



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TERMOLEJOVÉHO KOTLE SPALUJÍCÍHO DŘEVNÍ ŠTĚPKU

DRAFT OF THERMAL-OIL BOILER FIRED WITH WOOD CHIPS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Vojtek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Marek Vojtek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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

Návrh termolejového kotle spalujícího dřevní štěpku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je koncepční, tepelný a projekční návrh termolejového kotle spalujícího dřevní štěpku. Výkon kotle je 2 MW, teploty termoleje jsou 300/170 °C.

Cíle diplomové práce:

Proved'te:

- Koncepční návrh teplovodního kotle.
- Tepelný, aerodynamický a hydraulický výpočet kotle.
- Projekční výkres kotle s uvedením rozměrů hlavních částí, rozložení a řešení teplosměnných ploch, jejich vestaveb, usměrnění proudů, spalinových kanálů apod. Projekční výkres rozpracujte do úrovně podkladů dostatečných pro následné konstrukční zpracování. Projekční výkres musí obsahovat všechny náležitosti a popisy, které jsou potřebné pro pochopení návrhu a následné konstrukční zpracování.
- Ideový návrh technologií souvisejících s provozem kotle (palivové hospodářství, odvod popele, čištění spalin) v úrovni jednoduchých náčrtů s jejich popisem a s jejich zakomponování do sestavy technologie do funkčního celku s kotlem.

Seznam literatury:

Kakac, S.: Boilers, Evaporators and Condensers, ISBN 978-0-471-62170-6

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Polesný, B., Krbek, J., Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál - Návrh a výpočet, skript
VUT 1999, ISBN 80-214-1334-4

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá termoolejovým kotlom spaľujúcim drevnú štiepku. V prvej časti sa nachádza koncepčný návrh kotla, ktorý bol vytvorený na základe rešerše výrobcov termoolejových kotlov a definovaného paliva. V ďalších kapitolách je spracovaný tepelný, hydraulický a aerodynamický výpočet. V poslednej časti sa nachádza ideový návrh technológii súvisiacich s prevádzkou kotla. V prílohách je vložený projekčný výkres, ktorý obsahuje všetky potrebné informácie pre konštrukčné spracovanie kotla.

ABSTRACT

This master's thesis is dealing with thermal-oil boiler fired with wood chips. In the first part is the conception of the boiler, created on the base of the search of thermal-oil boilers producers and defined fuel. In the next section is the heat-transfer, aerodynamic and hydraulic calculation. In the last part is the design of the boiler technologies. In the appendix is the projection drawing which includes all important information for the construction draft.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Termoolejový kotol, Drevná štiepka, Tepelný výpočet

KEYWORDS

Thermal-oil boiler, Wood chips, Heat-transfer calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

VOJTEK, M. *Návrh termolejového kotle spalujícího dřevní štěpku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D..

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že túto diplomovú som vypracoval samostatne, pod dohľadom vedúceho práce a všetky použité zdroje som citoval.

V Brne dňa 23.05.2016

.....
Marek Vojtek

POĎAKOVANIE

Týmto by som chcel poďakovať vedúcemu mojej práce Ing. Marekovi Balášovi, Ph.D. za cenné rady a pripomienky pri spracovaní tejto diplomovej práce. Ďalej by som chcel poďakovať Ing. Stanislavovi Kramlovy z firmy TENZA, a.s. za odborné konzultácie a materiály, ktoré mi poskytol k spracovaniu tejto práce.

1. ÚVOD.....	11
2. KONCEPCIA	12
2.1. Palivo - biomasa	12
2.2. Výrobcovia termoolejových kotlov	13
2.2.1. TTS group.....	13
2.2.2. INMIS ENERGY - Maxxtec	14
2.2.3. INMIS ENERGY - Mimsan	15
2.2.4. Cannon.....	16
2.2.5. Atoma	16
2.2.6. Kornfeil	17
2.3. Koncepčný návrh	18
3. TEPELNÝ VÝPOČET	20
3.1. Definícia paliva.....	20
3.2. Prvkové zloženie paliva	22
3.3. Objemy vzduchu a spalín.....	23
3.3.1. Výpočet minimálneho množstva vzduchu	23
3.3.2. Výpočet minimálneho množstva spalín	24
3.3.3. Súčiniteľ prebytku vzduchu	25
3.3.4. Skutočné množstvo vzduchu a spalín.....	25
3.3.5. Hmotové množstvá vzduchu a spalín.....	26
3.4. Entalpia vzduchu a zložiek spalín.....	26
3.5. Tepelná bilancia kotla.....	29
3.6. Straty a tepelná účinnosť kotla	30
3.6.1. Strata horľavinou v spalínach (chemický nedopal).....	30
3.6.2. Strata horľavinou v tuhých zbytkoch (mechanický nedopal).....	31
3.6.3. Strata fyzickým teplom tuhých zbytkov.....	33
3.6.4. Strata zdieľaním tepla do okolia (strata sálaním).....	33
3.6.5. Strata citel'ným teplom (komínová strata).....	35
3.6.6. Tepelná účinnosť kotla	35
3.7. Výpočet spaľovacej komory	36
3.7.1. Veľkosť a zaťaženie spaľovacej komory	36
3.7.2. Charakteristické teploty spaľovania	37
3.7.3. Recirkulácia spalín	38
3.8. Výpočet olejového výmenníku	41
3.8.1. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane oleja	42
3.8.2. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane spalín	44
3.8.3. Výpočet súčiniteľa prostupu tepla.....	48

3.8.4.	Kontrola maximálnej teploty olejového filmu kritickej trubky.....	51
3.8.5.	Závesy termoolejového výmenníka.....	53
3.9.	Výpočet ohrievača vzduchu.....	54
3.9.1.	Bilančný výpočet.....	54
3.9.2.	Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane spalín	55
3.9.3.	Výpočet súčiniteľa prestupu tepla zo strany vzduchu	56
3.9.4.	Výpočet súčiniteľa prostupu tepla.....	57
4.	HYDRAULICKÝ VÝPOČET	60
4.1.	Tlaková diferencia medzi vstupom a výstupom výmenníka	60
4.2.	Určenie rýchlosti prúdenia oleja v kritickej trubke	61
5.	AERODYNAMICKÝ VÝPOČET	64
5.1.	Tlaková strata olejového výmenníka na strane spalín	64
5.2.	Tlaková strata OVZ na strane spalín	64
5.3.	Tlaková strata prvého ťahu	65
5.4.	Tlaková strata prvého obratu	66
5.5.	Tlaková strata druhého obratu	66
5.6.	Tlaková strata navrhovaného zariadenia na strane spalín.....	67
5.7.	Tlaková strata na OVZ na strane vzduchu.....	67
6.	IDEOVÝ NÁVRH TECHNOLOGIÍ KOTLA SÚVISIACICH S JEHO PROVOZOM ...	68
7.	ZÁVER.....	69
8.	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	71
9.	PRÍLOHY	84

1. ÚVOD

Ekonomické hľadisko zastáva v dnešnej dobe jednu z najdôležitejších vecí pri novom projekte v energetickej sfére. Investor sa snaží nájsť najekonomickejšie riešenie svojho projektu, či už z hľadiska prvej investície alebo prevádzkových nákladov daného zariadenia počas jeho životnosti. Neustále sprísňujúce sa emisné limity a obmedzené zdroje fosílnych palív vedú investorov, projektantov a konštruktérov k neustálemu hľadaniu nových možností zvyšovania účinnosti zariadení a tým aj k úspore primárnych zdrojov energie.

Jednou z možností úspory primárnych zdrojov energie je využitie obnoviteľných zdrojov energie. Obnoviteľné zdroje energie majú svojich odporcov i zástancov, svoje prednosti i nevýhody. Pomaly už začína byť jasné, že bez obnoviteľných zdrojov energie nebude možné zabezpečiť potreby dnešnej konzumnej spoločnosti. Trvalo udržateľný model energetiky len pomocou fosílnych palív sa javí v blízkej budúcnosti ako utópia.

Česká a Slovenská republika disponuje dobrým potenciálom pre výrobu a ťažbu biomasy, či už vo forme drevnej alebo rastlinnej. Tak prečo nevyužiť tento potenciál?

Termoolejový kotol spaľujúci drevnú štiepku v sebe spája dve nesporné výhody. Prvou je využívanie domácich obnoviteľných zdrojov, ktorými je zabezpečená určitá miera energetickej nezávislosti danej krajiny. Navyše pestovaním, ťažbou a spracovaním drevnej biomasy budú vytvorené nové pracovné miesta, ktoré podporia ekonomiku krajiny. Druhou výhodou je ekonomika celého projektu. Z hľadiska prvej investície hrajú dôležitú úlohu fyzikálne vlastnosti termooleja. Pre udržanie termooleja v kvapalnom stave pri teplote 300 °C je potrebný tlak maximálne 1 MPa, naopak pre vodu približne 10 MPa. Je zjavné, že náročnosť konštrukcie zariadenia na tlaky s rozdielom jeden rád bude odlišná. Táto skutočnosť hraje v prospech termoolejového kotla. Prevádzkové náklady na výrobu energie z drevnej štiepky alebo z fosílnych palív sú nižšie pri výrobe energie z drevnej štiepky. Samozrejme biomasa ako palivo má i svoje nevýhody. Významnou položkou v cene drevnej štiepky je doprava nákladnými autami z miesta ťažby na miesto spotreby. Je všeobecne známe, že doprava drevnej štiepky do miesta spotreby sa ekonomicky vypláca pri dovoze z okruhu 50 km. Z toho plynie nutnosť umiestnenia termoolejového kotla v blízkosti zdroja drevnej štiepky. Ďalšou nevýhodou kotla na biomasu je palivové hospodárstvo, ktoré je napríklad pri kotli na zemný plyn veľmi jednoduché. U kotlov na biomasu je nevyhnutný objemný priestor na uskladnenie paliva, či už vo forme krytej alebo nekrytej skládky paliva.

V energetickej sfére nájdeme termoolejové kotly uplatnenie ako primárny zdroj organického Rankine-Clausius cyklu (ORC), kde zásobujú sekundárny okruh vysokopotenciálnym teplom o nízkom tlaku. Ďalším využitím v energetickej sfére je termoolejový kotol ako zdroj tepla pre systém centrálného zásobovania teplom. V priemyselnej sfére nachádzajú termoolejové kotly uplatnenie v chemickom priemysle, kde slúžia pre ohrev a následné čerpanie vysoko viskózných látok. V pekárskom priemysle zasa slúžia ako zdroj vysokopotenciálneho tepla pre tepelnú úpravu ich produktov.

V tejto práci sa zameriam na návrh vlastného termoolejového kotla, ktorý bude spájať vyššie spomenuté výhody termooleja a drevnej štiepky ako obnoviteľného zdroja energie.

2. KONCEPCIA

2.1. Palivo - biomasa

Biomasa sa rozumie materiál rastlinného a živočíšneho pôvodu. Rastlinná biomasa sa rozdeľuje na drevnú a nedrevnú časť. Nedrevnú časť biomasy tvorí väčšinou poľnohospodársky priemysel a to hlavne: slama, obilniny, olejniny a ostatné energetické plodiny. Drevnú časť tvorí nadzemná a podzemná masa stromov alebo porastu. Táto práca je zameraná na zariadenie spaľujúce drevnú štiepku, preto sa v tejto podkapitole zameriam na biomasu rastlinného pôvodu.

Biomasa je vo všeobecnosti oproti fosílnym palivám, ktoré vznikli anaeróbnou premenou pred stovkami miliónov rokov, geologicky veľmi mladé palivo. Biomasa obsahuje veľký podiel vlhkosti, čo má za príčinu nižšiu výhrevnosť. Geologicky mladé palivá obsahujú veľký podiel prchavej horľaviny paliva, čomu sa musí prispôbiť spaľovacia komora, pretože prchavá horľavina horí dlhým plameňom. Výhodou je malý obsah popolovín, ktorý je o rád menší ako u hnedých uhlí. Prvkové zloženie jednotlivých druhov biomasy je veľmi podobné, preto aj výhrevnosť a spalné teplo je pri rovnakej vlhkosti podobné. Ďalšou výhodou biomasy je zanedbateľné množstvo obsahu síry v palivu, tomu zodpovedajú aj minimálne obsahy emisií SO_x v spalínach.

Spaľovaním biomasy vzniká tzv. CO_2 neutrálne, to znamená že, spálením biomasy sa uvoľňuje do atmosféry CO_2 , ktorý bol naviazaný z atmosféry pri jej raste (tzn. jednotky až desiatky rokov). Toto CO_2 sa môže opäť naviazať na biomasu pri jej raste. Avšak pri spaľovaní fosílnych palív vzniká CO_2 , ktorý sa naviazal pred stovkami miliónmi rokov.

Biomasa obsahuje oproti fosílnym palivám vyššie množstvo chlóru, ktorý pri teplotách nad $600\text{ }^\circ\text{C}$ spôsobuje vysokoteplotnú koróziu výhrevných plôch. Chlór spolu s fluórom a sírou zvyšujú rosný bod spalín a tým pri nízkych teplotách spôsobujú nízkoteplotnú koróziu. Alkalické kovy ako sodík a draslík znižujú charakteristické teploty spaľovania a tým hrozí možnosť nalepovania popolčeka na teplosmenné plochy kotla.

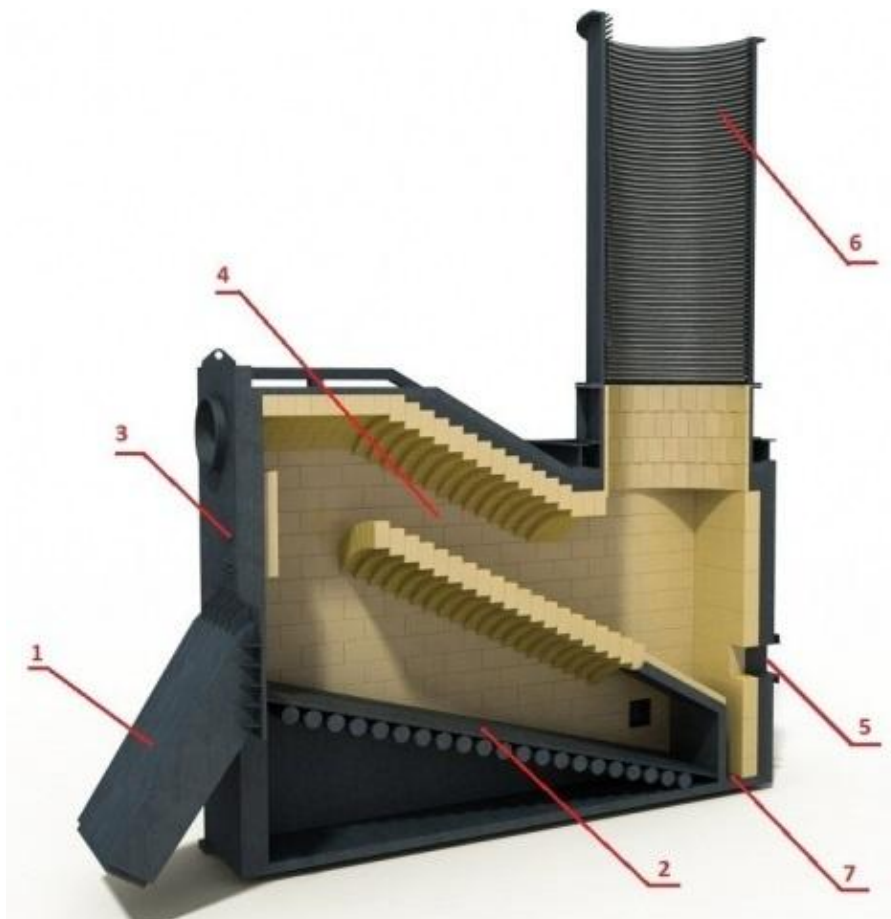
Drevná štiepka vzniká rezacím a sekacím účinkom nožov naprieč vláknami drevnej hmoty. Štiepka sa vyrába na požadovanú frakciu, potrebnú pre dané spaľovacie zariadenie. Pre navrhované spaľovacie zariadenie volím energetickú štiepku ktorá sa charakterizuje najlepším pomerom cena/výhrevnosť.

2.2. Výrobci termoolejových kotlov

V tejto podkapitole je spracovaná rešerš výrobcov termoolejových kotlov spaľujúcich biomasu. Napriek strohým informáciám výrobcov o ich produktoch, sú niektoré časti kotlov a ich princíp opísaná podľa vlastnej rozvahy.

2.2.1. TTS group

Jedným z výrobcov termoolejových kotlov spaľujúcich biomasu je TTS boilers z Třebíča. Jedná sa o termoolejový kotol s parametrami tepelného výkonu od 1 – 10 MW, pracovným pretlakom 0,3 – 1 MPa a pracovnou teplotou oleja 250 – 300 °C. [2]



Obr. 2.2-1 Termoolejový kotol od výrobcu TTS boilers [2]

Kotol má celozvarenú, samonosnú konštrukciu obr. 2.2-1. Hrdlom (1) vstupuje predohriata biomasa do spaľovacej komory, kde prechádza oblasťou sušenia, horenia a dohorenia na pásovom presuvnom rošte (2), ktorý je chladený primárnym spaľovacím vzduchom. Sušeniu paliva napomáha murovaná klenba. Dýzy sekundárneho vzduchu (3) sa postarajú o vyhorenie prchavej zložky paliva a v dohorievacej komore (4) nastane úplné vyhorenie prchavej zložky paliva. Ďalšie časti kotla: výpad popola (7) a prielez (5). Hlavný olejový výmenník (6) je koncipovaný ako trubkový výmenník, ktorý je navinutý vo špirále. [2]

2.2.2. INMIS ENERGY - Maxxtec

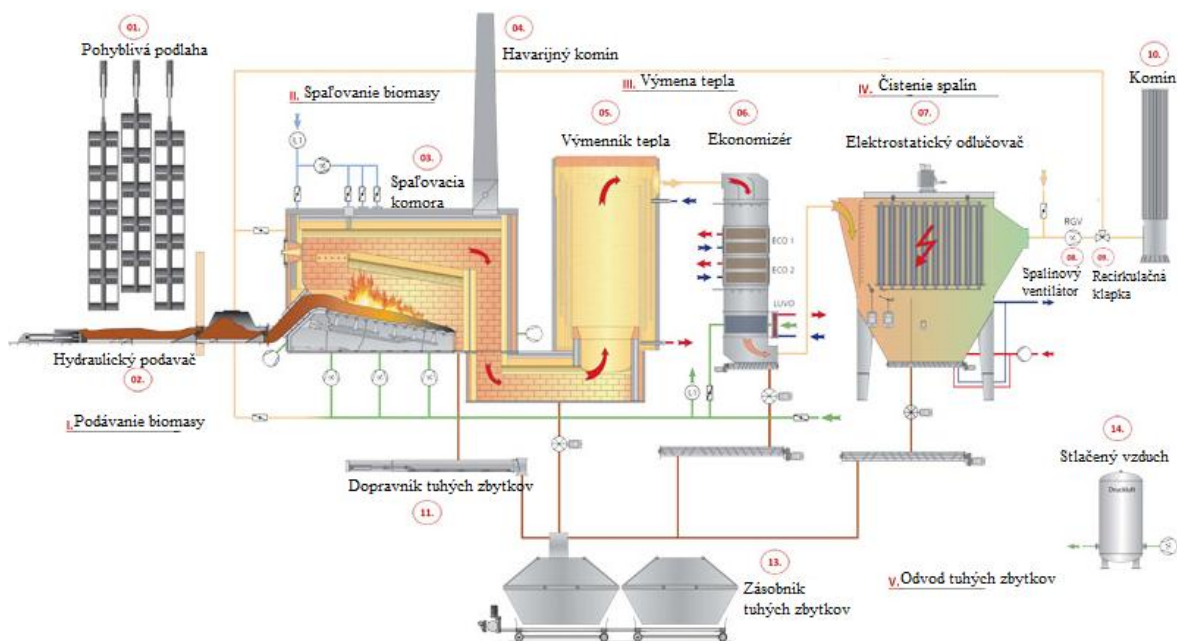
Nemecký výrobca termoolejových kotlov Inmis Energy S.A. vyrába zariadenia s deklarovanou účinnosťou 85 - 88 %. Zariadenie Maxxtec sa skladá z piatich základných celkov vid' obr. 2.2-2. [10]

1. Podávanie biomasy. V tejto časti sa palivo dopravuje pomocou pohyblivej podlahy (01.) do hydraulického podávača (02.), ktorý dopravuje palivo do spaľovacej komory. Dopravná cesta pre palivo má v sebe zabudovanú certifikovanú ochranu proti spätnému prešľahnutiu plameňa.

