“). Do tohoto přehříváku vstupuje sytá pára přímo z bubnu a z PP nový vystupuje přehřátá pára přímo do komory PK1 a dále do PP1.

Konstrukční je PP nový řešen totožně jako EKO 1. Nutné je zkontrolovat, jak bude vypadat přestup tepla a rychlosti proudění spalin a páry. w_{spalin} by neměla přesahovat 10 m/s a $w_{\text{páry}}$ 20. Při vyšších rychlostech by mohlo dojít k nižšímu prostupu tepla.

Postup je stejný jako byl výpočet EKO 1.

Součinitel zanesení jsem zvolil stejný jako v EKO 1 díky jejich konstrukční podobnosti a umístění nad sebe v proudu spalin. Výsledky jsou v Tabulka 40.

Tabulka 40: kontrola rychlostí v PP nový – Varianta 2.A

w_p	9,825	m/s
w_s	8,006	m/s
α_k	86,299	W/m ² /K
k	64,406	W/m ² /K

Rychlosti splňují podmínky, které byli zmíněny výše.

Po odstranění LUVO 2 se ve proudu spalin uvolnilo místo o délce 4,450 m. Z geometrie EKO 1 při zohlednění potřebného místa pro vstupní a výstupní komoru je největší možný počet řad v podélném směru proudění spalin z_2 roven 63.

3.3.1 Shrnutí

Ve Variantě 2.A bylo uvažováno s průtokem páry 191,33 t/hod. Výpočet jsem provedl pro počet řad v podélném směru (z_2) 1; 10; 20; 28; 32; 42. Výsledky z daných výpočtů jsou v Tabulka 41.

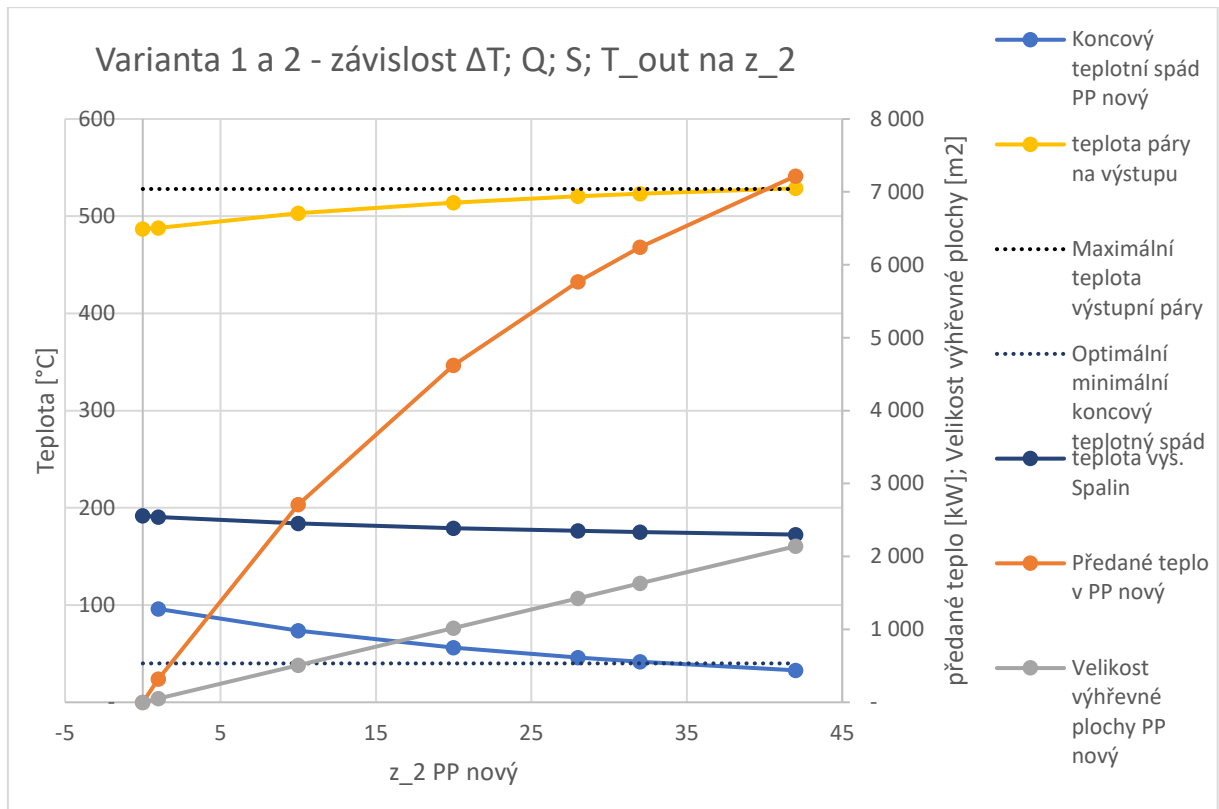
Tabulka 41: Výsledky výpočtů Varianty 2 a porovnání s Variantou 1

Varianta	1	2	2	2	2	2	2
z_2	0	1	10	20	28	32	42
Teplota páry na výstupu	486,91	488,00	503,00	514,02	520,52	523,21	528,70
Průtok páry	191,33	191,33	191,33	191,33	191,33	191,33	191,33
Pokles účinnosti kotle	-1,61	-1,55	-1,21	-0,95	-0,76	-0,72	-0,58
Potřeba paliva	11,31	11,12	11,21	11,29	11,33	11,35	11,38
Teplota vystupných spalin	191,94	190,69	184,11	179,21	176,27	175,05	172,53
Velikost výhřevné plochy PP nový	0	50,96	509,57	1 019,14	1 426,80	1 630,63	2 140,20
Předané teplo v PP nový	0	318,90	2 713,75	4 624,03	5 766,07	6 241,67	7 218,41
Koncový teplotní spád PP nový	-	96,01	73,83	56,36	45,99	41,69	32,88

Maximální teplota páry je při počtu řad $z_2=42$. Pokles účinnosti kotle oproti současnému stavu je taky při $z_2=42$ nejnižší. Z konzultace s vedoucím práce však vyplynulo že minimální teplotní spád ve výměníku by měl být alespoň 40°C . Při nižších rozdílech je omezený prostup tepla. Nejlepší parametry ($t_{\text{páry}}$ výstupní a účinnost kotle) a teplotní spád vyšší než 40°C jsou dosaženy při počtu řad $z_2 = 32$.