2. Spaľovanie biomasy. Palivo je dopravované do spaľovacej komory (03.) cez olejom chladený vstupný otvor. Spaľovanie sa uskutočňuje na pohyblivom vzduchu chladenom rošte. Spaľovací vzduch je dodávaný primárnym ventilátorom a sekundárnym ventilátorom (08.) cez recirkulačnú klapku (09.). Z obrázku je patrné, že primárny vzduch (zelená čiara) je čiastočne miešaný s ohriatym vzduchom z ohrievača vzduchu (OVZ) a ďalej je ho možné miešať z recirkulovanými spalinami podľa potreby. Takéto usporiadanie prináša veľmi dobré možnosti regulácie spaľovacieho procesu. V prípade použitia palív s nízkou teplotou tavenia popola je možné zvýšiť podiel recirkulovaných spalín, čím znížime charakteristické teploty spaľovania. Klapka v havarijnom komíne (04.) sa otvára v prípade poruchy v olejovom výmenníku alebo v niektorej nasledujúcej časti celého technologického celku.

3. Výmena tepla. Vo výmenníku tepla (05.) odovzdávajú spaliny svoju energiu termooleju a zohrievajú ho na požadovanú teplotu. V nasledujúcom ťahu prechádzajú spaliny sériou ekonomizérov, v ktorých sa olej predhrieva. V OVZ spaliny odovzdávajú svoju energiu primárnemu spaľovaciemu vzduchu. Všetky teplosmenné plochy sú čistené stlačeným vzduchom (14.), ktorý ofukuje tieto plochy pomocou integrovaných trysiek.

4. Čistenie spalín. V elektrostatickom odlučovači tuhých znečisťujúcich látok (TZL) (07.) deklaruje výrobca zníženie koncentrácie TZL na 20 mg na normálny m³ spalín. Podľa požiadaviek zákazníka, je výrobca schopný zaradiť do systému čistenia textilné filtry, selektívnu nekatalytickú redukcia a dávkovanie aditív pre splnenie daných emisných limitov. Spaliny potom cez komín (10.) vstupujú do atmosféry.

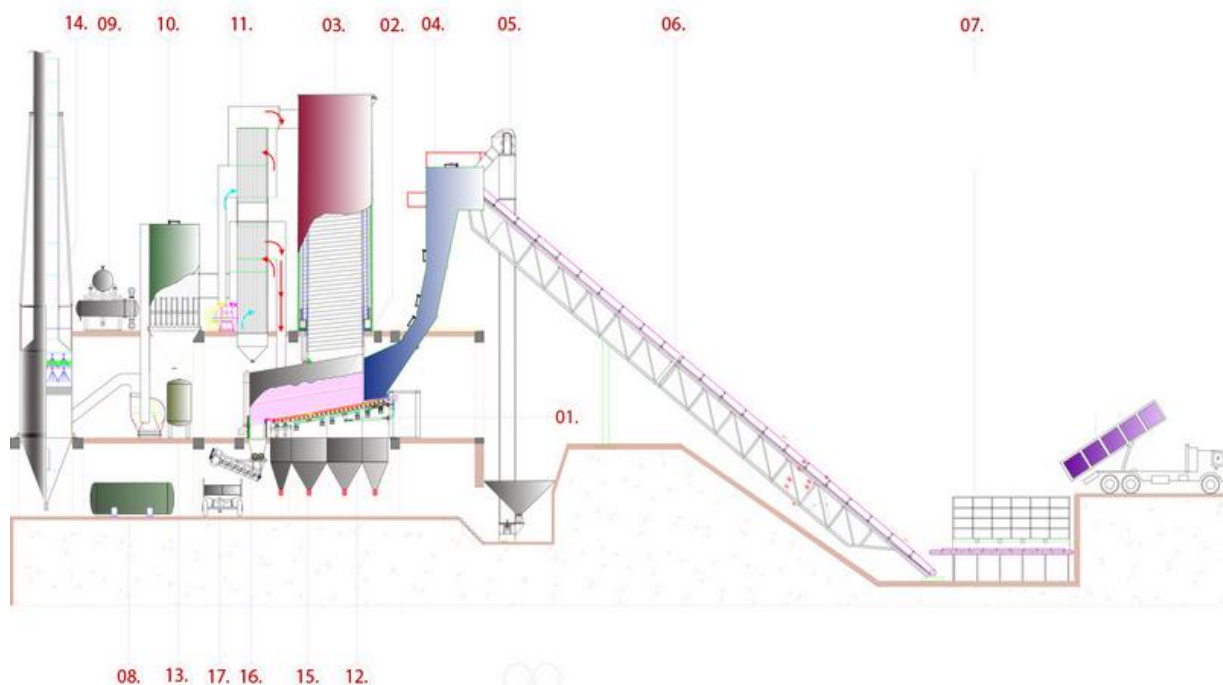


Obr. 2.2-2 Termoolejový kotol VAS od firmy Maxxtec [10]

5. Odvod tuhých zbytkov. Tuhé zbytky sú odvádzané z jednotlivých častí celého zariadenia odvádzané pomocou dopravníka tuhých zbytkov (11.) do zásobníka tuhých zbytkov (13.).

2.2.3. INMIS ENERGY - Mimsan

Ďalší kotol od Nemeckého výrobcu INMIS ENERGY S.A. s obchodným názvom Mimsan. Palivo je z hlavného skladu paliva (07.), vid' obr. 2.2-3, dopravované pomocou dopravníka (06.) do denného zásobníka paliva (04.). Palivo je spaľované v spaľovacej komore (02.) na vratisuvnom rošte (01.). Spaliny prechádzajú prvým ťahom, v ktorom je umiestený špirálovo vinutý výmenník spaliny - olej (03.). V druhom ťahu sa nachádzajú regeneračné výmenníky (11.) pre predohrev oleja a spaľovacieho vzduchu. Za druhým ťahom nasleduje systém čistenia spalín pozostávajúci z cyklónu (10.) a odsírenia (14.). Tuhé zbytky zo spaľovacej komory sú odvádzané pomocou dopravníka (16.) do zásobníka tuhých zbytkov (17.). Ďalšie časti systému sú zásobník oleja (08.), filtrácia oleja (13.), rotačný ventil (15), zásobník tuhých zbytkov (12.), generátor (09.) a výťah (05.). [11]

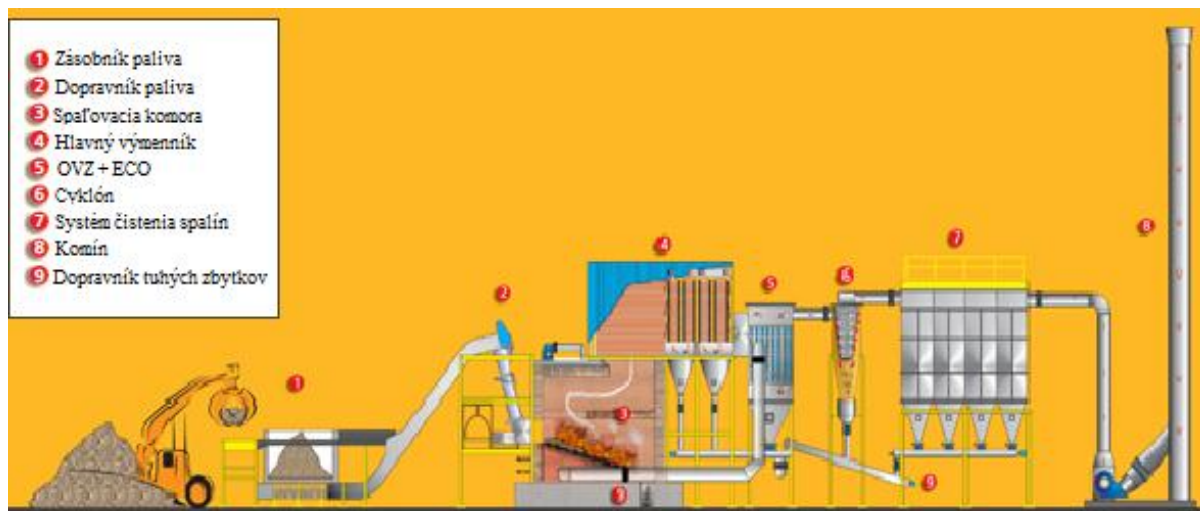


Obr. 2.2-3 Termoolejový kotol MIMSAN od firmy Maxxtec [11]

2.2.4. Cannon

Taliansky výrobca kotlov Cannon Bono Sistemi S.p.A. vyrába radu termoolejových kotlov s označením BIO-OIL s výkonovým rozsahom od 3,5 do 12 MW a teplotným spádom oleja 310/250 °C. [12]

Palivo je navážané do zásobníka paliva (1), vid' obr. 2.2-4, odkiaľ je dopravované dopravníkom (2) do spaľovacej komory (3), kde je spaľované na šikmom pohyblivom rošte. Spaliny postupujú jednotlivými teplosmennými plochami a to v poradí: hlavný termoolejový výmenník (9), ekonomizér a ohrievač vzduchu (5). Spaliny postupujú do prvého stupňa hrubého čistenia v cyklóne (6) a druhého stupňa čistenia (7). Na obrázku je vidno spalínový ventilátor, ktorý sa stará o vytvorenie potrebného ťahu a potom vyčistené spaliny prúdia do komína (8). O odvod tuhých zvyškov zabezpečuje dopravník (9).



Obr. 2.2-4 Termoolejový kotol od firmy Cannon [12]

2.2.5. Atoma

Český výrobca ATOMA - tepelná technika, s.r.o. vyrába termoolejový kotol na biomasu s výkonom od 550 kW do 2500 kW s maximálnymi parametrami termooleja 180 °C a 0,15 MPa. [4]

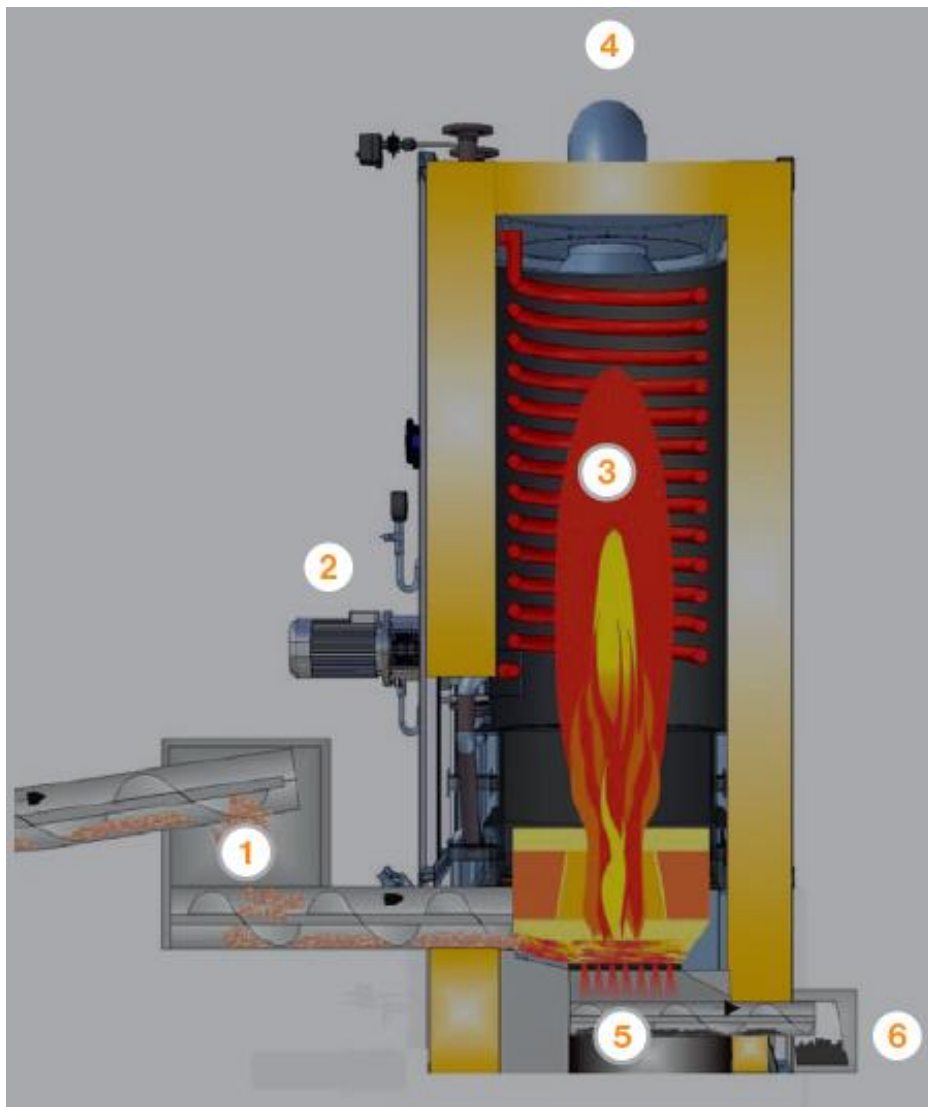


Obr. 2.2-5 Termoolejový kotol ECO OIL od firmy Atoma [4]

Z obrázku 2.2-5 je vidno externý zásobník paliva, z ktorého je palivo dopravované šnekovým dopravníkom do spaľovacej komory. Bližšie technické informácie o kotli nie sú k dispozícii.

2.2.6. Kornfeil

Srbský výrobca Kornfeil s.r.o. sa špecializuje na výrobu termoolejových kotlov, ktoré zásobujú teplom technológiu pre pekárenský priemysel. Ako palivo môže byť použitá biomasa, pelety alebo staré pečivo z technologickej výroby. Kotly sa vyrábajú s výkonom 200 alebo 500 kW a s maximálnou teplotou oleja 300 °C. [3]

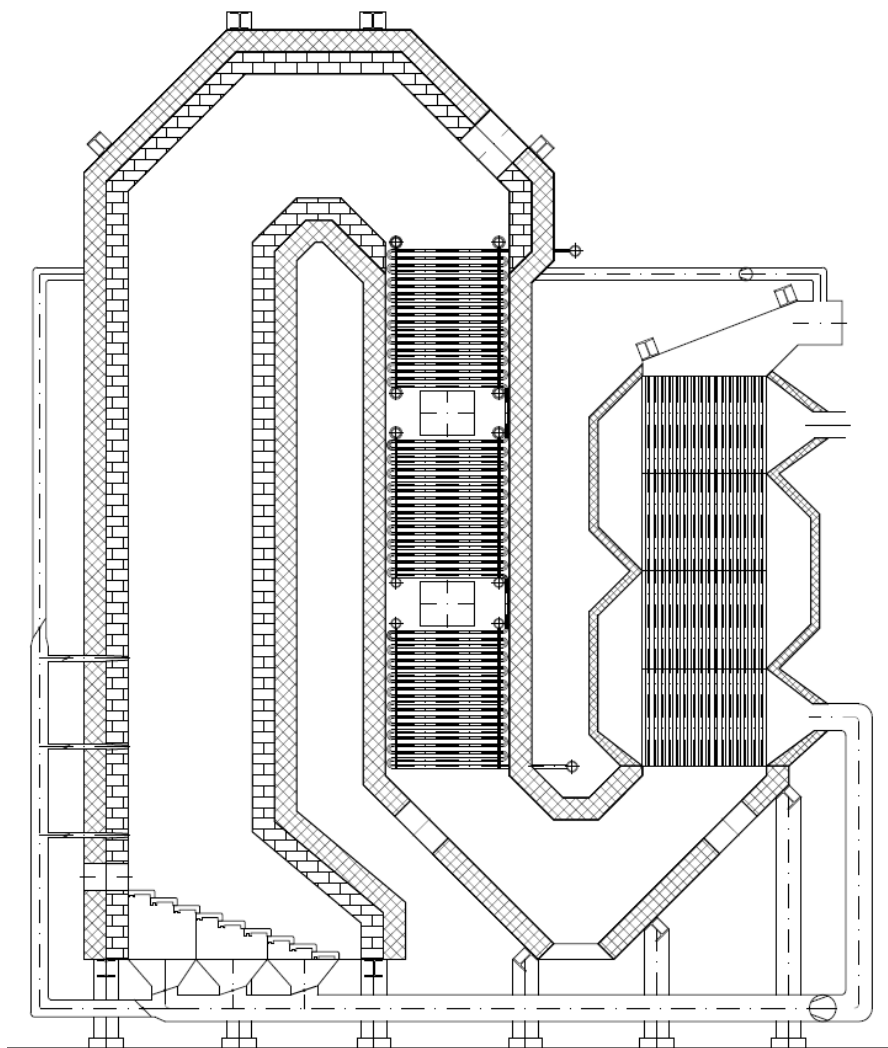


Obr. 2.2-6 Schéma termoolejového kotla BioTherm [3]

Palivo vstupuje cez šnekový dopravník (1) do spaľovacej komory, kde nastáva proces horenia. Nevýhodou je, že kotol je určený pre relatívne suché palivá s vlhkosťou do 35 %, pretože nedisponuje predohrevom paliva a v spaľovacej komore sa nenachádza klenba, ktorá by napomáha vysušeniu paliva. Na obrázku 2.2-6 je vidno cirkulačné čerpadlo olejovej slučky s elektromotorom (2), trubicový špirálový výmenník spaliny – olej, odvod spalín (4), šnekový dopravník odvodu strusky (5) a zásobník strusky (6). [3]

2.3. Konceptný návrh

Navrhovaný termoolejový kotol je trojtáhovej konštrukcie so spaľovaním paliva na mechanickom presuvnom rošte. Na obrázku 2.3-1 je vidno prvý ťah prázdny, nenachádza sa vňom žiadna výhrevná plocha a je vymurovaný žiaruvzdornou vymúrovkou. Pri spaľovaní vlhkého paliva ako je drevná štiepka, pričom jej vlhkosť môže kolísať v určitom rozmedzí je dôležitý čo najstabilnejší proces horenia. Z tohto dôvodu sa v spaľovacej komore nenachádza výhrevná plocha, ktorá by odoberala teplo spalínám a tým ich ochladzovala. Celá spaľovacia komora je vymurovaná žiaruvzdornou vymúrovkou, ktorá má vysokú akumuláciu schopnosť a v prípade zanesenia vlhšieho paliva bude slúžiť ako stabilizačný člen.