3.4 Porovnání Variant

Z výsledků výpočtů jsem vytvořil Graf 9. Varianta 1 je zobrazena jako Varianta se z_2 rovno 0 (první zleva). Při dodržení podmínek minimálního teplotního spádu v PP nový alespoň 40°C , Optimální teploty páry na výstupu z kotle přibližně 528°C se nejlepší variantou jeví varianta 2.A s počtem řad trubek v PP nový z_2 rovno 32.



Graf 9: Porovnání výsledků Variant 1 a 2

3.4.1 Diskuse

Při změně používaného paliva, změně spalovací technologie, a s tím spojeného snížení výkonu by teplota výstupních spalin klesla na přibližně 486 °C. Při této úpravě by došlo k odstranění LUVO2 ze spalinovodu. Tento volný prostor v proudu spalin by mohl být využit pro vložení dalšího dílu PP.

Konstrukčně by tento PP byl totožný s EKO 1. Po kontrole uvolněného prostoru po LUVO 2, jsem dospěl k maximální velikosti nového PP a to s počtem řad v podélném směru proudění spalin „ z_2 “ rovno 63.

Nakonec jsem zvolil za nejvhodnější velikost nového PP z_2 rovno 32. Tento PP dosahoval nejvyšší teplotu páry a zároveň byl minimální teplotní spád vyšší než 40 °C.

Se zvětšováním PP nový dochází i k lepšímu využití tepla ve spalinách, a tedy výstupní teplota spalin se snižuje. To snižuje i komínovou ztrátu a zvyšuje celkovou účinnost kotle.

Tabulka 42: Porovnání nových řešení a původního kotle.

Varianta	1	2	Původní kotel	jednotky
Teplota páry na výstupu	486,91	523,21	528	°C
Účinnost kolte	90,56	91,48	92,2	-
Potřeba paliva	11,31	11,35	13,57	kg/s
Teplota vys. Spalin	191,94	175,05	169,8	°C
Výrobní teplo páry	139,19	141,07	183,68	MW_t

Pro optimální volbu řešení by však bylo nutné porovnat výsledek z více hledisek. Je nutné použít PP o této velikosti? Jak ovlivní výkon a životnost turbíny změna parametrů páry? Jak velké by byly investiční náklady pro Variantu 1 a jaké by byly pro Variantu 2? Je zvolena velikost výměníku PP nový optimální i z pohledu nákladů a výnosů?

Výpočet Varianty 1 a 2 lze použít jako podklad pro technicko-ekonomickou studii, která by zhodnotila ekonomické náklady jednotlivých technických řešení.

4 Závěr

V první kapitole jsem provedl výpočet kotel K3 Elektrárny Opatovice na základě provozně měřených dat poskytnutých vedoucím DP. Určil jsem teploty vzduchu, vody, páry a spalin ve všech výměnících a z nich po výpočtu přestupu tepla konvekcí a u vyšších teplot i sáláním určil koeficient prostupu tepla. Porovnáním tohoto koeficientu a koeficientu přestupu tepla konvekcí a sáláním jsem určil koeficient zanesení teplosměnných ploch v případě EKO, PP a Výparníku. V případě LUVO byl výstupem výpočtu součinitel účinnosti teplosměnné plochy. Tyto výstupy i samotný excelový model jsem použil v následující kapitole.

V druhé kapitole jsem se zabíral přehledem TAP relevantním pro další kapitolu práce.

Tou byl tepelný přepočítání kotle pro spalování TAP, kterého vlastnosti mi byly poskytnuty vedoucím práce. Tento přepočítání začal odhadem změny výkonu kotle. Na základě podobného případu, jaký provedla společnost Invelt Service s.r.o. pro jeden z kotlů v Teplárně v Kolíně jsem určil snížení výkonu na 79 % tedy přibližně 191,33 tun páry za hodinu. Pro tento případ jsem vytvořil Variantu 1. Díky volbě fluidního spalování jsem po diskusi s vedoucím práce zvolil zrušení LUVO2.

Jelikož se uvolnil prostor po zrušení LUVO2, rozhodl jsem se do volného prostoru umístit nový PP. Toto řešení jsem označil Varianta 2.. Velikost daného PP byla volena tak aby se dosáhla teplota co nejbližší 528 °C a zároveň aby minimální teplotní spád v novém PP byl alespoň 40 °C. Tyto podmínky nejlépe splnila Varianta 2s počtem řad nového PP 32. Dosáhla teplotu páry víc než 523 °C a minimální teplotní spád v novém PP byl téměř 42 °C.

Výsledky jsem porovnal v částí 3.4.1 Diskuse.

Tato DP splnila všechny dílčí cíle definované v Zadání práce. Práci lze použít jako podklad pro technicko-ekonomické zhodnocení nahrazení palivové základny v EOP.

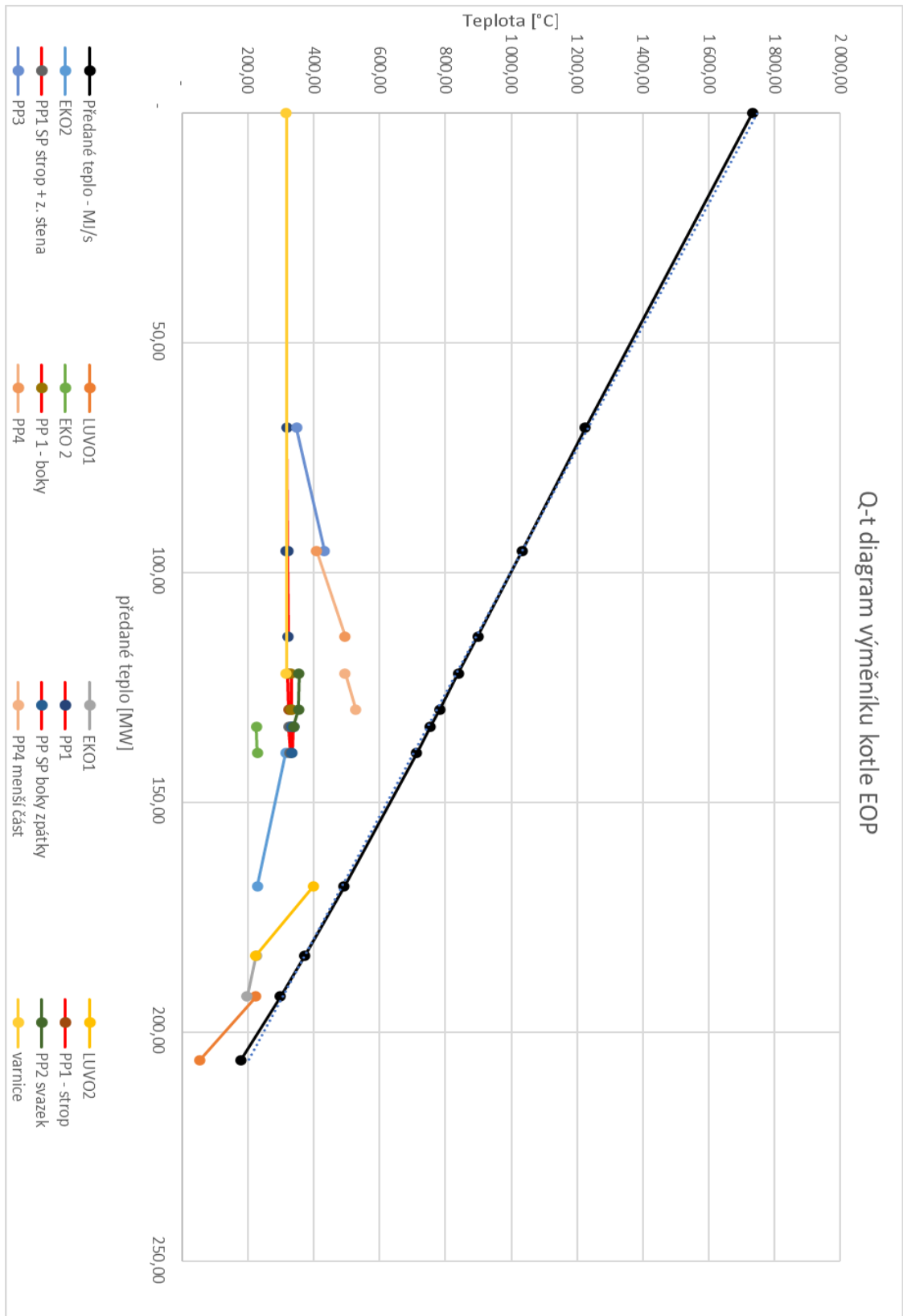
Bibliografie

- (1) DLOUHÝ, Tomáš a České FAKULTA. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: ČVUT, 2002, . Dostupné také z: <https://go.exlibris.link/mcrFgRfW>
- (2) DOLEŽAL, Ing. Pavel. ORGEZ, A.S., DIVIZE TEPELNÉ TECHIKY A CHEMIE. *TECHNICKÁ ZPRÁVA: Spalovací zkoušky s nízkovýhřevným palivem DNT v Elektrárně Opatovice*. 2010.
- (3) KONČICKÝ, Ing. M. ELEKTRÁRNY OPATOVICE, A.S. *Provozní předpis KOT č.6/2010: Místní provozní předpis - kotelna*. 2010, 51 s. Účinnost: 1.4.2010.
- (4) VARGA. INTERNATIONAL POWER OPATOVICE. *Dispozice kotle K3: DT2-03-100-000*. 2006.
- (5) KOLÁŘOVÁ, Marcela. Tuhé alternativní palivo s biomasou. *Biom.cz*. ISSN 1801-2655.
- (6) ČSN EN ISO 21640. *Tuhá alternativní paliva - Specifikace a třídy*. 2021.
- (7) *Process aspects in combustion and gasification Waste-to-Energy (WtE) units*.
- (8) HUTLA, Petr, Petr JEVIČ a Jiří KRÍŽEK. *Topné pelety na bázi alternativních materiálů*.
- (9) *Biomass & bioenergy*. Elsevier Ltd, 1995, . ISSN 0961-9534.