Obr. 2.3-1 Konceptný návrh termoolejového kotla

V druhom ťahu sa nachádza hlavný výmenník termoolej – spaliny. Je koncipovaný ako rekuperačný, protiprúdy výmenník s vynúteným prúdením termooleja v trubkách. Výmenník sa skladá z paralelne radených trubiek, ktoré sú usporiadané do tvaru podľa obrázka 2.3-1. Tento výmenník je rozdelený do troch dielov. Medzi jednotlivými dielmi sa nachádzajú prielezy pre obsluhu, cez ktoré sa môže v čase odstávky kotla vykonať údržba. Jednotlivé diely sú uchytené na závesoch, ktoré tvoria trubky chladené olejom.

Medzi druhým a tretím ťahom sa v obratovej komore nachádza výsyпка popolčeka, kde sa odlúči najhrubšia frakcia popolčeka zo spalín.

V treťom ťahu sa nachádza rekuperačný, trubkový ohrievač vzduchu (ďalej len OVZ), vďaka ktorému sa predhreje spaľovací vzduch a maximalizuje sa účinnosť spaľovacieho zariadenia. OVZ je koncipovaný ako protiprúdy výmenník, zložený zo štyroch dielov, pričom spaliny prúdia vnútri trubiek a ohrievaný spaľovací vzduch prúdi okolo trubiek.

Pri spaľovaní vlhkého paliva na rošte je dôležité premiesenie paliva počas spaľovania. Túto funkciu zabezpečí presuvný rošt. Rošt bude chladený primárnym spaľovacím vzduchom, ktorý sa bude privádzať pod rošt. Pásmovaním primárneho spaľovacieho vzduchu sa bude riadiť optimálne vyhorenie paliva. Primárny spaľovací vzduch sa bude privádzať pod rošt v troch sekciách. Množstvo vzduchu sa bude v každej sekcii riadiť klapkou. Sekundárny spaľovací vzduch sa bude privádzať do stien spaľovacej komory v troch úrovniach a bude zmiešaný spolu s recirkulovanými spalinami. Množstvo sekundárneho vzduchu sa bude riadiť klapkami. Týmto systémom bude možnosť optimalizovať proces horenia, za účelom dosiahnutia vysokej účinnosti a splnenia prísnych emisných limitov.

Spaľovacia komora navrhovaného zariadenia neobsahuje žiadne výhrevné plochy ktoré by odoberali teplo. Z toho dôvodu môžu vysoké charakteristické teploty spaľovania spôsobiť nalepovanie popolčeka na výhrevné plochy. Najlepším spôsobom ako znížiť charakteristické teploty spaľovania je recirkulácia spalín. Podľa [1] by mala byť teplota spalín na konci spaľovacej komory nižšia o 50 °C ako teplota mäknutia popolovín. Objem recirkulovaných spalín bude zvolený tak, aby teplota na konci ohniska spĺňala túto požiadavku. Množstvo recirkulovaných spalín bude slúžiť ako regulácia v prípade zanesenia paliva s odlišnou vlhkosťou, ako je nominálna vlhkosť paliva pre dané zariadenie. Pri spaľovaní vlhšieho paliva sa znížia charakteristické teploty spaľovania, tým pádom sa zníži aj súčiniteľ prostupu tepla v olejovom výmenníku a kotol bude mať nižší výkon. V tomto prípade sa zníži objem recirkulovaných spalín a charakteristické teploty spaľovania stúpnu. V opačnom prípade pri spaľovaní suchšieho paliva ako je nominálna vlhkosť sa objem recirkulovaných spalín zvýši. Týmto spôsobom bude možná regulácia kotla pri jemných výkyvoch vo vlhkosti paliva.

Protiprúde usporiadanie termoolejového výmenníka je výhodné z hľadiska menšej výhrevnej plochy. Avšak najvyššia teplota termooleja je v prvej rade trubiek, kde je najvyššia teplota spalín. V tomto mieste hrozí možnosť miestnej degradácie oleja na vnútornej stene trubiek z dôvodu vysokej povrchovej teploty steny trubky. Rýchlosť prúdenia oleja v jednotlivých trubkách je odlišná z dôvodu rozličných hydraulických strát rozvážacieho a zberného potrubia. Táto skutočnosť bude podložená výpočtom a skontrolovaná maximálna teplota povrchu vnútornej steny kritickej trubky, ktorá musí byť pod maximálnou hodnotou stanovenou výrobcom oleja.

Olej má pri výstupnej teplote 300 °C tlak nasýtených par 0,16 MPa. Aby nedošlo v systéme k vyparovaniu oleja, bude musieť byť systém pod tlakom minimálne 0,16 MPa. Tento tlak bude zabezpečený vyrovnávacou nádržou, ktorá bude naplnená dusíkom na požadovaný tlak. Vyrovnávacia nádrž bude zároveň slúžiť aj ako kompenzátor objemu oleja z hľadiska objemovej rozťažnosti.

Štart zariadenia zo studeného stavu môže byť skomplikovaný vyššou viskozitou oleja. Zvolený olej má pri teplote 20 °C približne 10 krát vyššiu viskozitu, ako pri strednej teplote oleja vo výmenníku. Z toho vyplýva riziko horšej čerpaceľnosti termooleja, nižšej rýchlosti prúdenia oleja vo výmenníku a tým hrozí možnosť miestnej degradácie oleja vplyvom prehriatia na vnútornej stene trubky výmenníka. Z tohto dôvodu bude zaradený v technológii predohrev oleja na požadovanú teplotu.

3. TEPELNÝ VÝPOČET

Tepelný výpočet spalovacího zařízení je uskutočnený podľa [1] Parní kotle – Podklady pro tepelný výpočet od Doc. Ing. Floriana Budaja, CSc.. Výpočet je z dôvodu automatizácie a optimalizácie celého výpočtu naprogramovaný v programe Mathcad. Jednotlivé výsledky rovníc sú v tejto práci zaokrúhľované na 3 desatinné miesta, avšak vo výpočte v programe sa počíta s nezaokrúhlenými výsledkami.

3.1. Definícia paliva

Ako palivo volím najdostupnejšiu biomasu na trhu, tzv. energetickú štiepku (ďalej len štiepka), ktorá má najlepší pomer cena/výhrevnosť.

Palivo je určené ako priemer z viacerých druhov štiepky podľa on-line databázy pre biomasu a odpad Phylis2 [8]. V tejto databáze sa nachádza prvkové zloženie sušiny viacerých druhov štiepky. Taktiež obsahuje aj hodnoty množstva popola, charakteristických teplôt popola a spalného tepla sušiny, ktorých hodnoty budú použité vo výpočte. V tabuľke 3.1-1 a 3.1-2 je vidno viacero druhov štiepky a ich fyzikálne vlastnosti. V poslednom riadku je tzv. priemerná štiepka, ktorá vznikla spriemerovaním jednotlivých fyzikálnych hodnôt daných štiepok. Táto priemerná štiepka bude použitá ako palivo pre navrhované spalovacie zariadenie.

Tab. 3.1-1 Prvková analýza paliva [8]

	C ^{daf} [%]	S ^{daf} [%]	H ^{daf} [%]	N ^{daf} [%]	O ^{daf} [%]	sum ^{daf} [%]
(#217) drewná štiepka	50,66	0,02	6,12	0,41	42,79	100,00
(#277) štiepka z tvrdého dreva mix	50,89	0,04	6,00	0,33	42,71	99,97
(#1890) drewná štiepka Švédsko	53,34	0,03	6,10	0,31	41,21	100,99
(#1995) štiepka z mäkkého dreva z odpadu po ťažbe	48,79	-	6,07	0,71	45,14	100,71
(#2718) drewná štiepka	48,12	-	5,80	0,24	44,47	98,63
(#2905) buková štiepka Rettenmayer	48,06	0,02	6,46	0,17	49,37	104,08
(#3043) smreková štiepka	47,33	0,01	6,14	0,08	43,46	97,02
(#3151) drewná štiepka	51,13	-	6,06	0,21	-	57,40
(#3154) borovicová štiepka z celého stromu	52,11	0,01	6,14	0,30	41,44	100,00
(#3155) borovicová štiepka z odpadu po ťažbe	51,99	0,02	6,18	0,41	41,40	100,00
(#3156) borovicová štiepka z odpadu po ťažbe	53,15	0,04	6,04	0,94	39,82	99,99
(#3173) borovicová štiepka	47,19	0,01	6,25	0,05	46,50	100,00
(#3175) drewná štiepka	51,49	-	5,94	0,11	-	57,54
(#3260) drewná štiepka	51,70	-	5,90	0,70	-	58,30
(#3342) štiepka z orezu mestských drevín	49,98	-	6,04	0,23	43,74	99,99
palivo použité pre výpočet - priemerná štiepka	50,40	0,02	6,08	0,35	43,50	100,35

Tab. 3.1-2 Množstvo popolovín, charakteristické teploty popolovín a výhrevnosť paliva [8]

	A ^d [%]	t _s [°C]	t _A [°C]	t _B [°C]	t _C [°C]	Q _{SU} [kJ/kg]
(#217) drewná štiepka	1,90	-	-	-	-	20200,00
(#277) štiepka z tvrdého dreva mix	2,09	-	-	-	-	19900,00
(#1890) drewná štiepka Švédsko	1,80	-	-	-	-	-
(#1995) štiepka z mäkkého dreva z odpadu po ťažbe	1,20	1170,00	1180,00	-	1200,00	18320,00
(#2718) drewná štiepka	6,90	-	-	-	-	19760,00
(#2905) buková štiepka Rettenmayer	1,26	-	-	-	-	19480,00
(#3043) smreková štiepka	0,44	-	-	-	-	18140,00
(#3151) drewná štiepka	2,60	-	-	-	-	20420,00
(#3154) borovicová štiepka z celého stromu	0,60	1210,00	1225,00	1250,00	1275,00	21020,00
(#3155) borovicová štiepka z odpadu po ťažbe	1,33	1175,00	1205,00	1230,00	1250,00	20950,00
(#3156) borovicová štiepka z odpadu po ťažbe	4,05	1180,00	1190,00	1205,00	1235,00	21410,00
(#3173) borovicová štiepka	2,59	1100,00	1140,00	1200,00	1340,00	20760,00
(#3175) drewná štiepka	5,80	-	-	-	-	20720,00
(#3260) drewná štiepka	-	1180,00	1190,00	1200,00	-	-
(#3342) štiepka z orezu mestských drevín	4,97	-	-	-	-	19940,00
palivo použité pre výpočet - priemerná štiepka	2,68	1169,17	1188,33	1217,00	1260,00	20078,46

Kde:

C^{daf} - percento uhlíka v horľavine paliva [%]

S^{daf} - percento síry v horľavine paliva [%]

H^{daf} - percento vodíka v horľavine paliva [%]

N^{daf} - percento dusíka v horľavine paliva [%]

O^{daf} - percento kyslíka v horľavine paliva [%]

sum^{daf} - súčet horľavých zložiek v danej štiepke [%]

A^d - percento popolovín v bezvodej zložke paliva [%]

t_s - teplota sintrácie popola [°C]

t_A - teplota mäknutia [°C]

t_B -teplota tavenia [°C]

t_C -teplota tečenia [°C]

Q_{SU} -merná tepelná kapacita sušiny [kJ/kg]

3.2. Prvkové zloženie paliva

Prvkové zloženie priemernej štiepky (ďalej len palivo) podľa tabuľky 3.1-1 a 3.1-2.

Tab. 3.2-1 Fyzikálne zloženia paliva

C^{daf} [%]	S^{daf} [%]	H^{daf} [%]	N^{daf} [%]	O^{daf} [%]	sum^{daf} [%]	A^d [%]	t_s [°C]	t_A [°C]	t_B [°C]	t_C [°C]	Q_{SU} [kJ/kg]
50,40	0,02	6,08	0,35	43,50	100,35	2,68	1169,17	1188,33	1217,00	1260,00	20078,46

Obsah vody v surovom palive sa pohybuje v rozmedzí od 8 do 60 %, v závislosti od daného druhu biomasy, technológie sušenia, obdobia ťažby a daného druhu technologického spracovania biomasy. Obsah vody v palive v čerstvom stave bezprostredne po vyťažení sa pohybuje v rozmedzí 35 až 60 %. [7]

Obsah vody v surovom palive w_t^r volím po dohode s konzultantom 45 %, čo zodpovedá vlhkosti, ktorú dosahuje palivo po ťažbe alebo pri skládkovaní na nekrytej skládke paliva.

$$w_t^r = 45 \% \quad (3.2-1)$$

Percento popolovín v bezvodej zložke paliva predpokladám vyššiu ako 2,68 %. Pri výrobe štiepky vo veľkých množstvách ťažkými mechanizmami dochádza pri manipulácii k primiesaniu zeminy, piesku a kameňov. Tieto zložky zvyšujú obsah popolovín v palive. Maximálne množstvo popolovín v bezvodej zložke paliva môže byť podľa [7] až 7 %. Po konzultácii s konzultantom volím obsah popolovín A^d 6 %.

$$A^d = 6 \% \quad (3.2-2)$$

Pri výpočtu stechiometrie spaľovania sú potrebné hodnoty paliva v surovom stave. V nasledujúcich výpočtoch je prepočítaný stav paliva z horľaviny (horný index daf) na surové palivo (horný index r).

Percento popolovín v surovom palive A^r .

$$A^r = A^d * \left(1 - \frac{w_t^r}{100}\right) = 6 * \left(1 - \frac{45}{100}\right) = 3,3 \% \quad (3.2-3)$$

Obsah uhlíka v surovom palivu C^r .

$$C^r = C^{daf} * \left(1 - \frac{w_t^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right) = 50,40 * \left(1 - \frac{45}{100} - \frac{3,3}{100}\right) = 26,057 \% \quad (3.2-4)$$

Obsah prchavej zložky síry v surovom palivu S^r .

$$S^r = S^{daf} * \left(1 - \frac{w_t^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right) = 0,02 * \left(1 - \frac{45}{100} - \frac{3,3}{100}\right) = 0,01 \% \quad (3.2-5)$$

Obsah vodíka v surovom palivu H^r .

$$H^r = H^{daf} * \left(1 - \frac{w_t^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right) = 6,08 * \left(1 - \frac{45}{100} - \frac{3,3}{100}\right) = 3,143 \% \quad (3.2-6)$$

Obsah dusíka v surovom palivu N^r .

$$N^r = N^{daf} * \left(1 - \frac{w_t^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right) = 0,35 * \left(1 - \frac{45}{100} - \frac{3,3}{100}\right) = 0,181 \% \quad (3.2-7)$$

Obsah kyslíka v surovom palivu O^r .

$$O^r = O^{daf} * \left(1 - \frac{w_t^r}{100} - \frac{A^r}{100}\right) = 43,50 * \left(1 - \frac{45}{100} - \frac{3,3}{100}\right) = 22,489 \% \quad (3.2-8)$$

Pre kontrolu správnosti prepočítania stavu paliva urobíme kontrolný súčet jednotlivých zložiek paliva, ktorého súčet by mal byť 100 %.

Súčet zložiek paliva v surovom stave sum^r .

$$sum^r = C^r + S^r + H^r + N^r + O^r + w_t^r + A^r$$

$$= 26,057 + 0,01 + 3,143 + 0,181 + 22,489 + 45 + 3,3 = 100,181 \% \quad (3.2-9)$$

Spalné teplo surového paliva Q_s^r .

$$Q_s^r = Q_{su} * (1 - \frac{w_{tr}}{100} - \frac{A_r}{100}) = 20078,46 * (1 - \frac{45}{100} - \frac{3,3}{100}) = 10380 \frac{kJ}{kg} \quad (3.2-10)$$

Výhrevnosť surového paliva Q_i^r .

$$Q_i^r = Q_s^r - 2453 * (\frac{w_{tr}}{100} + 8,94 * \frac{H^r}{100}) = 1,13 * 10^4 - 2453 * (\frac{45}{100} + 8,94 * \frac{3,143}{100})$$

$$= 8587,381 \frac{kJ}{kg} \quad (3.2-11)$$

3.3. Objemy vzduchu a spalín

3.3.1. Výpočet minimálneho množstva vzduchu

Nasledujúce výpočty platia za predpokladu dokonalého spaľovania pri normálnych fyzikálnych podmienkach, teplota 0 °C a tlak 101kPa, a sú vzťahované na 1 kg spáleného paliva. Pri dokonalom spaľovaní má súčiniteľ prebytku vzduchu α hodnotu 1. Predpokladá sa dokonalé premiesenie okysličovadla s horľavinou a zreagovanie každej molekuly okysličovadla a horľaviny na konečné produkty spaľovania.

Minimálne množstvo kyslíka potrebného k spáleniu 1 kg paliva O_{O_2min} .

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} * (\frac{C^r}{100} + \frac{H^r}{100} + \frac{S^r}{100} - \frac{O^r}{100})$$

$$= \frac{22,39}{100} * (\frac{26,057}{100} + \frac{3,143}{100} + \frac{0,01}{100} - \frac{22,489}{100}) = 0,503 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-1)$$

Minimálne množstvo suchého vzduchu potrebného k spáleniu 1 kg paliva O_{vzmin}^s .

$$O_{vzmin}^s = \frac{100}{21} * O_{O_2min} = \frac{100}{21} * 0,503 = 2,395 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-2)$$

V praxi sa spaľovanie so suchým vzduchom nikdy nevyskytuje, pretože vzduch vždy obsahuje istý podiel vlhkosti. Nasledujúci vzorec uvádza výpočet minimálne množstvo vlhkého vzduchu.

Minimálne množstvo vlhkého vzduchu potrebného k spáleniu 1 kg paliva O_{vzmin} .

$$O_{vzmin} = f * O_{vzmin}^s = 1,061 * 2,395 = 2,542 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-3)$$

Kde:

Súčiniteľ vlhkého vzduchu f volím podľa [1] pri teplote vzduchu 30 °C a obsahu vody 10 gr na 1 kg suchého vzduchu.

$$f = 1,061 [-] \quad (3.3-4)$$

3.3.2. Výpočet minimálního množství spalín

Do spařovacího procesu vstupuje oksylčovadlo – vlhký vzduch a palivo – horľavá zložka. Výsledkom sú produkty spařovania – spaliny.

Výpočet minimálního množství spalín je určený pri dokonalom spařovaní $\alpha=1$ a je vzťahnutý na 1 kg spáleného paliva.

Minimálne množstvo suchých spalín, ktoré vzniknú stechiometrickým spařovaním O_{spmin}^s .

$$O_{spmin}^s = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,484 + 0,00706 + 1,871 + 0,022 = 2,377 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-5)$$

Kde:

Objem CO_2 v spalínách O_{CO_2} .

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} * \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 * O_{vzmin}^s = \frac{22,26}{100} * \frac{26,057}{12,01} + 0,0003 * 2,395 = 0,484 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-6)$$

Objem SO_2 v spalínách O_{SO_2} .

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} * \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} * \frac{0,01}{32,06} = 0,00706 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-7)$$

Objem N_2 v spalínách O_{N_2} .