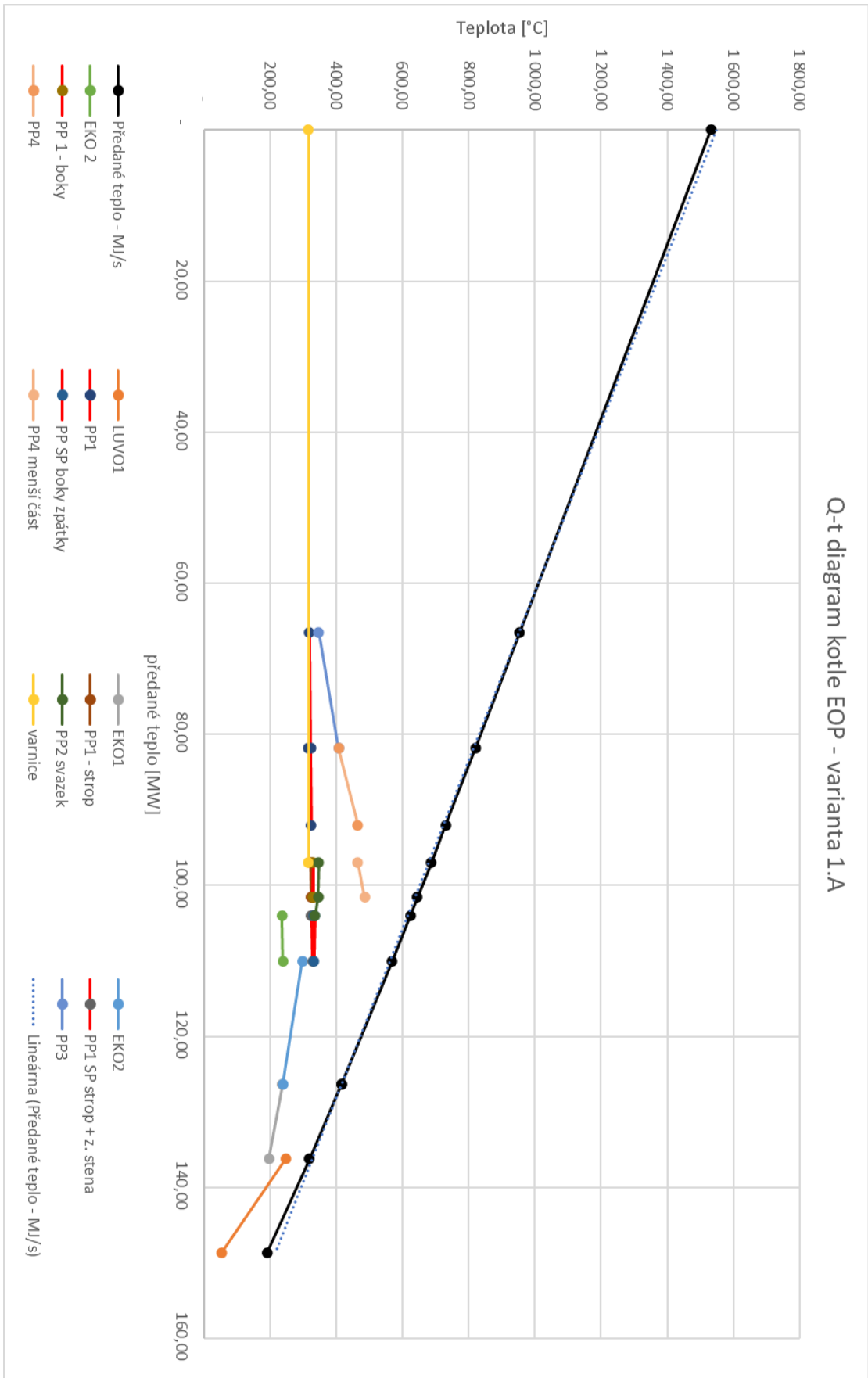
Citovaná literatura

- (1) DLOUHÝ, Tomáš a České FAKULTA. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: ČVUT, 2002, . Dostupné také z: <https://go.exlibris.link/mcrFgRfW>
- (2) DOLEŽAL, Ing. Pavel. ORGEZ, A.S., DIVIZE TEPELNÉ TECHIKY A CHEMIE. *TECHNICKÁ ZPRÁVA: Spalovací zkoušky s nízkovýhřevným palivem DNT v Elektrárně Opatovice*. 2010.
- (3) KONČICKÝ, Ing. M. ELEKTRÁRNY OPATOVICE, A.S. *Provozní předpis KOT č.6/2010: Místní provozní předpis - kotelna*. 2010, 51 s. Účinnost: 1.4.2010.
- (4) VARGA. INTERNATIONAL POWER OPATOVICE. *Dispozice kotle K3: DT2-03-100-000*. 2006.
- (5) KOLÁŘOVÁ, Marcela. Tuhé alternativní palivo s biomasou. *Biom.cz*. ISSN 1801-2655.
- (6) ČSN EN ISO 21640. *Tuhá alternativní paliva - Specifikace a třídy*. 2021.
- (7) *Process aspects in combustion and gasification Waste-to-Energy (WtE) units*.
- (8) HUTLA, Petr, Petr JEVIČ a Jiří KRÍŽEK. *Topné pelety na bázi alternativních materiálů*.
- (9) *Biomass & bioenergy*. Elsevier Ltd, 1995, . ISSN 0961-9534.