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} * \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 * O_{vzmin}^s = \frac{22,4}{100} * \frac{0,181}{28,016} + 0,7805 * 2,395 = 1,871 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-8)$$

Objem Argónu v spalínách O_{Ar} .

$$O_{Ar} = 0,0092 * O_{vzmin}^s = 0,0092 * 2,395 = 0,022 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-9)$$

Maximálne množstvo CO_2 v spalínách CO_{2max} .

$$CO_{2max} = \frac{O_{CO_2}}{O_{spmin}^s} * 100 = \frac{0,484}{2,377} * 100 = 20,349 \% \quad (3.3-10)$$

Minimálne množstvo vlhkých spalín O_{spmin} .

$$O_{spmin} = O_{spmin}^s + O_{H_2Omin} = 2,377 + 1,055 = 3,432 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-11)$$

Kde:

Minimálne množstvo vodnej pary O_{H_2Omin} :

$$O_{H_2Omin} = \frac{44,8}{100} * \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} * \frac{w_{tr}}{18,016} + (f - 1) * O_{vzmin}^s$$

$$= \frac{44,8}{100} * \frac{3,143}{4,032} + \frac{22,4}{100} * \frac{45}{18,016} + (1,061 - 1) * 2,395 = 1,055 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-12)$$

3.3.3. Súčiniteľ prebytku vzduchu

V praxi pri spaľovaní so súčiniteľom prebytku vzduchu $\alpha=1$ nikdy nedôjde k dokonalému premieseniu paliva a okysličovadla. Z tohto dôvodu nastáva nedokonalé spaľovanie a v praxi sa vždy spaľuje s mierne nadstechiometrickou zmesou, kedy je väčšia pravdepodobnosť, že molekuly okysličovadla zreagujú s každou molekulou paliva. Zvyšovanie súčiniteľa prebytku vzduchu zvyšuje komínovú stratu, čo má negatívny vplyv na účinnosť celého spaľovacieho zariadenia.

Súčiniteľ prebytku vzduchu α sa pre roštové kotly volí od 1,3 – 1,55 v závislosti na druhu použitého roštu, daného paliva, jeho vlastností a procesu spaľovania. [1]

Súčiniteľ prebytku vzduchu na konci ohniska α_0 pre navrhované spaľovacie zariadenie s presuvným roštom na štiepku volím po dohode s konzultantom 1,5 [-].

$$\alpha_0 = 1,5 [-] \quad (3.3-13)$$

Súčiniteľ prisávania falošného vzduchu $\Delta\alpha_0$ v spaľovacej komore neuvažujem.

$$\Delta\alpha_0 = 0 [-] \quad (3.3-14)$$

Súčiniteľ prebytku vzduchu pre navrhované spaľovacie zariadenie α .

$$\alpha = \alpha_0 - \Delta\alpha_0 = 1,5 - 0 = 1,5 [-] \quad (3.3-15)$$

3.3.4. Skutočné množstvo vzduchu a spalín

V nasledujúcich krokoch sú vypočítané skutočné množstvá vzduchu a spalín pri spaľovaní v reálnych podmienkach pri danom súčiniteľu prebytku vzduchu. Taktiež objemové časti trojatómových plynov, ktoré budú použité v ďalších výpočtoch.

Skutočné množstvo vzduchu s prebytkom vzduchu O_{vz} :

$$O_{vz} = \alpha * O_{vzmin} = 1,5 * 2,542 = 3,812 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-16)$$

Skutočné množstvo spalín s prebytkom vzduchu O_{sp} :

$$O_{sp} = O_{spmin} + (\alpha - 1) * O_{vzmin} = 3,432 + (1,5 - 1) * 2,542 = 4,703 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-17)$$

Objemové časti trojatómových plynov r_{RO_2} :

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,00706 + 0,484}{4,703} = 0,103 [-] \quad (3.3-18)$$

Objem H_2O O_{H_2O} :

$$O_{H_2O} = O_{H_2Omin} + (f - 1) * (\alpha - 1) * O_{vzmin}^s = 1,055 + (1,061 - 1) * (1,5 - 1) * 2,395$$

$$= 1,128 \frac{m^3}{kg} \quad (3.3-19)$$

Objemové části trojatomových plynů r_{HO_2} :

$$r_{RO_2} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{1,128}{4,703} = 0,24 [-] \quad (3.3-20)$$

Súčet objemových částí trojatomových plynů r_{sp} :

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,24 + 0,103 = 0,33 [-] \quad (3.3-21)$$

Koncentracie popolčka v spalínách μ :

$$\mu = \frac{10 * A^r * X_p}{O_{sp} * 100} = \frac{10 * 3,3 * 27}{4,703 * 100} = 1,895 \frac{g}{m^3} \quad (3.3-22)$$

Kde:

Percento popolčka v úletu X_p volím podľa [1].

$$X_p = 27 \% \quad (3.3-23)$$

3.3.5. Hmotové množství vzduchu a spalín

Hmotové množství určují hmotnost vzduchu potřebného pro spálení 1 kg paliva alebo hmotnost spalín, které vzniknú spálením 1 kg paliva.

Hmotové minimálne množství spalovacího kyslíku G_{O_2min} :

$$\begin{aligned} G_{O_2min} &= \frac{32}{100} * \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} + \frac{O^r}{32} \right) \\ &= \frac{32}{100} * \left(\frac{26,057}{12,01} + \frac{3,143}{4,032} + \frac{0,01}{32,06} + \frac{22,489}{32} \right) = 0,719 \frac{kg}{kg} \end{aligned} \quad (3.3-24)$$

Hmotové minimálne množství suchého vzduchu G_{vzmin}^s :

$$G_{vzmin}^s = \frac{1}{0,2331} * G_{O_2min} = \frac{1}{0,2331} * 0,719 = 3,084 \frac{kg}{kg} \quad (3.3-25)$$

Hmotové minimálne množství vlhkého spalovacího vzduchu G_{vzmin} :

$$\begin{aligned} G_{vzmin} &= G_{vzin}^s + (f - 1) * \frac{1}{0,21} * 0,804 * O_{O_2min} \\ &= 3,084 + (1,061 - 1) * \frac{1}{0,21} * 0,804 * 0,503 = 3,202 \frac{kg}{kg} \end{aligned} \quad (3.3-26)$$

Hmota vlhkého vzduchu s prebytkom α G_{vz} :

$$G_{vz} = \alpha * G_{vzmin} = 1,5 * 3,202 = 4,803 \frac{kg}{kg} \quad (3.3-27)$$

Hmota vlhkých spalín při použití vlhkého vzduchu s prebytkom vzduchu α G_{sp} :

$$G_{sp} = 1 - \frac{A_r}{100} + \alpha * G_{vzmin} = 1 - \frac{3,3}{100} + 1,5 * 3,202 = 5,77 \frac{kg}{kg} \quad (3.3-28)$$

3.4. Entalpia vzduchu a složek spalín

V tejto části sú znázornené výpočty entalpií spalín pomocou rovnice z [1] a pomocou aproximácie závislosti entalpie na teplote spalín. Aproximácia závislosti bola použitá z dôvodu automatizácie výpočtu, ktorý bol použitý v softwari Mathcad.

Minimálna entalpia spalín I_{spmin} pri teplote 900 °C a stechiometrickom spaľovaní. Hodnoty entalpií pri danej teplote sú odčítané z tabuľky 3.4-1.

$$\begin{aligned}
 I_{spmin} &= O_{CO_2} * I_{CO_2} + O_{SO_2} * I_{SO_2} + O_{N_2} * I_{N_2} + O_{H_2Omin} * I_{H_2O} + O_{Ar} * I_{Ar} \\
 &= 0,484 * 1952 + 0,00706 * 2050 + 1,871 * 1242 + 1,055 * 1526 + 0,022 * 834 \\
 &= 4896,288 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}
 \tag{3.4-1}$$

Tab. 3.4-1 *Entalpie jednotlivých zložiek spalín [1]*

t [°C]	I_{O_2} [kJ/m ³]	I_{CO_2} [kJ/m ³]	I_{N_2} [kJ/m ³]	I_{H_2O} [kJ/m ³]	I_{SO_2} [kJ/m ³]	I_{Ar} [kJ/m ³]	I_p [kJ/m ³]	c_{pvz} [kJ/m ³ /K]
100	132	170	130	150	189	93	80,8	1,324
200	267	357	260	304	392	186	169	1,331
300	407	559	392	462	610	278	264	1,342
400	551	772	527	626	836	372	360	1,354
500	699	994	666	795	1070	465	458	1,368
600	850	1225	804	969	1310	557	560	1,383
700	1004	1462	948	1149	1550	650	662	1,389
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	767	1,411
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	874	1,424
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	984	1,437
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	1758	1,472
2000	3138	4844	2965	3926	4890	1855	2512	1,532

Kde:

t - teplota spalín [°C]

I_{O_2} - entalpia kyslíka [kJ/m³]

I_{CO_2} - entalpia oxidu uhličitého [kJ/m³]

I_{N_2} - entalpia dusíka [kJ/m³]

I_{H_2O} - entalpia vodnej pary [kJ/m³]

I_{SO_2} - entalpia oxidu siričitého [kJ/m³]

I_{Ar} - entalpia argónu [kJ/m³]

I_p - entalpia popolčeka [kJ/m³]

c_{pvz} - merná tepelná kapacita vzduchu pri vlhkosti 10 gr na 1 kg suchého vzduchu [kJ/m³/K]

Výpočet minimálnej entalpie spalín $I_{spmin'}$ pri teplote 900 °C a stechiometrickom spaľovaní pomocou I-t diagramu spalín. Závislosť entalpie spalín na teplote pri stechiometrickom spaľovaní (súčiniteľ prebytku vzduchu $\alpha=1$) je aproximovaná pomocou polynómu v softvéri Excel, znázornená na obrázku 3.4-1.

$$\begin{aligned}
 I_{spmin'} &= 0,00052822 * t^2 + 5,01666389 * t - 49,29419520 \\
 &= 0,00052822 * 900^2 + 5,01666389 * 900 - 49,29419520 = 4893,562 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}
 \tag{3.4-2}$$

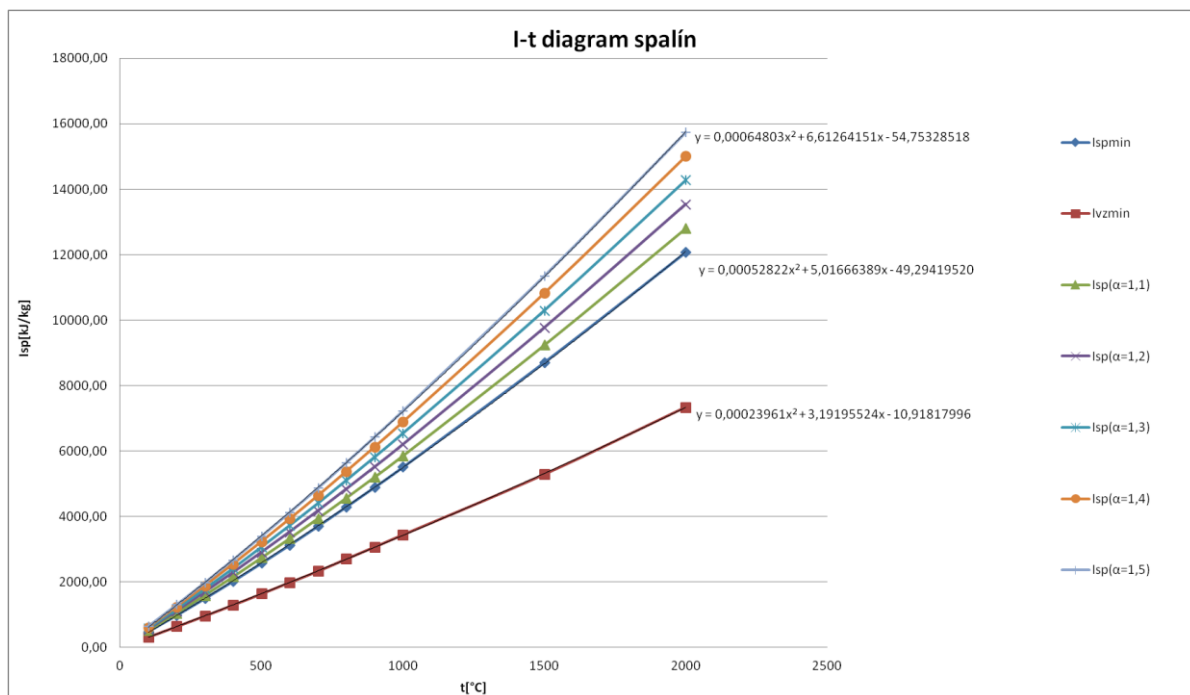
Drobná odchýlka v hodnote minimálnej entalpie spalín vypočítanej pomocou rovnice (40) a pomocou I-t diagramu spalín, je spôsobená aproximáciou danej krivky.

Tab. 3.4-2 Entalpie vzduchu a spalín pri rôznych súčiniteľoch prebytku vzduchu

t [°C]	I_{spmin} [kJ/kg]	I_{vzmin} [kJ/kg]	I_p [kJ/kg]	$I_{sp(\alpha=1)}$ [kJ/kg]	$I_{sp(\alpha=1,1)}$ [kJ/kg]	$I_{sp(\alpha=1,2)}$ [kJ/kg]	$I_{sp(\alpha=1,3)}$ [kJ/kg]	$I_{sp(\alpha=1,4)}$ [kJ/kg]	$I_{sp(\alpha=1,5)}$ [kJ/kg]
100	485,76	317,15	0	485,76	517,48	549,19	580,91	612,62	644,34
200	983,96	637,66	0	983,96	1047,73	1111,50	1175,26	1239,03	1302,79
300	1497,36	964,40	0	1497,36	1593,80	1690,24	1786,68	1883,12	1979,56
400	2028,07	1297,36	0	2028,07	2157,81	2287,54	2417,28	2547,01	2676,75
500	2575,87	1638,47	0	2575,87	2739,71	2903,56	3067,41	3231,25	3395,10
600	3131,40	1987,72	0	3131,40	3330,17	3528,94	3727,71	3926,49	4125,26
700	3707,41	2329,07	0	3707,41	3940,32	4173,22	4406,13	4639,04	4871,94
800	4295,34	2703,95	0	4295,34	4565,74	4836,13	5106,53	5376,92	5647,32
900	4896,29	3069,97	0	4896,29	5203,29	5510,28	5817,28	6124,28	6431,27
1000	5508,74	3442,22	0	5508,74	5852,96	6197,18	6541,40	6885,63	7229,85
1500	8709,96	5289,09	0	8709,96	9238,87	9767,78	10296,68	10825,59	11354,50
2000	12073,36	7339,57	0	12073,36	12807,32	13541,28	14275,23	15009,19	15743,15

Kde:

- I_{spmin} - entalpia spalín pri stechiometrickom spaľovaní ($\alpha=1$) [kJ/kg]
- I_{vzmin} - entalpia vzduchu [kJ/kg]
- I_p - entalpia popolčeka [kJ/kg]
- $I_{sp(\alpha=1)}$ - entalpia spalín pri $\alpha=1$ [kJ/kg]
- $I_{sp(\alpha=1.1)}$ - entalpia spalín pri $\alpha=1.1$ [kJ/kg]
- $I_{sp(\alpha=1.2)}$ - entalpia spalín pri $\alpha=1.2$ [kJ/kg]
- $I_{sp(\alpha=1.3)}$ - entalpia spalín pri $\alpha=1.3$ [kJ/kg]
- $I_{sp(\alpha=1.4)}$ - entalpia spalín pri $\alpha=1.4$ [kJ/kg]
- $I_{sp(\alpha=1.5)}$ - entalpia spalín pri $\alpha=1.5$ [kJ/kg]



Obr. 3.4-1 Závislosť entalpie spalín na teplote pri rôznych súčiniteľoch prebytku vzduchu.

Kde:

I_{sp} - entalpia spalín pri danej teplote a danom súčiniteľu prebytku vzduchu [kJ/kg]

Entalpia minimálneho množstva vzduchu $I_{vzmin}(\alpha=1)$ pri teplote 900 °C.

$$I_{vzmin} = O_{vzmin}^s * c_{pvz} * t = 2,395 * 1,424 * 900 = 3069,986 \frac{kJ}{kg} \quad (3.4-3)$$

Kde:

Merná tepelná kapacita vzduchu c_{pvz} pri teplote $t=900$ °C podľa tab. 3.4-1.

$$c_{pvz} = 1,424 \frac{kJ}{m^3 * K} \quad (3.4-4)$$

Entalpia minimálneho množstva vzduchu $I_{vzmin}'(\alpha=1)$ pri teplote 900 °C určená pomocou I-t diagramu spalín.

$$\begin{aligned} I_{vzmin}' &= 0,00023961 * t^2 + 3,19195524 * t - 10,91817996 \\ &= 0,00023961 * 900^2 + 3,19195524 * 900 - 10,91817996 = 3055,93 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (3.4-5)$$

Entalpia popolčeka I_p sa uvažuje pokiaľ je splnená nerovnosť.

$$A_r > \frac{6 * Q_i^r}{41,8 * X_p} \Rightarrow 3,3 > \frac{6 * 8587,381}{41,8 * 30} \Rightarrow 3,3 < 41,088 \Rightarrow I_p = 0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.4-6)$$

Nerovnosť nie je splnená, preto neuvažujem entalpiu popolčeka I_p .

Vzorový výpočet entalpie spalín I_{sp} pri súčiniteľu prebytku vzduchu $\alpha=1,5$ a teplote 900 °C.

$$\begin{aligned} I_{sp} &= I_{spmin} + (\alpha - 1) * I_{vzmin} + I_p = 4896,288 + (1,5 - 1) * 3069,986 + 0 \\ &= 6431,281 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (3.4-7)$$

Vzorový výpočet entalpie spalín I_{sp}' pri súčiniteľu prebytku vzduchu $\alpha=1,5$ a teplote 900 °C pomocou I-t diagramu spalín.

$$\begin{aligned} I_{sp}' &= 0,00064803 * t^2 + 6,61264151 * t - 54,75328518 \\ &= 0,00064803 * 900^2 + 6,61264151 * 900 - 54,75328518 = 6421,528 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (3.4-8)$$

V ďalších výpočtoch budú počítané entalpie spalín pomocou I-t diagramu spalín.

3.5. Tepelná bilancia kotla

Výpočet je vzťahnutý na 1 kg spáleného paliva.

Teplo privedené do kotla spálením 1 kg paliva Q_p^p .

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p + Q_{vzv} + Q_{pr} = 8587,381 + 45,49 + 0 + 0 = 8636,055 \frac{kJ}{kg} \quad (3.5-1)$$

Kde:

Fyzické teplo paliva i_p sa uvažuje pokiaľ je splnená nerovnosť.

$$w_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 * 150} \Rightarrow 45 \geq \frac{8587,381}{4,19 * 150} \Rightarrow 45 \geq 13,663 \quad (3.5-2)$$

Nerovnosť je splnená, preto uvažujem fyzické teplo paliva.

Fyzické teplo paliva i_p .

$$i_p = c_p * t_p = 4,186 * 20 = 2,27 * 20 = 45,49 \frac{kJ}{kg} \quad (3.5-3)$$

Kde:

Merná tepelná kapacita paliva c_p .

$$c_p = \frac{c_w * w_t^r}{100} + c_{su} * \frac{100 - w_t^r}{100} = \frac{4,186 * 45}{100} + 1 * \frac{100 - 45}{100} = 2,434 \frac{kJ}{kg} \quad (3.5-4)$$

Kde:

Merná tepelná kapacita vody c_w .

$$c_w = 4,186 \frac{kJ}{kg * K} \quad (3.5-5)$$

Merná tepelná kapacita sušiny paliva c_{su} .

$$c_{su} = 4,186 \frac{kJ}{kg * K} \quad (3.5-6)$$

Teplota paliva t_p .

$$t_p = 20 \text{ } ^\circ C \quad (3.5-7)$$

Teplo ohriatia vzduchu vonkajším zdrojom Q_{vzv} .

$$Q_{vzv} = 0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.5-8)$$

Teplo privedené do kotla parným rozprašovaním mazutu Q_{pr} .

$$Q_{pr} = 0 \frac{kJ}{kg} \quad (3.5-9)$$

3.6. Straty a tepelná účinnosť kotla

Tepelná účinnosť kotla sa dá určiť priamou a nepriamou metódou. Priama metóda vychádza z dodanej a vyrobenej energie. Nepriama metóda zisťuje jednotlivé straty kotla, ktorých hodnoty sa odrátajú od 100 % účinnosti.

V tejto práci budem počítať účinnosť kotla nepriamou metódou.

3.6.1. Strata horľavinou v spalinách (chemický nedopal)

Táto strata vzniká nedokonalým spaľovaním, pričom malé množstvo plynnej horľaviny ako CO, C_xH_y a H₂ ostanú nespálené a odchádzajú z kotla. Strata chemickým nedopalom je zvyčajne najnižšou stratou kotla.

Maximálna strata chemickým nedopalom je určená podľa maximálnej koncentrácie CO v spalinách podľa vyhlášky 415/2012 Sb. z dňa 21.11.2015 o prípustnej úrovni znečisťovania a jej zisťovania a o prevedení niektorých ďalších ustanovení o ochrane ovzdušia. [9]

Tab. 3.6-1 *Špecifické emisné limity pre spaľovacie zariadenia podľa 415/2012 Sb. platné od 1.1.2018 [9]*

Druh paliva	Specifické emisní limity [mg.m ⁻³]											
	> 0,3-1 MW				> 1-5 MW				> 5-50 MW			
	SO ₂	NO _x	TZL	CO	SO ₂	NO _x	TZL	CO	SO ₂	NO _x	TZL	CO
Pevné palivo	-	600	100	400	-	500	50	500	1500 ¹⁾	500	30	300 500 ³⁾
Kapalné palivo	-	130	-	80	-	130 450 ⁴⁾	50	80	1500 ⁴⁾	130 450 ⁴⁾	30	80
Plynné palivo a zkapalněný plyn	-	100 ²⁾	-	50	-	100 ²⁾	-	50	-	100 ²⁾	-	50

Maximálna koncentrácia CO v suchých spalínach m_{CO} pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1 platná od 1.1.2018 podľa 415/2012 Sb. pre výkon 2 MW.

$$m_{CO} = 0,0005 \frac{kg}{m^3} \quad (3.6-1)$$

Objem suchých spalín pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1 O_{spCO} .

$$O_{spCO} = O_{spmin}^s + (1,11 - 1) * O_{vzmin}^s = 2,377 + (1,11 - 1) * 2,395 = 2,64 \frac{m^3}{kg} \quad (3.6-2)$$

Koncentrácia suchých spalín pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1 m_{OspCO} .

$$m_{OspCO} = \frac{1}{O_{spCO}} = \frac{1}{2,64} = 0,379 \frac{kg}{m^3} \quad (3.6-3)$$

Stratu horľavinou v spalínach Z_{CO} .

$$Z_{CO} = \frac{m_{CO}}{\rho_{OspCO}} = \frac{0,0005}{0,379} * 100 = 0,132 \% \quad (3.6-4)$$

3.6.2. Strata horľavinou v tuhých zbytkoch (mechanický nedopal)

Je spôsobená nespálenou horľavinou, hlavne uhlíkom, ktorý odchádza z kotla v tuhej forme. Nespálený uhlík odchádza z kotla vo forme:

- škváry alebo strusky zachytenej v ohnisku (index s)
- popolčeku zachyteného odprašováku (index p)
- úletu, ktorý odchádza mimo kotol (index ú)
- roštového prepadu zachyteného do zbernej nádoby (index r)

Strata horľavinou v tuhých zbytkoch Z_c .

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cp} + Z_{cú} + Z_{cr} + Z_{cb} = 0,764 + 0,841 + 0,012 + 0,16 + 0 = 1,777 \% \quad (3.6-5)$$

Kde:

Strata vo škváre alebo struske Z_{cs} určená podľa [1].

$$Z_{cs} = \frac{c_s}{100 - c_s} * \frac{X_s}{100} * \frac{A^r}{Q_p^p} * Q_{cs} = \frac{9}{100 - 9} * \frac{62}{100} * \frac{3,6}{8636,055} * 32600 = 0,764 \% \quad (3.6-6)$$

Kde jednotlivé koeficienty sú určené podľa tabuľky 3.6-2.

Tab. 3.6-2 *Koeficienty potrebné pre výpočet tepelných strát [1]*

Q_{cs}	Q_{cp}	$Q_{cú}$	Q_{cr}
32600 [kJ/kg]	32600 [kJ/kg]	32600 [kJ/kg]	32600 [kJ/kg]
c_s	c_p	c_u	c_r
9%	20%	20%	30%
X_s	X_p	X_u	X_r
62%	27%	0,4%	3%
c_{fs}	c_{fp}	$c_{fú}$	c_{fr}
0,934 [kJ/(kg*K)]	0,934 [kJ/(kg*K)]	0,934 [kJ/(kg*K)]	0,934 [kJ/(kg*K)]
t_s	t_p	t_u	t_r
600 °C	600 °C	600 °C	600 °C

Kde:

Q_{ci} - výhrevnosť horľaviny uvažovaného druhu tuhých zbytkov [kJ/kg]

c_i - percento horľaviny v uvažovanom druhu tuhých zbytkov [%]

X_i - percento popola zachyteného v uvažovanom druhu tuhých zbytkov [%]

c_{fi} - merná tepelná kapacita uvažovaného druhu tuhých zbytkov [kJ/kg/K]

t_i - teplota uvažovaného druhu tuhých zbytkov [°C]

X_u - percento popolčeka zachyteného v úletu je vypočítané podľa maximálneho limitu TZL pre dané spaľovacie zariadenie podľa 415/2012 Sb. [%]

Limit TZL m_{tzt} pre navrhované spaľovacie zariadenie podľa 415/2012 Sb. pre výkon 2 MW.

$$m_{tzt} = 0,00005 \frac{kg}{m^3} \quad (3.6-7)$$

Percento popolčeka zachyteného v úletu X_u .

$$X_u = \frac{m_{tzt} * O_{spCO} * 100}{10 * A^r * 10^{-3}} = \frac{0,00005 * 2,64 * 100}{10 * 3,3 * 10^{-3}} = 0,4 \% \quad (3.6-8)$$

Strata v popolčeku Z_{cp} určená podľa [1].

$$Z_{cp} = \frac{c_p}{100 - c_p} * \frac{X_p}{100} * \frac{A^r}{Q_p^p} * Q_{cp} = \frac{20}{100 - 20} * \frac{27}{100} * \frac{3,3}{8636,055} * 32600 = 0,841 \% \quad (3.6-9)$$

Strata v úletu $Z_{cú}$ určená podľa [1].

$$Z_{cú} = \frac{c_u}{100 - c_u} * \frac{X_u}{100} * \frac{A^r}{Q_p^p} * Q_{cú} = \frac{20}{100 - 20} * \frac{0,4}{100} * \frac{3,3}{8636,055} * 32600 = 0,012 \% \quad (3.6-10)$$

Strata roštovým prepacom Z_{cr} určená podľa [1].

$$Z_{cr} = \frac{c_r}{100 - c_r} * \frac{X_r}{100} * \frac{A^r}{Q_p^p} * Q_{cr} = \frac{30}{100 - 30} * \frac{3}{100} * \frac{3,3}{8636,055} * 32600 = 0,16 \% \quad (3.6-11)$$

Strata uhoľným práškom v brýdách Z_{cb} určená podľa [1].

$$Z_{cb} = 0 \% \quad (3.6-12)$$

3.6.3. Strata fyzickým teplom tuhých zbytkov

Táto strata je daná nevyužitým teplom tuhých zbytkov, ktoré opúšťajú kotol. Strata fyzickým teplom tuhých zbytkov je tým menšia, čím je menšia ich teplota.

Strata fyzickým teplom tuhých zbytkoch Z_f .

$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fp} + Z_{fú} + Z_{fr} = 0,146 + 0,072 + 0,001 + 0,009 = 0,2228 \% \quad (3.6-13)$$

Kde:

Strata fyzickým teplom vo škváre alebo struske Z_{fs} .

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{100 - c_s} * \frac{A^r}{Q_p^p} * c_{fs} * t_s = \frac{62}{100 - 9} * \frac{3,3}{8636,055} * 0,934 * 600 = 0,146 \% \quad (3.6-14)$$

Kde jednotlivé koeficienty sú určené podľa tab. 3.6-2.

Strata fyzickým teplom v popolčeku Z_{fp} .

$$Z_{fp} = \frac{X_p}{100 - c_p} * \frac{A^r}{Q_p^p} * c_{fp} * t_p = \frac{27}{100 - 20} * \frac{3,3}{8636,055} * 0,934 * 600 = 0,072 \% \quad (3.6-15)$$

Strata fyzickým teplom v úletu $Z_{fú}$.

$$Z_{fú} = \frac{X_{ú}}{100 - c_{ú}} * \frac{A^r}{Q_p^p} * c_{fú} * t_{ú} = \frac{0,4}{100 - 20} * \frac{3,3}{8636,055} * 0,934 * 600 = 0,001 \% \quad (3.6-16)$$

Strata fyzickým teplom v roštovom prepade Z_{fr} .

$$Z_{fr} = \frac{X_r}{100 - c_r} * \frac{A^r}{Q_p^p} * c_{fr} * t_r = \frac{3}{100 - 30} * \frac{3,3}{8636,055} * 0,934 * 600 = 0,009 \% \quad (3.6-17)$$

3.6.4. Strata zdieľaním tepla do okolia (strata sálaním)

Táto strata vzniká prenosom tepla sálaním z vonkajšieho plášťa kotla do okolia. Je daná veľkosťou vonkajšieho plášťa kotla, spôsobu oplechovania kotla, kvalitou a kvantitou izolácie, výkonu kotla a spaľovaného paliva.

Hrúbka vymúrovky a izolácie bola určená tak, aby strata sálaním dosahovala maximálne 1 %.

Strata zdieľaním tepla do okolia Z_{so} .

$$Z_{so} = \frac{Q_{so}}{Q_v * 10^3} = \frac{20 * 10^3}{2000 * 10^3} = 1 \% \quad (3.6-18)$$

Kde:

Výrobné teplo kotla Q_v .

$$Q_v = 2000 \text{ kW} \quad (3.6-19)$$

Teplo určené stratou sálaním Q_{so} .

$$Q_{so} = S_{kotel} * \alpha_{outkotel} * (t_{pkotel} - t_{okolía}) = 80 * 10 * (45 - 20) = 20 \text{ kW} \quad (3.6-20)$$

Kde:

Přibližná velikost povrchu kotla S_{kotel} .

$$S_{kotel} = 80 \text{ m}^2 \quad (3.6-21)$$

Súčiniteľ prestupu tepla medzi vonkajším plášťom a okolím $\alpha_{outkotel}$ určený podľa ČSN 07 0240.

$$\alpha_{outkotel} = 10 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.6-22)$$

Teplota povrchu kotla t_{pkotel} určená podľa ČSN 07 0240.

$$t_{pkotel} = 45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6-23)$$

Teplota okolia t_{okolia} .

$$t_{okolia} = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6-24)$$

Teplota vonkajšieho povrchu kotla vypočítaná $t_{pkotolv}$.

$$t_{pkotolv} = \frac{Q_{so}}{k_{so}} + v_{spr} = \frac{20 * 10^3}{0,238} + 1100,474 = 51,367 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6-25)$$

Kde:

Teplota spalín v spaľovacej komore v_{spr} určená podľa rovnice (3.7-23).

$$v_{spr} = 1100,474 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6-26)$$

Súčiniteľ prostupu tepla z vnútornej steny kotla po vonkajšiu stenu kotla k_{so} .

$$k_{so} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{inso}} + \frac{h_{vym}}{\lambda_{vym}} + \frac{h_{iz}}{\lambda_{iz}}} = \frac{1}{0 + \frac{0,25}{0,4} + \frac{0,25}{0,07}} = 0,238 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.6-27)$$

Kde:

Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny kotla α_{inso} je natoľko veľký že, člen $1/\alpha_{inso}$ môžeme zanedbať.

$$\frac{1}{\alpha_{inso}} = 0 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.6-28)$$

Hrúbka vymúrovky h_{vym} .

$$h_{vym} = 0,25 \text{ m} \quad (3.6-29)$$

Súčiniteľ tepelnej vodivosti vymúrovky λ_{vym} [16].

$$\lambda_{vym} = 0,4 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.6-30)$$

Hrúbka izolácie h_{iz} .

$$h_{iz} = 0,25 \text{ m} \quad (3.6-31)$$

Súčiniteľ tepelnej vodivosti izolácie λ_{iz} [17].

$$\lambda_{iz} = 0,07 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.6-32)$$

3.6.5. Strata citeľným teplom (komínová strata)

Táto strata je daná tepelnou energiou spalín, ktoré odchádzajú mimo kotol. Komínová strata je najväčšou stratou zo všetkých strát kotla. Jej veľkosť je daná teplotou odchádzajúcich spalín, čím sú spaliny viac vychladené, tým je nižšia komínová strata.

Strata citeľným teplom spalín Z_k .

$$Z_k = (100 - Z_c) * \frac{I_{spoutr2} - I_{vz20\alpha}}{Q_p^p} = (100 - 1,777) * \frac{818,161 - 94,859}{8636,055} = 8,227 \% \quad (3.6-33)$$

Kde:

Entalpia recirkulovaných spalín $I_{spoutr1}$ pred miestom odberu pri súčiniteľu prebytku vzduchu $\alpha=1,5$ a teplote spalín $130\text{ }^\circ\text{C}$, určená pomocou rovnice z I-t diagramu spalín obr. (3.7-2).

$$I_{spoutr1} = 0,00074397 * t_{spout}^2 + 7,96439806 * t_{spout} - 55,80007715 = 0,00074397 * 130^2 + 7,96439806 * 130 - 55,80007715 = 992,145 \frac{kJ}{kg} \quad (3.6-34)$$

Kde:

Teplota spalín za kotlom t_{spout} .

$$t_{spout} = 130\text{ }^\circ\text{C} \quad (3.6-35)$$

Entalpia recirkulovaných spalín $I_{spoutr2}$ za miestom odberu pri súčiniteľu prebytku vzduchu $\alpha=1,5$ a teplote spalín $130\text{ }^\circ\text{C}$.

$$I_{spoutr2} = I_{spoutr1} * \frac{O_{sp}}{O_{sp} + O_{rec}} = 992,145 * \frac{4,703}{4,703 + 1} = 818,161 \frac{kJ}{kg} \quad (3.6-36)$$

Entalpia vzduchu s prebytkom α pri teplote okolia $I_{vz20\alpha}$.

$$I_{vz20\alpha} = \alpha * O_{vzmin}^s * c_{p20} * t_{okolía} = 1,5 * 2,395 * 1,32 * 20 = 94,859 \frac{kJ}{kg} \quad (3.6-37)$$

Kde:

Merná tepelná kapacita vzduchu pri teplote $20\text{ }^\circ\text{C}$ c_{p20} .

$$c_{p20} = 1,32 \frac{kJ}{kg} \quad (3.6-38)$$

3.6.6. Tepelná účinnosť kotla

Tepelná účinnosť kotla vypovedá o kvalite daného kotla. V dnešnej dobe prísnych emisných limitov a tlakov na úsporu primárnych palív sa snažíme dosahovať čo najvyšších účinností spaľovacích zariadení.

Tepelná účinnosť kotla η_k .

$$\eta_k = 100 - Z_{co} - Z_c - Z_f - Z_{so} - Z_k = 100 - 0,132 - 1,777 - 0,228 - 1 - 8,227 = 88,636 \% \quad (3.6-39)$$

Privedené množství paliva M_p .

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p * \frac{\eta_k}{100}} = \frac{2000}{8636,055 * \frac{88,636}{100}} = 0,261 \frac{kg}{s} \quad (3.6-40)$$

Skutočné množství paliva (výpočtové) M_{pv} .

$$M_{pv} = M_p * (1 - \frac{Z_c}{100}) = 0,261 * (1 - \frac{1,777}{100}) = 0,257 \frac{kg}{s} \quad (3.6-41)$$

3.7. Výpočet spalovacej komory

3.7.1. Veľkosť a zaťaženie spalovacej komory

Objem spalovacej komory V_0 .

$$V_0 = \frac{M_{pv} * Q_i^r}{q_v} = \frac{0,257 * 8587,381}{150} = 14,692 m^3 \quad (3.7-1)$$

Kde:

Stredné objemové zaťaženie ohniska volené po dohode s konzultantom q_v .

$$q_v = 150 \frac{kW}{m^3} \quad (3.7-2)$$

Prierez ohniska S_0 .

$$S_0 = \frac{M_{pv} * Q_i^r}{q_s} = \frac{0,257 * 8587,381}{1800} = 1,224 m^2 \quad (3.7-3)$$

Kde:

Prierezové zaťaženie ohniska volené po dohode s konzultantom q_s .

$$q_s = 1800 \frac{kW}{m^2} \quad (3.7-4)$$

Šírka ohniska $\check{s}$.

$$\check{s} = 0,9 m \quad (3.7-5)$$

Dĺžka ohniska l .

$$l = \frac{S_0}{\check{s}} = \frac{1,224}{0,9} \cong 1,4 m \quad (3.7-6)$$

Stredný merný tepelný výkon roštu q_r .

$$q_r = 1000 \frac{kW}{m^2} \quad (3.7-7)$$

Šírka roštu $\check{s}_r$.

$$\check{s}_r = 0,9 m \quad (3.7-8)$$

Dĺžka roštu l_r .

$$l_r = \frac{S_{roštu}}{\check{s}_r} = \frac{2,204}{0,9} \cong 2,5 m \quad (3.7-9)$$

Kde:

Plocha roštu $S_{roštu}$.

$$S_{roštu} = \frac{M_{pv} * Q_i^r}{q_r} = \frac{0,257 * 8587,381}{1000} = 2,204 \text{ m}^2 \quad (3.7-10)$$

3.7.2. Charakteristické teploty spaľovania

Určenie charakteristických teplôt spaľovania je veľmi dôležité z hľadiska charakteristických teplôt popola aby nedochádzalo k nalepovaniu popolčeka na steny ohniska alebo na teplosmenné plochy výmenníkovej časti kotla. Teplota na konci ohniska by nemala presiahnuť teplotu mäknutia popola.

Teplota nechladeného plameňa je najvyššia teplota, ktorú môžu dosiahnuť spaliny pri adiabatickom spaľovaní so súčiniteľom prebytku vzduchu α a pri stratách mechanickým a chemickým nedopalom. [1]

Teplota nechladeného plameňa t_{np} .

$$\begin{aligned} t_{np} &= -0,00000130 * I_u^2 + 0,14633975 * I_u + 13,86420973 \\ &= -0,00000130 * 9408,114 + 0,14633975 * 9408,114 + 13,86420973 \\ &= 1275,579 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (3.7-11)$$

Kde rovnica je daná funkciou z t-I diagramu spalín podľa obr. 3.7-1 pri $\alpha=1,5$.