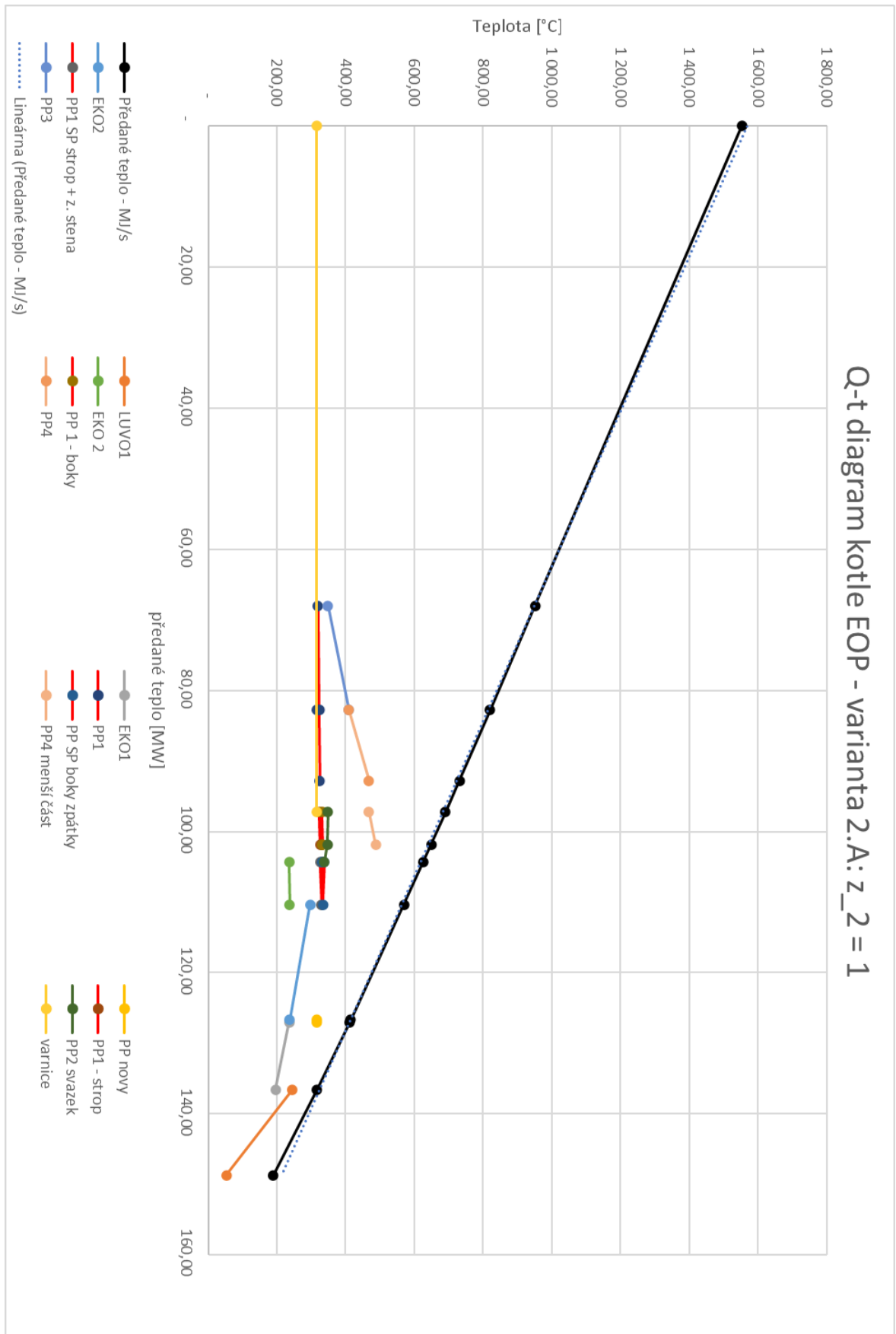
Seznam příloh

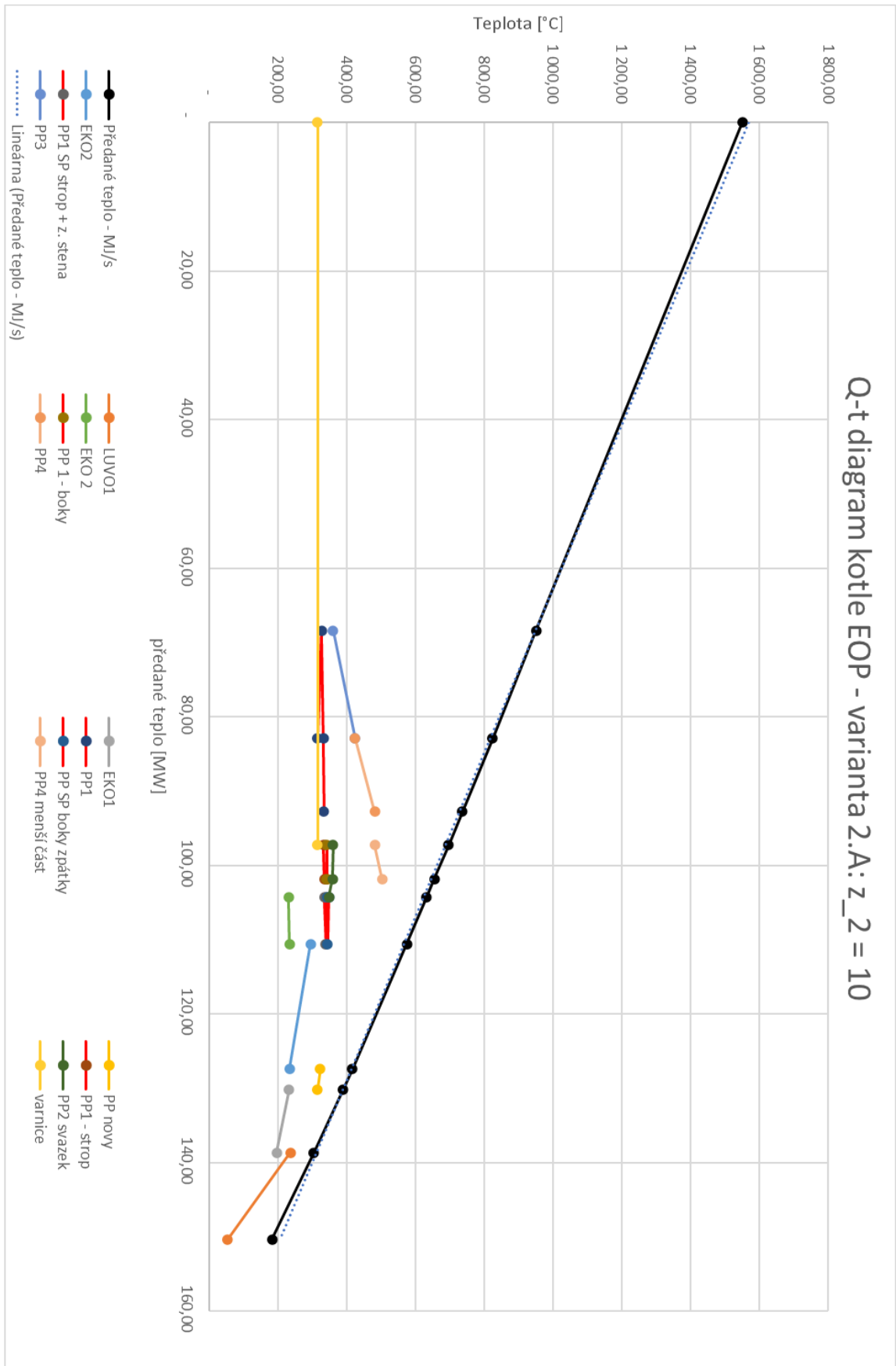


Příloha 1

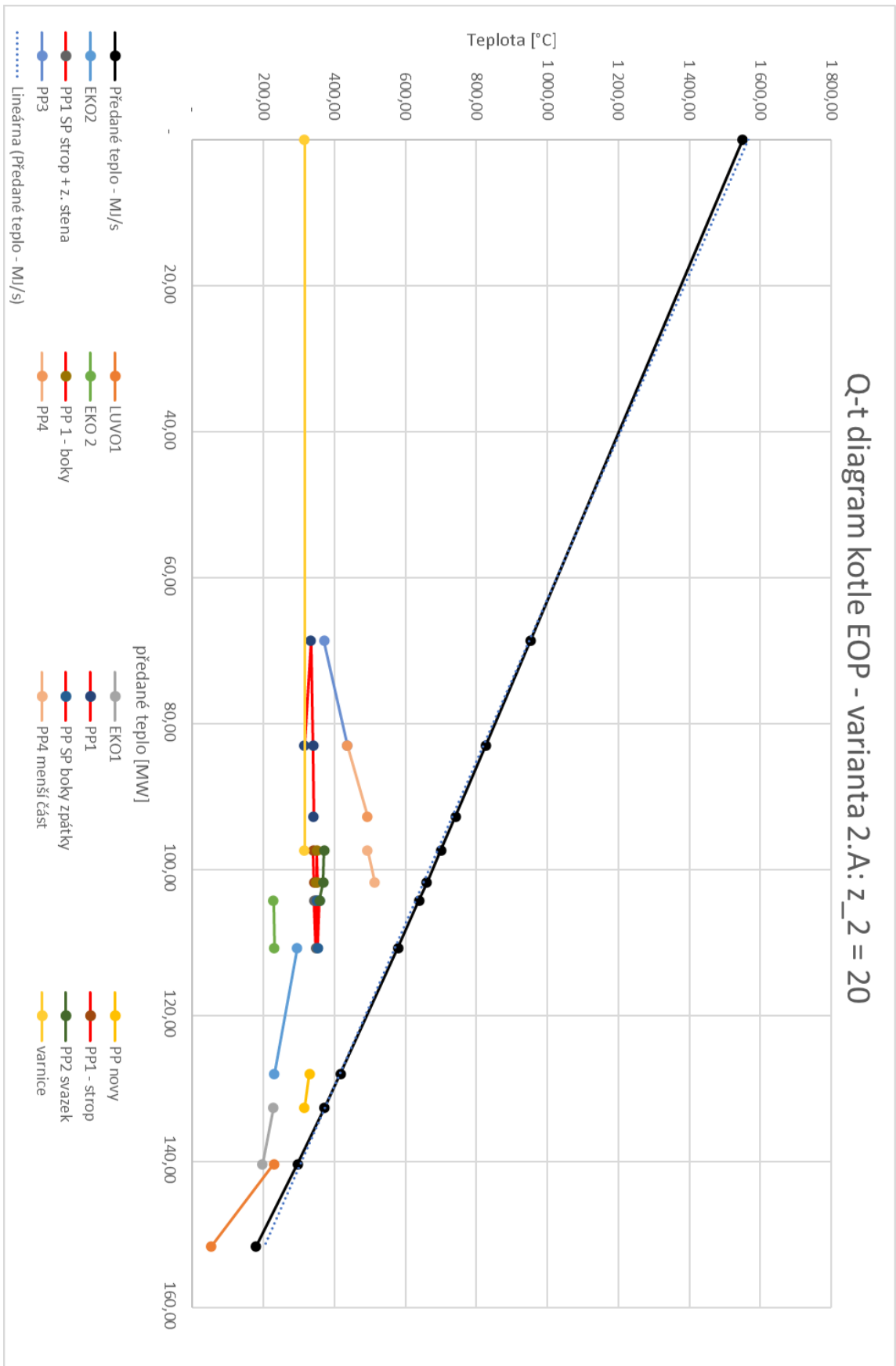


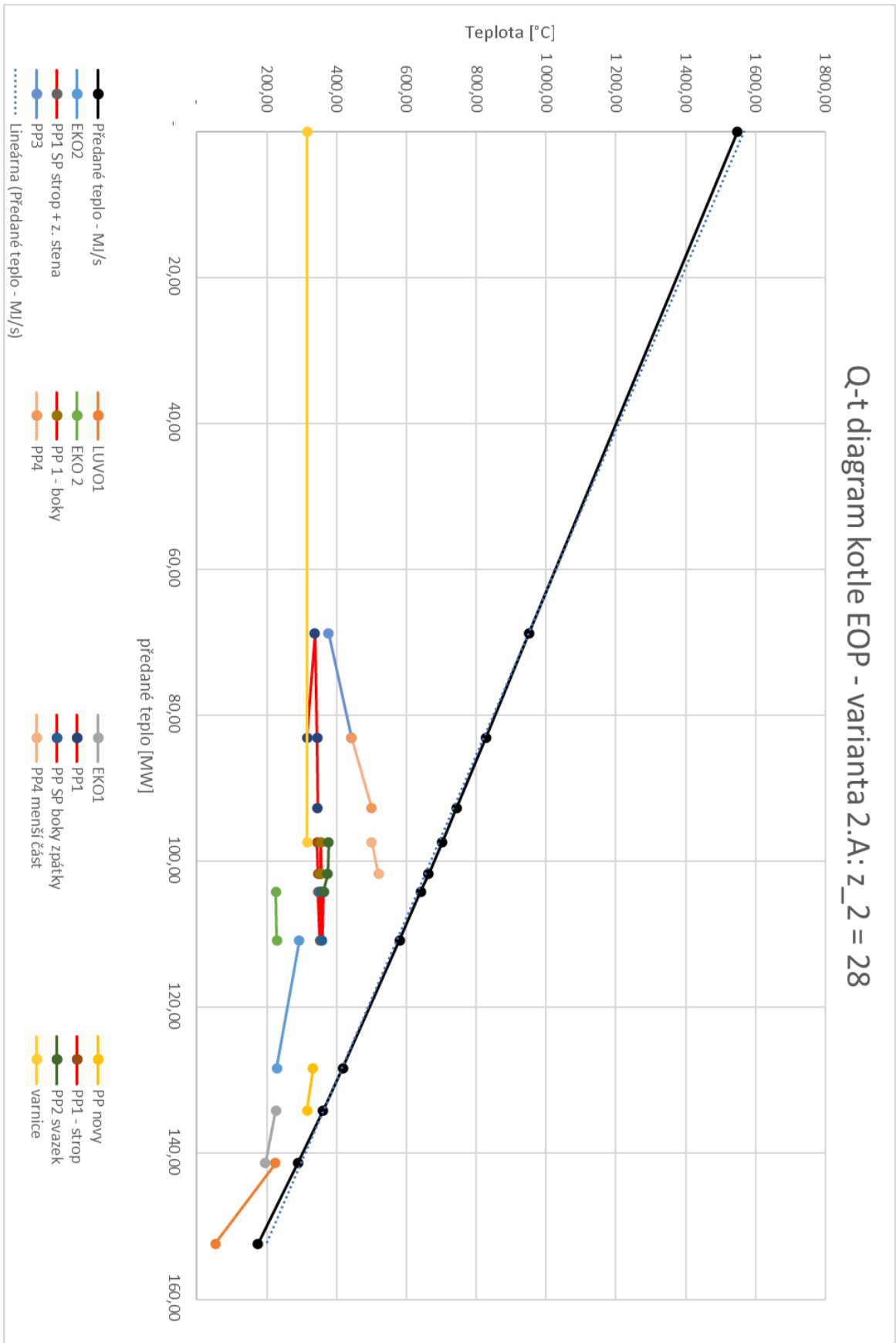
Příloha 2



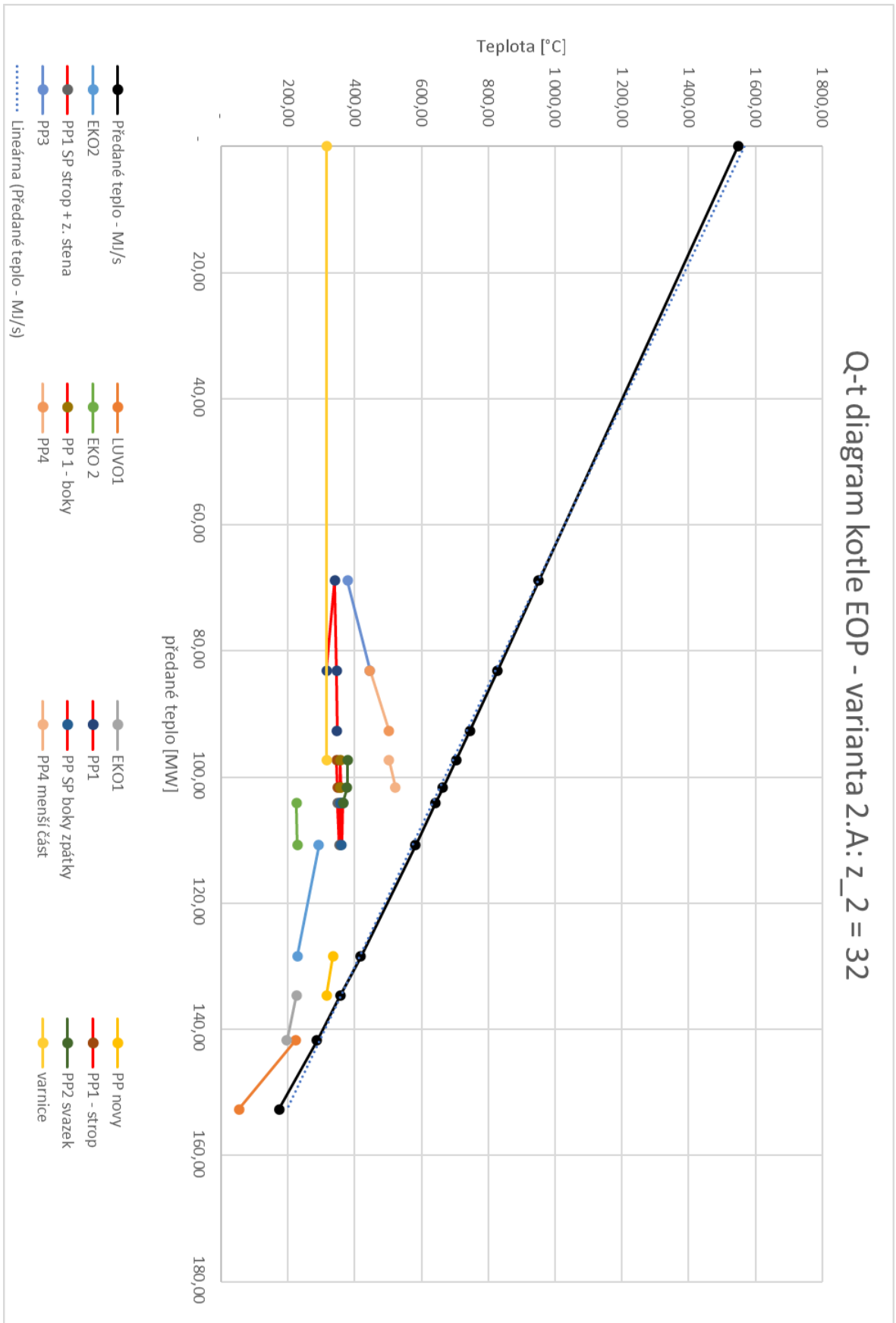


Příloha 4

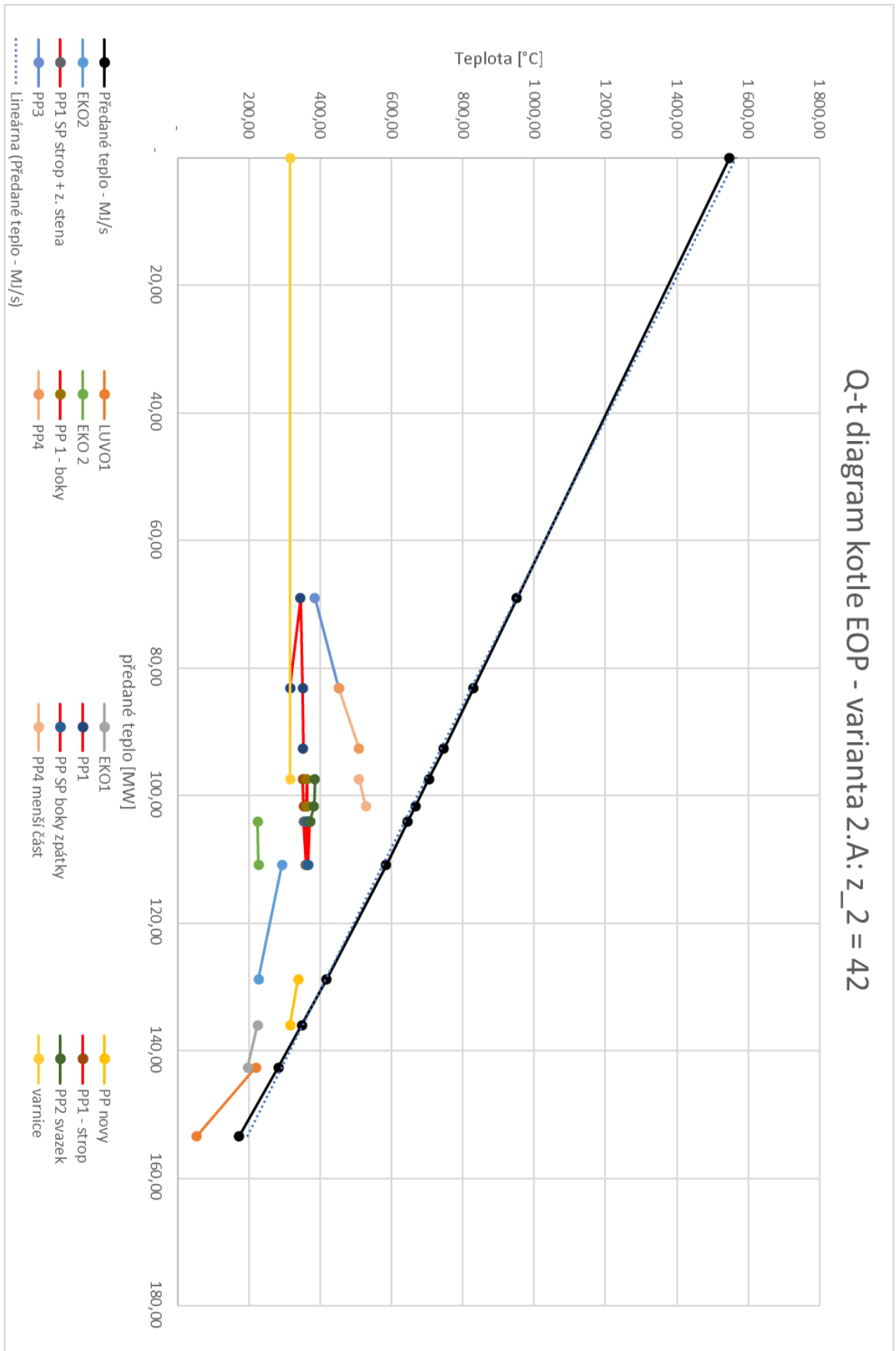




Příloha 6



Příloha 7



Příloha 8

Seznam obrázků

Obrázek 1: výseč z výkresu – LUVO 1 - pohled levý (4)	28
Obrázek 2: výseč z výkresu – LUVO1 – pohled zadní (4)	29
Obrázek 3: Průřez trubkami LUVO 1 a 2	33
Obrázek 4: schéma tlakovodního celku kotle 6 EOP (3)	36
Obrázek 5: Výseč z výkresu kotle, Sektory 1 (červená) a 2 (žlutá)	37
Obrázek 6: řez EKO 1 - pohled levý (4).....	39
Obrázek 7: řez EKO 1 - pohled zadní (4)	40
Obrázek 8: řez trubkami EKO 1 kolmý na směr proudění vody.....	40
Obrázek 9: Výseč z výkresu EKO 2 – pohled zadní (4).....	45
Obrázek 10: Výseč z výkresu EKO 2 – pohled levý (4).....	46
Obrázek 11: řez trubkami EKO 2 kolmý na směr proudění vody.....	49