Užitočné teplo I_u uvoľnené v ohnisku.

$$\begin{aligned} I_u &= Q_p^p * \frac{100 - Z_{CO} - Z_c - Z_{fs}}{100 - Z_c} + Q_{vz} - Q_{vzv} + r * I_{spod} \\ &= 8636,055 * \frac{100 - 0,132 - 1,777 - 0,146}{100 - 1,777} + 796,495 - 0 + 0 = 9408,114 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (3.7-12)$$

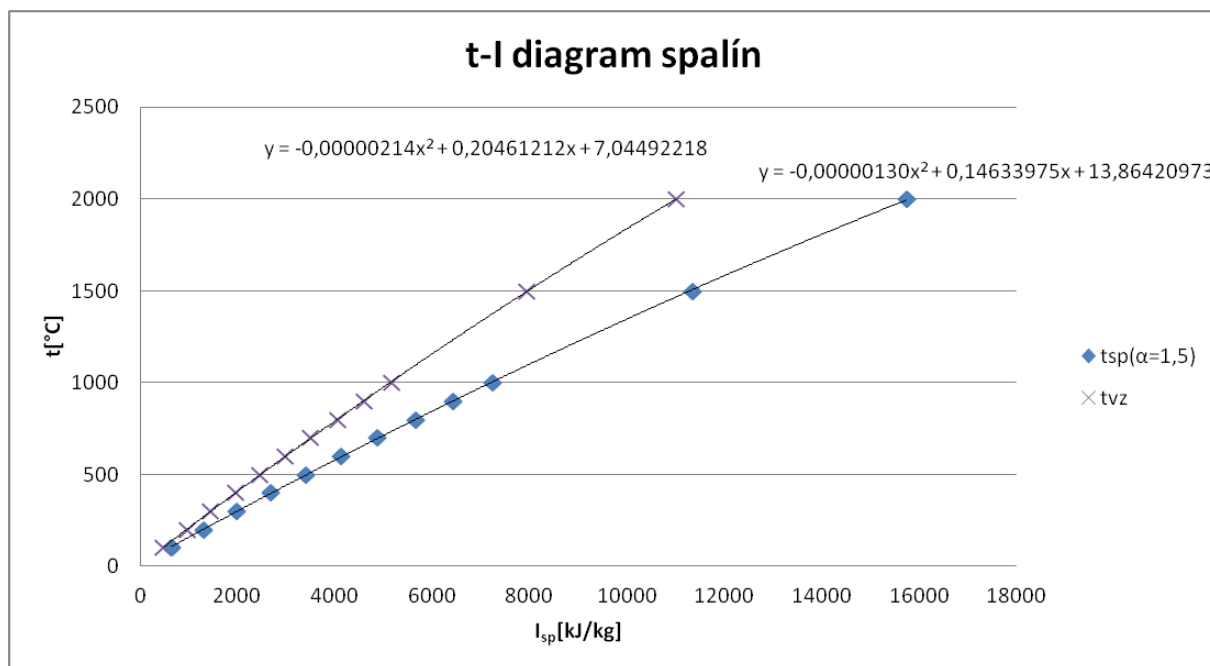
Kde:

Teplo privedené do kotla so spaľovacím vzduchom Q_{vz} podľa rovnice (3.9-8).

$$Q_{vz} = 796,495 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.7-13)$$

Teplo privedené do kotla s recirkulovanými spalinami $r * I_{spod}$.

$$r * I_{spod} = 0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.7-14)$$



Obr. 3.7-1 t-I diagram spalín.

Kde:

t_{sp} - teplota spalín pri $\alpha=1,5$ [°C]

t_{vz} - teplota vzduchu [°C]

Teplota na konci ohniska je najvyššia teplota, ktorú môžu spaliny dosiahnuť na konci ohniska pri adiabatickom spaľovaní so súčiniteľom prebytku vzduchu α a pri stratách mechanickým nedopalom, chemickým nedopalom a stratou sálaním.

Teplota na konci ohniska t_{ok} .

$$\begin{aligned} t_{ok} &= -0,00000130 * I_{us}^2 + 0,14633975 * I_{us} + 13,86420973 \\ &= -0,00000130 * 9314,033 + 0,14633975 * 9314,033 + 13,86420973 \\ &= 1264,101 \text{ °C} \end{aligned} \quad (3.7-15)$$

Kde:

Užitočné teplo uvoľnené v ohnisku ponížené o straty sálaním I_{us} .

$$I_{us} = I_u * \left(1 - \frac{Z_{so}}{100}\right) = 9408,114 * \left(1 - \frac{1}{100}\right) = 9314,033 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7-16)$$

Stredná teplota spalín v spaľovacej komore t_{str} .

$$\begin{aligned} t_{str} &= \sqrt{(t_{np} + 273,15) * (t_{ok} + 273,15)} - 273,15 \\ &= \sqrt{(1275,579 + 273,15) * (1264,101 + 273,15)} - 273,15 = 1269,829 \text{ °C} \end{aligned} \quad (3.7-17)$$

3.7.3. Recirkulácia spalín

Teplota nechladeného plameňa (1275,579 °C) vysoko prekračuje teplotu mäknutia popola zvoleného paliva (1188,33 °C). Podľa [1] má byť teplota nechladeného plameňa minimálne o 50 °C nižšia ako teplota mäknutia popola. Preto zahrňam recirkuláciu spalín, ktorá zníži charakteristické teploty plameňa.

Objem recirkulovaných spalín O_{rec} bol zvolený s cieľom znížiť teplotu spalín na teplotu približne 1100 °C.

$$O_{rec} = 1 \frac{m^3}{kg} \quad (3.7-18)$$

Objem spalín v mieste odberu O_{spod} .

$$O_{spod} = O_{sp} = 4,703 \frac{m^3}{kg} \quad (3.7-19)$$

Koeficient recirkulácie r.

$$r = \frac{O_{rec}}{O_{spod}} = \frac{1}{4,703} = 0,213 [-] \quad (3.7-20)$$

Entalpia spalín I_{spod} v mieste odberu.

$$I_{spod} = I_{spout} = 815,842 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7-21)$$

Objem spalín spolu s recirkulovanými spalinami O_{spr} .

$$O_{spr} = O_{od} + O_{rec} = 4,703 + 1 = 5,703 \frac{m^3}{kg} \quad (3.7-22)$$

Teplota spalín po zmiešaní v spaľovacej komore v_{spr} .

$$v_{spr} = \frac{I_{spr}}{\frac{I_{np}}{t_{np}} + r * \frac{I_{spout}}{t_{spout}}} = \frac{9608,094}{\frac{9434,603}{1275,579} + 0,213 * \frac{815,842}{130}} = 1100,474 \text{ °C} \quad (3.7-23)$$

Kde:

Entalpia zmiešaných spalín v ohnisku I_{spr} .

$$I_{spr} = I_{np} + r * I_{spod} = 9434,603 + 0,213 * 815,842 = 9608,094 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7-24)$$

Entalpia spalín v ohnisku I_{np} .

$$\begin{aligned} I_{np} &= 0,00064803 * t_{np}^2 + 6,61264151 * t_{np} - 54,75328518 \\ &= 0,00064803 * 1275,579^2 + 6,61264151 * 1275,579 - 54,75328518 \\ &= 9434,603 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (3.7-25)$$

Teplota spalín po zmiešaní na konci spaľovacej komory v_{sprok} .

$$v_{sprok} = \frac{I_{sprok}}{\frac{I_{ok}}{t_{ok}} + r * \frac{I_{spout}}{t_{spout}}} = \frac{9513,304}{\frac{9339,813}{1264,101} + 0,213 * \frac{815,842}{130}} = 1090,595 \text{ °C} \quad (3.7-26)$$

Kde:

Entalpia zmiešaných spalín na konci ohniska I_{sprok} .

$$I_{sprok} = I_{ok} + r * I_{spod} = 9339,813 + 0,213 * 815,842 = 9513,304 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7-27)$$

Entalpia spalín na konci ohniska I_{ok} .

$$\begin{aligned} I_{ok} &= 0,00064803 * t_{ok}^2 + 6,61264151 * t_{ok} - 54,75328518 \\ &= 0,00064803 * 1264,101^2 + 6,61264151 * 1264,101 - 54,75328518 \\ &= 9339,813 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (3.7-28)$$

I-t diagram recirkulovaných spalín bol zostrojený podľa rovnice (3.7-23) pre jednotlivé teploty.

Vzorový výpočet teploty recirkulovaných spalín pre 900 °C t_{spr900} .

$$t_{spr900} = \frac{I_{spr900}}{\frac{I_{sp900}}{t_{900}} + r * \frac{I_{spout}}{t_{spout}}} = \frac{6605,048}{\frac{6431,274}{900} + 0,213 * \frac{815,842}{130}} = 778,66 \text{ °C} \quad (3.7-29)$$

Tab. 3.7-1 Teplota recirkulovaných spalín

t [°C]	$I_{sp(\alpha=1,5)}$ [kJ/kg]	I_{spr} [kJ/kg]	t_{spr} [°C]
100	644,337	818,112	105,154
200	1302,794	1476,568	188,081
300	1979,561	2153,335	271,363
400	2676,749	2850,524	355,046
500	3395,100	3568,875	439,142
600	4125,258	4299,032	523,496
700	4871,943	5045,718	608,164
800	5647,316	5821,090	693,328
900	6431,274	6605,048	778,660
1000	7229,847	7403,622	864,245
1500	11354,503	11528,277	1294,382
2000	15743,149	15916,923	1728,541

Kde:

I_{spr} - entalpia recirkulovaných spalín [kJ/kg]

t_{spr} - teplota recirkulovaných spalín [°C]

Entalpia pôvodných spalín pri teplote 900 °C I_{sp900} určená z tab.3.7-1.

$$I_{sp900} = 6431,274 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7-30)$$

Teplota pôvodných spalín t_{900} .

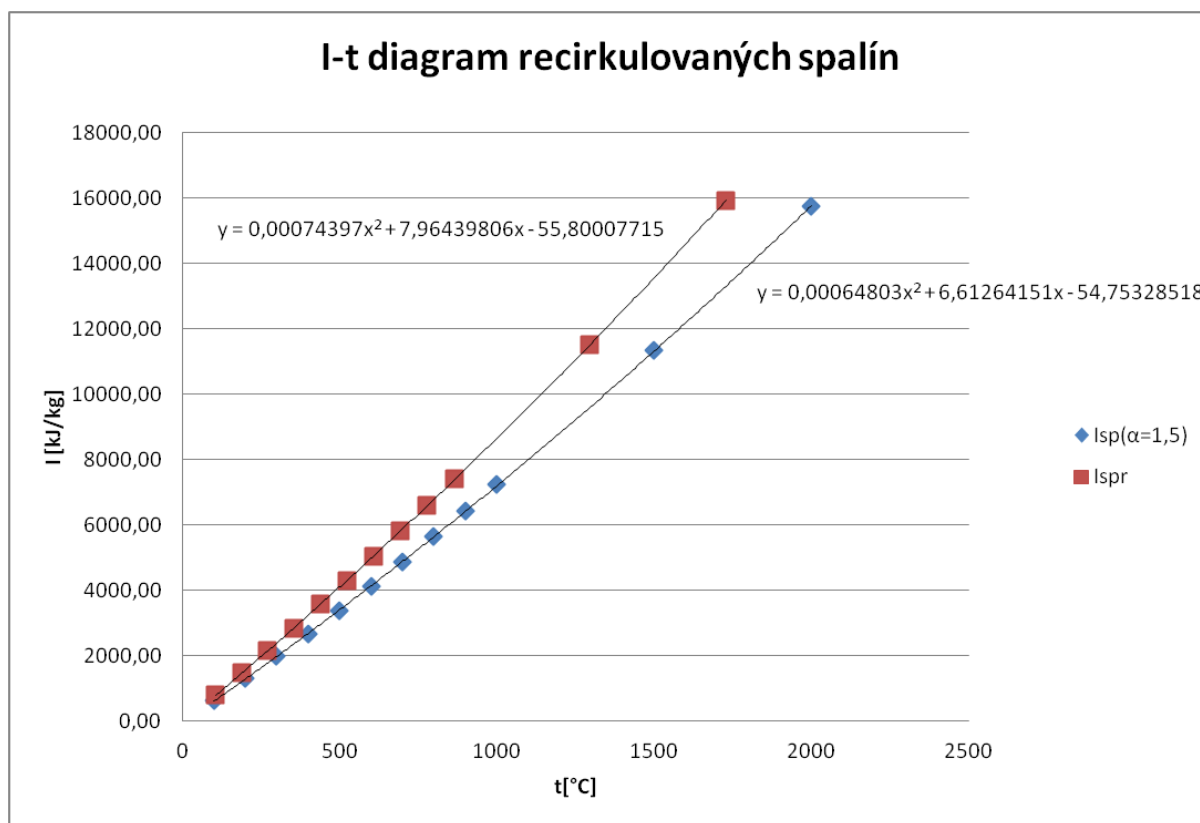
$$t_{900} = 900 \text{ °C} \quad (3.7-31)$$

Entalpia zmiešaných spalín pri teplote 900 °C I_{spr900} určená z tab. 3.7-1.

$$I_{spr900} = 6605,048 \frac{kJ}{kg} \quad (3.7-32)$$

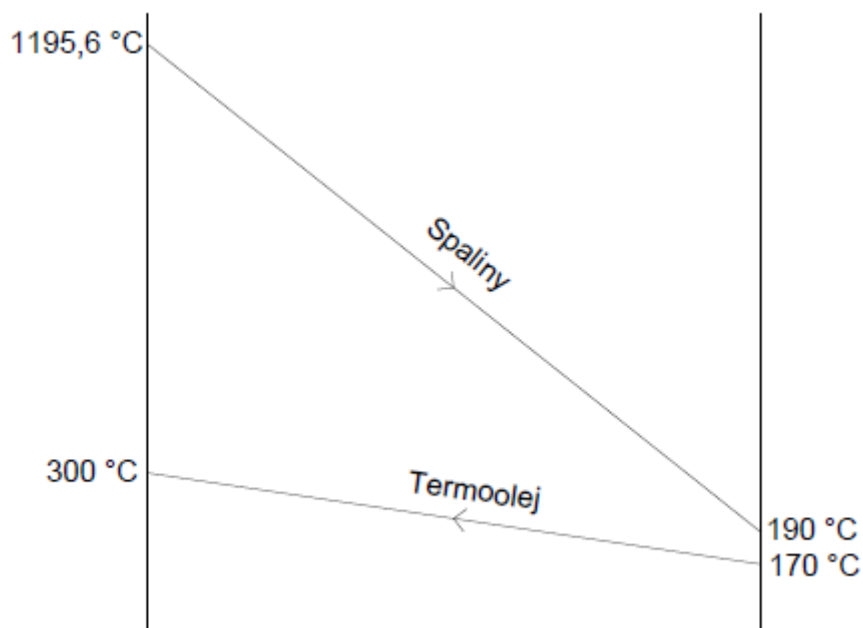
Závislosť entalpie recirkulovaných spalín od teploty je znázornená na obr. 3.7-2.

Obr. 3.7-2 I-t diagram recirkulovaných spalín



3.8. Výpočet olejového výmenníku

V tejto kapitole sa nachádza výpočet trubkového, rekuperačného, protiprúdeho výmenníka spaliny-termoolej. Teplotné spády sú znázornené na obr. 3.8-1.



Obr. 3.8-1 Teplotné spády v termoolejovom výmenníku

3.8.1. Výpočet součinitele přestupu tepla na straně oleja

Při výpočtu součinitele přestupu tepla α_o na straně oleja je použita teorie podobnosti při přenosu tepla.

Vonkajší průměr trubky D .

$$D = 0,0318 \text{ m} \quad (3.8-1)$$

Hrúbka steny trubky δ_m .

$$\delta_m = 0,0036 \text{ m} \quad (3.8-2)$$

Vnitřní průměr trubky d .

$$d = D - 2 * \delta_m = 0,0318 - 2 * 0,0036 = 0,0246 \text{ m} \quad (3.8-3)$$

Rychlost proudění oleja v trubkách w_o .

$$w_o = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.8-4)$$

Charakteristický rozměr trubky l_o .

$$l_o = \frac{4 * \pi * \frac{d^2}{4}}{\pi * d} = \frac{4 * \pi * \frac{0,0246^2}{4}}{\pi * 0,0246} = 0,0246 \text{ m} \quad (3.8-5)$$

Středná teplota oleja v trubkách t_{sto} .

$$t_{sto} = \frac{t_{1o} + t_{2o}}{2} = \frac{170 + 300}{2} = 235 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.8-6)$$

Kde:

Teplota termoleja při vstupu do výměníka t_{1o} .

$$t_{1o} = 170 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.8-7)$$

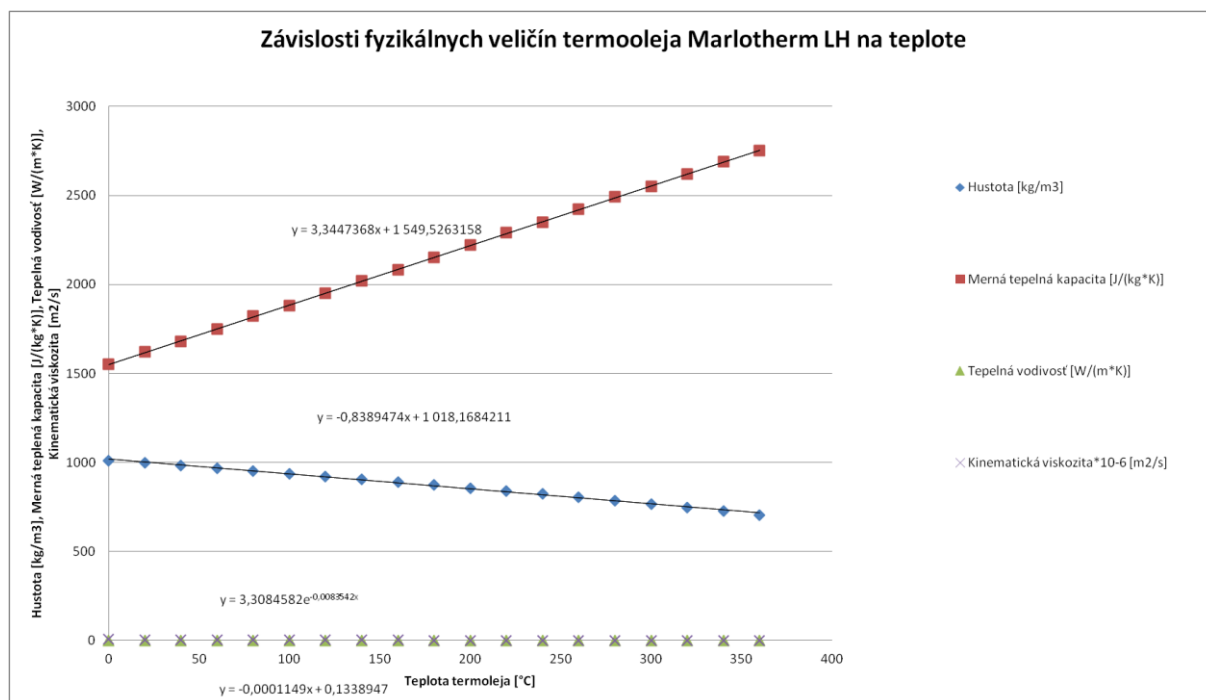
Teplota termoleja při výstupu z výměníka t_{2o} .

$$t_{2o} = 300 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.8-8)$$

Ako teplotnosné médium volím termolej Marlotherm LH od firmy Sasol [6]. Pre automatizáciu výpočtu boli závislosti fyzikálnych veličín termoleja na teplota aproximované krivkami. Veličiny prevzaté z tab. 3.8-1 boli aproximované do grafu na obr. 3.8-2.