Obrázek 12: Rozdělení PP a zobrazení jednotlivých komor. (3)	53
Obrázek 13: Schéma výpočtu teplot, tepelných toků a "k" ve spalinovodu	60
Obrázek 14: TAP ve formě peletek (8)	77
Obrázek 15: vlákenné chmýří používané na výrobu briket	79

Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní parametry kotle K3 EOP (3).....	11
Tabulka 2: typy paliv spalovaných v K3 EOP (3).....	11
Tabulka 3: Prvkový rozbor paliva (2).....	13
Tabulka 4: termodynamické vlastnosti vody a páry v jednotlivých komorách kotle ...	21
Tabulka 5: parametry spalin a vzduchu v LUVO 1 a 2	23
Tabulka 6: parametry spalin a vody v EKO 1 a 2	24
Tabulka 7: Geometrie LUVA.....	26
Tabulka 8: Tepelná bilance LUVO.....	26
Tabulka 9: hodnoty Q , ΔT_{In} a k pro LUVO	28
Tabulka 10: Fyz. vlastnosti spalin LUVO 1	31
Tabulka 11: Fyz. vlastnosti vzduchu LUVO 1	32
Graf 5: Q-t diagram LUVO 2	
Tabulka 12: Výsledky výpočtu LUVO 2.....	35
Tabulka 13: Koeficient prostupu tepla EKO 1 + 2.....	38
Tabulka 14: Fyz. vlastnosti spalin LUVO 1	42
Tabulka 15: Fyz. vlastnosti spalin LUVO 1	48