Tab. 3.8-1 Fyzikální vlastnosti termooleje Marlotherm LH [6]

Teplota [°C]	Hustota [kg/m ³]	Merná tepelná kapacita [J/(kg*K)]	Tepelná vodivost [W/(m*K)]	Kinematická viskozita*10 ⁻⁶ [m ² /s]
0	1010	1550	0,134	8,3
20	996	1620	0,132	4
40	980	1680	0,129	2,6
60	966	1750	0,127	1,9
80	950	1820	0,125	1,5
100	936	1880	0,122	1,1
120	920	1950	0,12	0,86
140	906	2020	0,118	0,71
160	890	2080	0,115	0,61
180	873	2150	0,113	0,54
200	856	2220	0,111	0,47
220	839	2290	0,109	0,43
240	822	2350	0,106	0,39
260	804	2420	0,104	0,36
280	786	2490	0,102	0,32
300	766	2550	0,099	0,3
320	747	2620	0,098	0,28
340	726	2690	0,095	0,27
360	703	2750	0,092	0,26



Obr 3.8-2 Závislosti fyzikálních veličin termooleje Marlotherm LH na teplotě

Hustota oleja ρ_o pri strednej teplote.

$$\begin{aligned} \rho_o &= -0,8389474 * t_{sto} + 1018,1684211 = -0,8389474 * 235 + 1018,1684211 \\ &= 821,016 \frac{kg}{m^3} \end{aligned} \quad (3.8-9)$$

Merná tepelná kapacita oleja c_{po} pri strednej teplote.

$$\begin{aligned} c_{po} &= 3,3447368 * t_{sto} + 1549,5263158 = 3,3447368 * 235 + 1549,5263158 \\ &= 2335,539 \frac{J}{kg * K} \end{aligned} \quad (3.8-10)$$

Teplotná vodivosť oleja λ_o pri strednej teplote.

$$\lambda_o = -0,0001149 * t_{sto} + 0,1338947 = -0,0001149 * 235 + 0,1338947$$

$$= 0,107 \frac{W}{m * K} \quad (3.8-11)$$

Kinematická viskozita oleja pri v_o pri strednej teplote oleja.

$$v_o = 3,3084582 * e^{-0,0083542 * t_{sto}} * 10^{-6} = 3,3084582 * e^{-0,0083542 * 235} * 10^{-6}$$

$$= 4,645 * 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (3.8-12)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany oleja α_o .

$$\alpha_o = \frac{N_u * \lambda_o}{l_o} = \frac{322,991 * 0,107}{0,0246} = 1403,477 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.8-13)$$

Kde:

Nusseltovo číslo pre prípad turbulentného prúdenia N_u .

$$N_u = 0,023 * Re_e^{0,8} * Pr_r^{0,4} = 0,023 * 52958^{0,8} * 8,333^{0,4} = 322,991 - \quad (3.8-14)$$

Kde:

Reynoldsovo číslo Re_e .

$$Re_e = \frac{w_o * l_o}{v_o} = \frac{1 * 0,0246}{4,645 * 10^{-7}} = 5,2958 * 10^4 - \quad (3.8-15)$$

Prandtlovo číslo Pr_r .

$$Pr_r = \frac{\rho_o * c_{po} * v_o}{\lambda_o} = \frac{821,016 * 2335,539 * 4,645 * 10^{-7}}{0,107} = 8,333 - \quad (3.8-16)$$

3.8.2. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane spalín

Rýchlosť spalín dovolená z hľadiska erózie podľa [1] w_{sp} .

$$w_{sp} = 9,5 \frac{m}{s} \quad (3.8-17)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín α_k .

$$\alpha_k = 0,2 * c_z * c_s * \frac{\lambda_s}{D} * \left(\frac{w_{sp} * D}{v_s} \right)^{0,65} * Pr_{rs}^{0,33}$$

$$= 0,2 * 1 * 1,003 * \frac{0,084}{0,0318} * \left(\frac{9,5 * 0,0318}{1,031 * 10^{-4}} \right)^{0,65} * 0,667^{0,33} = 82,667 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.8-18)$$

Kde:

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych rad c_z určený podľa [1].

$$c_z = 1 - \quad (3.8-19)$$

Opravný súčiniteľ c_s na usporiadanie zväzku v závislosti na pomernej priečnej rozteči σ_1 a pomernej pozdĺžnej rozteči σ_2 .

$$c_s = \left[1 + (2 * \sigma_1 - 3) * \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 * 1,635 - 3) * \left(1 - \frac{2,516}{2} \right)^3 \right]^{-2}$$

$$= 1,003 - \quad (3.8-20)$$

Kde:

Poměrná příčná rozteč σ_1 .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,052}{0,0318} = 1,635 \quad - \quad (3.8-21)$$

Příčná rozteč s_1 .

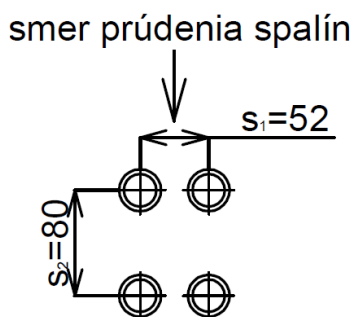
$$s_1 = 0,052 \text{ m} \quad (3.8-22)$$

Poměrná podélná rozteč σ_2 .

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,516 \quad - \quad (3.8-23)$$

Podélná rozteč s_2 .

$$s_2 = 0,080 \text{ m} \quad (3.8-24)$$



Obr. 3.8-3 Rozteče s_1 a s_2

Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre strednú teplotu prúdu spalín určený podľa [1] λ_s .

$$\lambda_s = 0,084 \frac{W}{m * K} \quad (3.8-25)$$

Stredná teplota prúdu spalín t_{st} .

$$t_{st} = \frac{t_{1s} + t_{2s}}{2} = \frac{1095,595 + 190}{2} = 640,297 \text{ } ^\circ C \quad (3.8-26)$$

Kde:

Teplota spalín pred vstupom do výmenníka t_{1s} .

$$t_{1s} = t_{ok} = 1095,595 \text{ } ^\circ C \quad (3.8-27)$$

Teplota spalín na výstupe z výmenníka t_{2s} .

$$t_{2s} = t_{spout} = 190 \text{ } ^\circ C \quad (3.8-28)$$

Súčiniteľ kinematickej viskozity pre strednú teplotu prúdu spalín určený podľa [1] ν_s .

$$\nu_s = 1,031 * 10^{-4} \frac{m^2}{s} \quad (3.8-29)$$

Prandtlovo číslo pre strednú teplotu prúdu spalín určený podľa [1] P_{rs} .

$$P_{rs} = 0,667 \quad - \quad (3.8-30)$$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín α_s .

$$\begin{aligned}\alpha_s &= k_o * \left(5,7 * 10^{-8} * \frac{a_{st} + 1}{2} * a * T^3 * \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)} \right) \\ &= 1,496 * \left(5,7 * 10^{-8} * \frac{0,8 + 1}{2} * 0,138 * 937,899^3 * \frac{1 - \left(\frac{575,878}{913,447}\right)^4}{1 - \left(\frac{575,878}{913,447}\right)} \right) \\ &= 18,437 \frac{W}{m^2 * K}\end{aligned}\quad (3.8-31)$$

Kde:

Koeficient vplyvu sálania voľnej plochy pred výmenníkom k_o .

$$\begin{aligned}k_o &= 1 + A * \left(\frac{t_{1s} + 273,15}{1000} \right)^{0,25} * \left(\frac{l_0}{l_v} \right)^{0,07} \\ &= 1 + 0,5 * \left(\frac{1090,595 + 273,15}{1000} \right)^{0,25} * \left(\frac{1,4}{4,72} \right)^{0,07} = 1,496 -\end{aligned}\quad (3.8-32)$$

Kde:

Koeficient A pre spaľovanie biomasy.

$$A = 0,5 - \quad (3.8-33)$$

Výška voľnej plochy pred výmenníkom l_0 .

$$l_0 = l = 1,4 \text{ m} \quad (3.8-34)$$

Dĺžka výmenníka l_v podľa rovnice (3.8-71).

$$l_v = 4,72 \text{ m} \quad (3.8-35)$$

Stupeň čiernosti povrchu stien určený podľa [1] a_{st} .

$$a_{st} = 0,8 - \quad (3.8-36)$$

Stupeň čiernosti zaprášeného prúdu spalín a pri teplote T.

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{0,149} = 0,138 - \quad (3.8-37)$$

Kde:

Exponent rovnice kps sa určí podľa rovnice.

$$\begin{aligned}kps &= (k_{sp} * r_{sp} + k_p * \mu) * p * S = (38,579 * 0,343 + 0) * 0,1 * 0,113 \\ &= 0,198 -\end{aligned}\quad (3.8-38)$$

Kde:

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi k_{sp} .

$$\begin{aligned}k_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 * r_{H2O}}{3,16 * \sqrt{p_{sp} * S}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 * \frac{T}{1000} \right) \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 * 0,24}{3,16 * \sqrt{0,034 * 0,208}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 * \frac{913,447}{1000} \right) = 38,579 \frac{1}{m * MPa}\end{aligned}\quad (3.8-39)$$

Kde:

Celkový parciálny tlak trojatómových plynov p_{sp} .

$$p_{sp} = p * r_{sp} = 0,1 * 0,343 = 0,034 \text{ MPa} \quad (3.8-40)$$

Tlak p pre roštové ohnisko.

$$p = 0,1 \text{ MPa} \quad (3.8-41)$$

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy pre zväzok hladkých trubiek S .

$$S = 0,9 * D * \left(\frac{4 * s_1 * s_2}{\pi * D^2} - 1 \right) = 0,9 * 0,0318 * \left(\frac{4 * 0,049 * 0,080}{\pi * 0,0318^2} - 1 \right) \\ = 0,113 \text{ m} \quad (3.8-42)$$

Absolútna teplota prúdu spalín T .

$$T = t_{st} + 273,15 = 640,297 + 273,15 = 913,447 \text{ K} \quad (3.8-43)$$

Koeficient $k_p \cdot \mu$ sa pri výpočtov roštových kotlov uvažuje 0.

Absolútna teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách T_z .

$$T_z = t_z + 273,15 = 302,728 + 273,15 = 575,878 \text{ K} \quad (3.8-44)$$

Kde:

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách t_z .

$$t_z = t_{sto} + \left(\varepsilon_s + \frac{1}{\alpha_o} \right) * \frac{M_{pv} * (Q + Q_s)}{S_v} * 10^3 \\ = 235 + \left(0,004 + \frac{1}{1060,468} \right) * \frac{0,257 * (7941,118 + 22,038)}{139,317} * 10^3 \\ = 302,728 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8-45)$$

Kde:

Súčiniteľ zanesenia zo strany spalín ε_s .

$$\varepsilon_s = c_d * c_f * \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,9 * 0,7 * 0,0035 + 0,0017 = 0,004 \frac{\text{m}^2 * \text{K}}{\text{W}} \quad (3.8-46)$$

Kde:

Opravný súčiniteľ na vonkajší priemer trubky c_d určený podľa [1].

$$c_d = 0,9 \text{ --} \quad (3.8-47)$$

Opravný súčiniteľ na frakciu popolčekových častíc c_f určený podľa [1].

$$c_f = 0,7 \text{ --} \quad (3.8-48)$$

Východzí súčiniteľ zanesenia ε_0 určený podľa [1].

$$\varepsilon_0 = 0,0035 \frac{\text{m}^2 * \text{K}}{\text{W}} \quad (3.8-49)$$

Prídavok $\Delta\varepsilon$ pre palivo.

$$\Delta\varepsilon = 0,0017 \frac{\text{m}^2 * \text{K}}{\text{W}} \quad (3.8-50)$$

Množstvo tepla odovzdané do počítanej plochy na strane spalín Q.

$$Q = \varphi * (I_{1s} - I_{2s} + \Delta I) = 0,989 * (9515,005 - 1484,293 + 0) = 7941,118 \frac{kJ}{kg} \quad (3.8-51)$$

Kde:

Súčiniteľ uchovania tepla φ .

$$\varphi = \frac{Z_{so}}{\eta_k + Z_{so}} = \frac{1}{88,636 + 1} = 0,989 \quad (3.8-52)$$

Entalpia spalín pred výmenníkom I_{1s} pri teplote $t_{ok}=t_{1s}$.

$$I_{1s} = I_{sprok} = 9516,304 \frac{kJ}{kg} \quad (3.8-53)$$

Entalpia spalín na konci výmenníka I_{2s} pri teplote $t_{spout}=t_{2s}$.

$$I_{2s} = I_{spout} = 1484,293 \frac{kJ}{kg} \quad (3.8-54)$$

Množstvo tepla s prisávaným falošným vzduchom ΔI .

$$\Delta I = 0 \frac{kJ}{g} \quad (3.8-55)$$

Množstvo tepla odovzdané sálaním z ohniska pred výhrevnou plochou Q_s .

$$Q_s = M_{pv} * Q_i^r * \frac{Z_{so}}{100} = 0,257 * 8587,381 * \frac{1}{100} = 22,038 \frac{kJ}{kg} \quad (3.8-56)$$

Výhrevná plocha počítaného výmenníka S_v podľa rovnice (3.8-64)

$$S_v = 139,317 m^2 \quad (3.8-57)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín α_s .

$$\alpha_s = \xi * (\alpha_k + \alpha_s) = 1 * (82,667 + 18,437) = 101,104 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.8-58)$$

Kde:

Súčiniteľ využitia ξ charakterizujúci neúplnosť prúdenia spalín výhrevnou plochou.

$$\xi = 1 - \quad (3.8-59)$$

3.8.3. Výpočet súčiniteľa prostupu tepla

Súčiniteľ prostupu tepla trubkou výmenníka k.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \varepsilon_o + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \varepsilon_s + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{1}{\frac{1}{1403,477} + 0 + \frac{0,0036}{40} + 0,004 + \frac{1}{101,104}} = 68,501 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.8-60)$$

Kde:

Súčiniteľ zanesenia zo strany oleja ε_o uvažujem nulový, z dôvodu vysokej kvality dodávaného termooleja.

$$\varepsilon_o = 0 \frac{m^2 * K}{W} \quad (3.8-61)$$

Súčiniteľ tepelnej vodivosti λ_m materiálu trubky.

$$\lambda_m = 40 \frac{W}{m * K} \quad (3.8-62)$$

Stredný logarytmický teplotný spád Δt_{ln} .

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{1s} - t_{2o}) - (t_{2s} - t_{1o})}{\ln \left(\frac{t_{1s} - t_{2o}}{t_{2s} - t_{1o}} \right)} = \frac{(1090,595 - 300) - (190 - 170)}{\ln \left(\frac{1090,595 - 300}{190 - 170} \right)} = 209,569 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8-63)$$

Výhrevná plocha výmenníka S_v .

$$S_v = \frac{Q_v * 1000}{k * \Delta t_{ln}} = \frac{2000 * 1000}{68,501 * 209,569} = 139,317 \text{ m}^2 \quad (3.8-64)$$

Počet trubiek v jednej rade n_{tr} .

$$n_{tr} = \frac{S_o}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{0,008}{\frac{\pi * 0,0246^2}{4}} = 17,392 \cong 17 \text{ ks} \quad (3.8-65)$$

Kde:

Prierez potrebný na prietok oleja S_o .

$$S_o = \frac{m_o}{\rho_o * w_o} = \frac{6,787}{821,016 * 1} = 0,008 \text{ m}^2 \quad (3.8-66)$$

Kde:

Hmotnostný prietok oleja m_o určený z bilančnej rovnice.

$$m_o = \frac{M_{pv} * (I_{1s} - I_{2s}) * 10^3}{c_{po} * (t_{2o} - t_{1o})} = \frac{0,257 * (9513,304 - 1484,293)}{2335,539 * (300 - 170)} = 6,787 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.8-67)$$

Počet rad trubiek n_{rad} .

$$n_{rad} = \frac{S_v}{S_{1radtr}} = \frac{139,317}{2,336} = 59,63 \cong 60 \text{ ks} \quad (3.8-68)$$

Kde:

Teplosmenná plocha jednej rady trubiek S_{1radtr} .

$$S_{1radtr} = \pi * D * n_{tr} * ((l - 2 * l_{st}) + (\pi * \frac{s_2}{2})) = \pi * 0,318 * 17 * ((1,4 - 2 * 0,075) + (\pi * \frac{0,08}{2})) = 2,336 \text{ m}^2 \quad (3.8-69)$$

Kde:

Rozmer l_{st} podľa obr 3.8-4.

$$l_{st} = 0,075 \text{ m} \quad (3.8-70)$$

Délka výměníka l_v .

$$l_v = (n_{rad} - 1) * s_2 = (60 - 1) * 0,08 = 4,72 \text{ m} \quad (3.8-71)$$

Svetlý prierez pre prietok spalín F_1 .

$$F_1 = \check{s} * l - (n_{tr} * (l - 2 * l_{sv}) * D) = 0,9 * 1,4 - (17 * (1,4 - 2 * 0,019) * 0,0318) = 0,524 \text{ m}^2 \quad (3.8-72)$$

Kde:

Rozmer l_{sv} podľa obr 3.8-4.

$$l_{sv} = l_{st} - \frac{s_2}{2} - \frac{D}{2} = 0,075 - \frac{0,08}{2} - \frac{0,0318}{2} = 0,019 \text{ m} \quad (3.8-73)$$

Skutočná rýchlosť spalín w_{spskut} .

$$w_{spskut} = \frac{M_{pv} * O_{spr}}{F_1} * \frac{t_{st} + 273}{273} = \frac{0,257 * 5,703}{0,524} * \frac{640,297 + 273}{273} = 9,347 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.8-74)$$

Kontrolný výpočet rozteče s_1 .

$$s_1 = \frac{\check{s} - D - 2 * \check{s}_{sv}}{n_{tr} - 1} = \frac{0,9 - 0,0318 - 2 * 0,0181}{17 - 1} = 0,052 \text{ m} \quad (3.8-75)$$

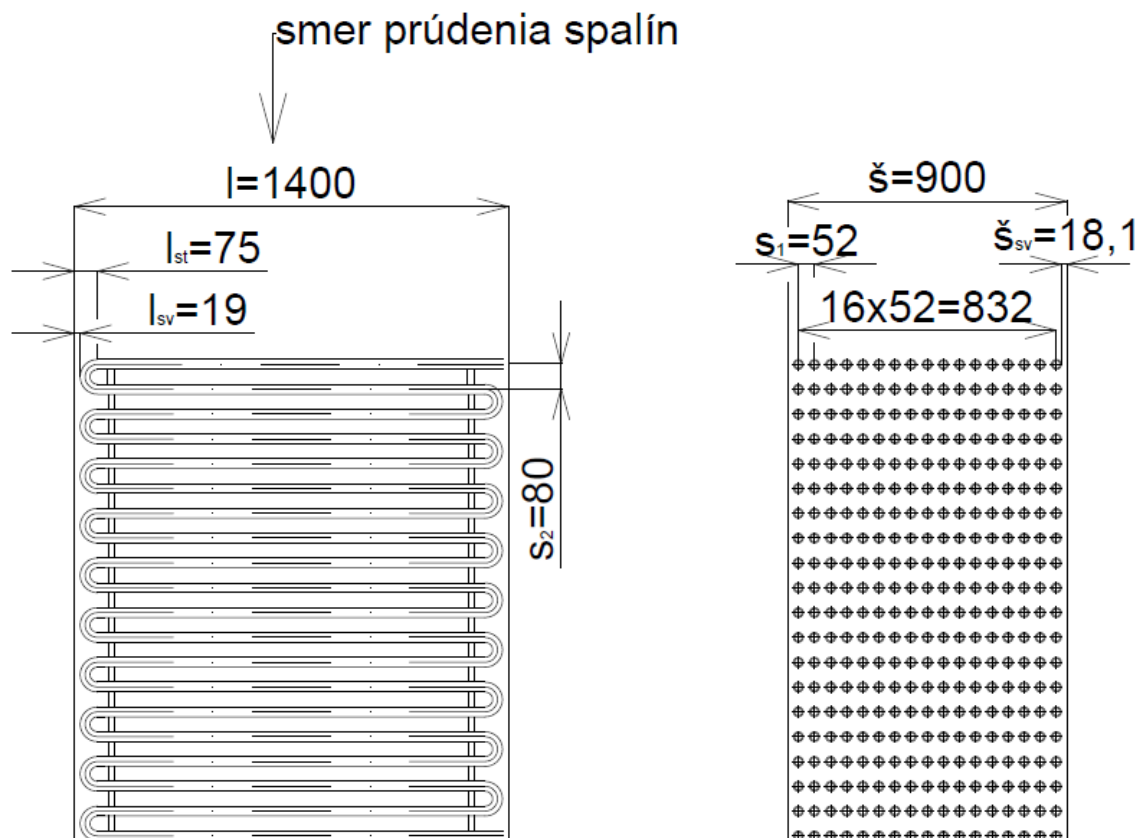
Kde:

Rozmer $\check{s}_{sv}$ podľa obr. 3.8-4.

$$\check{s}_{sv} = 0,0181 \text{ m} \quad (3.8-76)$$

Skutočná rýchlosť oleja w_{oskut} .