Tabulka 16: rozdělení teplosměnných ploch mezi sektory	51
Tabulka 17: Předběžné rozdělení tepelných toků ve výparníku	52
Tabulka 18: PP velikosti T. p. a tepelné výkony	53
Tabulka 19: Určení tepelných toků ve výparníku a PP	54
Tabulka 20: Předběžné rozdělení teplot v sektorech.....	56

Tabulka 21: Předběžné určení LMTD a k v PP a výparníku	57
Tabulka 22: úprava tepelných toků ve výparníku.....	58
Tabulka 23: 1. iterace určení tepelného toku v Sektorech.....	59
Tabulka 24: teploty spalin v spalovací komoře	60
Tabulka 25: Shrnutí důležitých veličin spalin a páry/vody v Sektorech 2-6	61
Tabulka 26: Rychlosti spalin ve spalovací komoře	61
Tabulka 27: souhrn výpočtu s. zanesení S2-S6	67
Tabulka 28. Geometrické parametry SK	67
Tabulka 29: výsledné koeficienty ve SK.....	72
Tabulka 30: finální teploty spalin v Sektorech	73
Tabulka 31: Finální parametry v jednotlivých TP.....	73
Tabulka 32: finální parametry definující prostup tepla v TP.....	74
Tabulka 33: Bilanční porovnání modelu stávajícího kotle.....	75
Tabulka 34: Rozdělení TAP na třídy (6)	76
Tabulka 35: Počet jednotek spaloven podle typu technologie pro roky 2011-2012 (7)	77
Tabulka 36: Palivové a prvkové složení TAP a dřevních peletek (8).....	78
Tabulka 37: Palivové vlastnosti nového paliva	79
Tabulka 38: Odhad změny výkonu	81
Tabulka 39: souhrn výsledků výpočtu Varianty 1	85
Tabulka 40: kontrola rychlostí v PP nový – Varianta 2.A.....	86
Tabulka 41: Výsledky výpočtů Varianty 2 a porovnání s Variantou 1	87

Tabulka 42: Porovnání nových řešení a původního kotle.....89

Seznam Grafů

Graf 1: Měrná entalpie [kJ/kg paliva] - teplota[°C] diagram 16

Graf 2: Diagram závislosti Z_{sv} na jmenovitém výkoně kotle..... 18

Graf 3: Porovnání naměřených a vypočtených teplot spalin25

Graf 4: Q-t diagram LUVO 1.....27

Graf 5: Q-t diagram LUVO 2
Tabulka 12: Výsledky výpočtu LUVO 2.....35

Graf 6: Q - t diagram EKO 142

Graf 7: Q - t diagram EKO 2.....48

Graf 8: I - t diagram spalin v Spalovací komoře.....56

Graf 9: Porovnání výsledků Variant 1 a 288