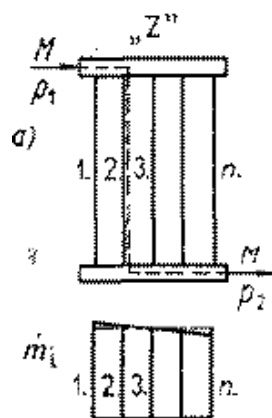
$$w_{oskut} = \frac{m_o}{\pi * \frac{d^2}{4} * n_{tr} * \rho_o} = \frac{6,787}{\pi * \frac{0,0246^2}{4} * 17 * 821,016} = 1,023 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.8-77)$$



Obr. 3.8-4 Schéma olejového výmenníka

3.8.4. Kontrola maximálnej teploty olejového filmu kritickej trubky

Miestna degradácia termooleja vplyvom prekročenia maximálnej dovolenej teploty filmu, môže nastať vždy v prvej rade trubiek nezaneseného výmenníka smerom od prúdenia spalín [1]. Rýchlosť prúdenia termooleja v jednotlivých trubkách je rôzna, vplyvom rozličných hydraulických strát. Pri usporiadaní prúdenia typu Z je najmenší hmotnostný prietok n -tou trúbkou, teda aj rýchlosť prúdenia termooleja. Tento fakt je viditeľný na obrázku 3.8-5 [13]. Vplyvom nižšej rýchlosti je súčiniteľ prestupu tepla na strane oleja menší a tým pádom je vyššia teplota filmu termooleja. Termoolej Marlotherm LH má výrobcom dovolenú maximálnu teplotu filmu 380 °C.



Obr. 3.8-5 Hmotnostný prietok jednotlivými trúbkami výmenníka pri zapojení typu Z [13]

Výpočet súčiniteľa prestupu tepla zo strany oleja α_o a zo strany spalín α_s prvej rady trubiek bol uskutočnený podľa rovníc (3.8-1) až (3.8-58). Postup výpočtu je totožný s týmito rovnicami, len pri niektorých rovniciach vstupujú do výpočtu odlišné vstupné hodnoty. Všetky rovnice, ktorých výsledky sú odlišné sú uvedené v tabuľke 3.8-2.

Rýchlosť termooleja v kritickej trubke w_o je určená podľa rovnice (4.2-1).

Pre zjednodušenie výpočtu uvažujem strednú teplotu spalín t_{st} ako teplotu spalín t_{1s} podľa rovnice (3.8-27). Strednú teplotu termooleja t_{sto} uvažujem ako t_{2o} podľa rovnice (3.8-8).

Tab. 3.8-2 Hodnoty jednotlivých veličín použitých do výpočtu teploty filmu termooleja

rovnica	veličina	hodnota	jednotka
(3.8-4)	w_o	1,084	m/s
(3.8-6)	t_{sto}	300,000	°C
(3.8-9)	ρ_o	766,484	kg/m ³
(3.8-10)	c_{po}	2552,947	J/(kg*K)
(3.8-11)	λ_o	0,099	W/(m*K)
(3.8-12)	u_o	$2,699 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
(3.8-13)	α_o	1795,935	W/(m ² *K)
(3.8-14)	N_u	444,356	-
(3.8-15)	R_e	9,883	-
(3.8-16)	P_r	5,312	-
(3.8-18)	α_k	70,982	W/(m ² *K)
(3.8-19)	c_z	0,900	-
(3.8-25)	λ_s	0,084	W/(m*K)
(3.8-26)	t_{st}	1090,595	°C
(3.8-29)	u_s	$2,028 \cdot 10^{-4}$	m ² /s
(3.8-30)	P_{rs}	0,617	-
(3.8-31)	α_s	37,587	W/(m ² *K)
(3.8-37)	a	0,105	-
(3.8-38)	k_{ps}	0,111	-
(3.8-38)	k_{sp}	38,579	1/(m*MPa)
(3.8-43)	T	1363,450	K
(3.8-44)	T_z	659,923	K
(3.8-45)	t_z	386,773	°C
(3.8-51)	Q	132,324	kJ/kg
(3.8-57)	S_v	2,037	m ²
(3.8-58)	α_s	101,104	W/(m ² *K)

Súčiniteľ prostupu tepla čistou trúbkou k_{krit} .

$$k_{krit} = \frac{1}{\frac{D}{d} * \frac{1}{\alpha_o} + \frac{D}{2 * \lambda_m} * \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_s}}$$

$$= \frac{1}{\frac{0,0318}{0,0246} * \frac{1}{1795,935} + \frac{0,0318}{2 * 40} * \ln\left(\frac{0,0318}{0,0246}\right) + \frac{1}{101,104}} = 99,675 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.8-75)$$

Súčiniteľ prostupu tepla zo strany spalín po vnútornú stenu trúbky k_{kritt} .

$$k_{kritt} = \frac{1}{\frac{D}{2 * \lambda_m} * \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{1}{\frac{0,0318}{2 * 40} * \ln\left(\frac{0,0318}{0,0246}\right) + \frac{1}{101,104}}$$

$$= 107,379 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.8-76)$$

Teplota povrchu vnútornej steny kritickej trúbky t_{krit} .

$$t_{krit} = -\frac{Q_{krit}}{k_{kritt}} + t_{st} = -\frac{78800}{107,379} + 1090,595 = 356,721 \text{ } ^\circ C \quad (3.8-77)$$

Kde:

Tepelný tok čistou trúbkou Q_{krit} .

$$Q_{krit} = (t_{st} - t_{sto}) * k_{krit} = (1090,595 - 300) * 99,675 = 78800 \frac{W}{m^2} \quad (3.8-78)$$

Maximálna povolená teplota filmu oleja je výrobcom stanovená na 380 °C. Teplota stanovená výpočtom t_{krit} je nižšia. Výmenník je bezpečný z hľadiska miestnej degradácie oleja vplyvom prehriatia.

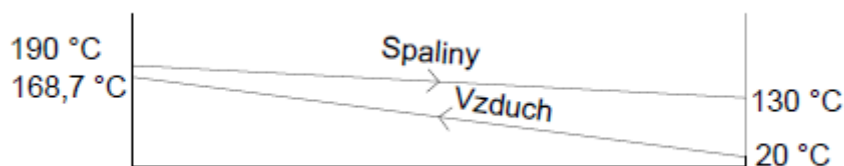
3.8.5. Závesy termoolejového výmenníka

Z dôvodu vysokej teploty spalín budú závesy prvých dvoch častí termoolejového výmenníka od smeru prúdenia spalín chladené olejom. Teplota na vstupe do prvej časti výmenníka je 1090,95 °C, preto je nevyhnutné použitie chladených závesov. Konštrukcia závesov je znázornená v projekčnom výkrese, ktorý sa nachádza v prílohe tejto práce, rovnako ako aj schematické zapojenie teplosmenných plôch a závesov.

Vplyv teplosmennej plochy závesov, bude v zohľadnení celkovej plochy výmenníka minimálna, preto teplo prijaté prostredníctvom nosných trúbok neuvažujem vo výpočte. Hlavné horizontálne nosné trúbky budú zaizolované, kvôli možnosti miestnej degradácie termooleja vplyvom prehriatia. Na vertikálnych nosných trúbkach budú pripevnené závesy, ktoré budú držať jednotlivé trúbky.

3.9. Výpočet ohřevača vzduchu

V tejto kapitole sa nachádza výpočet trubkového, rekuperačného, protiprúdeho výmenníka spaliny-vzduch (OVZ). Teplotné spády sú znázornené na obr. 3.9-1.



Obr. 3.9-1 Teplotné spády v OVZ

3.9.1. Bilančný výpočet

Teplota spalín t_{1sovz} pri vstupe do OVZ.

$$t_{1sovz} = t_{2s} = 190 \text{ °C} \quad (3.9-1)$$

Teplota spalín t_{2sovz} pri výstupe z OVZ.

$$t_{2sovz} = t_{spout} = 130 \text{ °C} \quad (3.9-2)$$

Entalpia spalín I_{1sovz} pri vstupe do OVZ určená podľa rovnice (3.6-34).

$$I_{1sovz} = 1484,293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.9-3)$$

Entalpia spalín I_{2sovz} pri výstupe z OVZ určená podľa rovnice (3.6-34).

$$I_{2sovz} = 992,145 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3.9-4)$$

Teplota vzduchu t_{1ovz} pri vstupe do OVZ.

$$t_{1ovz} = 20 \text{ °C} \quad (3.9-5)$$

Entalpia vzduchu I_{1ovz} pri vstupe do OVZ podľa rovnice z obr. 3.4-1.

$$\begin{aligned} I_{1ovz} &= 0,00023961 * t_{1ovz}^2 + 3,19195524 * t_{1ovz} - 10,91817996 \\ &= 0,00023961 * 20^2 + 3,19195524 * 20 - 10,91817996 = 79,53 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (3.9-6)$$

Teplota vzduchu t_{2ovz} pri výstupe z OVZ podľa rovnice z obr. 3.7-1.

$$\begin{aligned} t_{2ovz} &= -0,00000214 * I_{2ovz}^2 + 0,20461212 * I_{2ovz} + 7,04492218 = \\ &= -0,00000214 * 796,495^2 + 0,20461212 * 796,495 + 7,04492218 \\ &= 168,66 \text{ °C} \end{aligned} \quad (3.9-7)$$

Kde:

Entalpia vzduchu I_{2ovz} pri výstupe z OVZ.

$$\begin{aligned} I_{2ovz} &= \frac{m_{sp} * (I_{1sovz} - I_{2sovz})}{m_{ovz}} + I_{1ovz} = \frac{1,796 * (1484,293 - 992,144)}{1,233} + 79,53 \\ &= 796,495 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (3.9-8)$$

Hmotnostný tok spalín m_{sp} :

$$m_{sp} = G_{sp} * M_{pv} + r * (G_{sp} * M_{pv}) = 4,803 * 0,257 + 0,213 * (4,803 * 0,257) = 1,796 \frac{kg}{s} \quad (3.9-9)$$

Hmotnostný tok vzduchu m_{ovz} :

$$m_{ovz} = Q_{vz} * M_{pv} = 4,803 * 0,257 = 1,233 \frac{kg}{s} \quad (3.9-10)$$

3.9.2. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane spalín

Vonkajší priemer trubky D_{ovz} :

$$D_{ovz} = 0,040 \text{ m} \quad (3.9-11)$$

Hrúbka steny trubky δ_{movz} :

$$\delta_{movz} = 0,0016 \text{ m} \quad (3.9-12)$$

Vnútorý priemer trubky d_{ovz} :

$$d_{ovz} = D_{ovz} - 2 * \delta_{movz} = 0,040 - 2 * 0,0016 = 0,0368 \text{ m} \quad (3.9-13)$$

Rýchlosť prúdenia spalín v trúbkách w_{spovz} :

$$w_{spovz} = 9 \frac{m}{s} \quad (3.9-14)$$

Charakteristický rozmer trubky l_{ovz} :

$$l_{ovz} = \frac{4 * \pi * \frac{d_{ovz}^2}{4}}{\pi * d_{ovz}} = \frac{4 * \pi * \frac{0,0368^2}{4}}{\pi * 0,0368} = 0,0368 \text{ m} \quad (3.9-15)$$

Stredná teplota spalín v trúbkách $t_{stso vz}$:

$$t_{stso vz} = \frac{t_{1so vz} + t_{2so vz}}{2} = \frac{190 + 130}{2} = 160 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.9-16)$$

Teplná vodivosť spalín λ_{osovz} pri strednej teplote určená podľa [1].

$$\lambda_{so vz} = 0,038 \frac{W}{m * K} \quad (3.9-17)$$

Kinematická viskozita spalín $v_{so vz}$ pri strednej teplote určená podľa [1].

$$v_{so vz} = 2,795 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} \quad (3.9-18)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín $\alpha_{so vz}$:

$$\alpha_{so vz} = \frac{N_{usovz} * \lambda_{so vz}}{l_{ovz}} = \frac{36,891 * 0,038}{0,0368} = 38,129 \frac{W}{m^2 * K} \quad (3.9-19)$$

Kde:

Nusseltovo číslo spalín pre prípad turbulentného prúdenia N_{usovz} :

$$N_{usovz} = 0,023 * R_{esovz}^{0,8} * P_{rso vz}^{0,4} = 0,023 * 11849^{0,8} * 0,734^{0,4} = 36,891 - \quad (3.9-20)$$

Reynoldsovo číslo spalín R_{esovz} .

$$R_{esovz} = \frac{w_{sovz} * l_{ovz}}{v_{sovz}} = \frac{9 * 0,0368}{2,795 * 10^{-5}} = 1,1849 * 10^4 \quad (3.9-21)$$

Prandtlovo číslo spalín P_{rsovz} určené podľa [1].

$$P_{rsovz} = 0,734 \quad (3.9-22)$$

3.9.3. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla zo strany vzduchu

Optimálna rýchlosť vzduchu podľa [1] w_v .

$$w_v = 4 \frac{m}{s} \quad (3.9-23)$$

Súčiniteľ prestupu tepla zo strany vzduchu α_v .

$$\begin{aligned} \alpha_v &= 0,2 * c_{zv} * c_{sv} * \frac{\lambda_v}{D_{ovz}} * \left(\frac{w_v * D_{ovz}}{v_v} \right)^{0,65} * P_{rv}^{0,33} \\ &= 0,2 * 1 * 1 * \frac{0,032}{0,040} * \left(\frac{4 * 0,040}{2,154 * 10^{-5}} \right)^{0,65} * 0,87^{0,33} = 49,609 \frac{W}{m^2 * K} \end{aligned} \quad (3.9-24)$$

Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych rad c_{zv} určený podľa [1].

$$c_{zv} = 1 \quad (3.9-25)$$

Opravný súčiniteľ c_{sv} na usporiadanie zväzku v závislosti na pomernej priečnej rozteči σ_{1v} a pomernej pozdĺžnej rozteči σ_{2v} .

$$\begin{aligned} c_{sv} &= \left[1 + (2 * \sigma_{1v} - 3) * \left(1 - \frac{\sigma_{2v}}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 * 1,475 - 3) * \left(1 - \frac{2,125}{2} \right)^3 \right]^{-2} \\ &= 1 \end{aligned} \quad (3.9-26)$$

Kde:

Pomerná priečna rozteč σ_{1v} .

$$\sigma_{1v} = \frac{s_{1v}}{D_{ovz}} = \frac{0,059}{0,040} = 1,475 \quad (3.9-27)$$

Priečna rozteč s_{1v} .

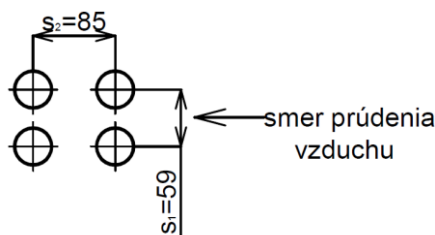
$$s_{1v} = 0,059 \text{ m} \quad (3.9-28)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč σ_{2v} .

$$\sigma_{2v} = \frac{s_{2v}}{D_{ovz}} = \frac{0,085}{0,040} = 2,125 \quad (3.9-29)$$

Pozdĺžna rozteč s_{2v} .

$$s_{2v} = 0,085 \text{ m} \quad (3.9-30)$$



Obr. 3.9-2 Rozteče s_1 a s_2 v OVZ

Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre strednú teplotu prúdu vzduchu určený podľa [1] λ_v .

$$\lambda_v = 0,032 \frac{W}{m \cdot K} \quad (3.9-31)$$

Stredná teplota prúdu vzduchu t_{stv} .

$$t_{stv} = \frac{t_{1ovz} + t_{2ovz}}{2} = \frac{20 + 168,66}{2} = 94,33 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.9-32)$$

Súčiniteľ kinematickej viskozity v_v pre strednú teplotu prúdu vzduchu určený podľa [1].

$$v_v = 0,00002154 \frac{m^2}{s} \quad (3.9-33)$$

Prandtlovo číslo P_{rv} pre strednú teplotu prúdu vzduchu.

$$P_{rv} = \frac{\rho_v \cdot c_{pv} \cdot v_v}{\lambda_v} = \frac{0,996 \cdot 1323,66 \cdot 0,00002154}{0,032} = 0,87 - \quad (3.9-34)$$

Kde:

Hustota vzduchu ρ_v pre strednú teplotu prúdu vzduchu určená podľa [1].

$$\rho_v = 0,966 \frac{kg}{m^3} \quad (3.9-35)$$

Merná tepelná kapacita vzduchu c_{pv} pre strednú teplotu prúdu vzduchu určená podľa [1].

$$c_{pv} = 1323,66 \frac{J}{m^3 \cdot K} \quad (3.9-36)$$

3.9.4. Výpočet súčiniteľa prostupu tepla

Súčiniteľ prostupu tepla k_{ovz} .

$$k_{ovz} = \xi_{ovz} \cdot \frac{\alpha_{sovz} \cdot \alpha_v}{\alpha_{sovz} + \alpha_v} = 0,85 \cdot \frac{38,129 \cdot 49,609}{38,129 + 49,609} = 18,325 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (3.9-37)$$

Kde:

Súčiniteľ využitia ξ_{ovz} charakterizujúci využitie OVZ.

$$\xi_{ovz} = 0,85 - \quad (3.9-38)$$

Stredný logarytmický teplotný spád Δt_{lnovz} .

$$\Delta t_{lnovz} = \frac{(t_{1sovz} - t_{2ovz}) - (t_{2sovz} - t_{1ovz})}{\ln \left(\frac{t_{1sovz} - t_{2ovz}}{t_{2sovz} - t_{1ovz}} \right)} = \frac{(190 - 168,66) - (130 - 20)}{\ln \left(\frac{190 - 168,66}{130 - 20} \right)} = 54,065 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.9-39)$$

Výhrevná plocha výmenníka S_{ovz} .

$$S_{ovz} = \frac{(I_{1sovz} - I_{2sovz}) \cdot M_{pv} \cdot 1000}{k_{ovz} \cdot \Delta t_{lnovz}} = \frac{(1484,293 - 992,144) \cdot 0,257 \cdot 1000}{18,753 \cdot 54,065} = 127,484 \text{ } m^2 \quad (3.9-40)$$

Počet trubiek výmenníku n_{trovz} .

$$n_{trovz} = \frac{F_{ovz}}{S_{trovz}} = \frac{0,001}{0,258} = 242,483 \text{ ks} \quad (3.9-41)$$

Kde:

Svetlý prierez trubiek F_{ovz} určený na prietok spalín.

$$F_{ovz} = \frac{M_{pv} * O_{spr}}{w_{spovz}} * \frac{t_{stso vz} + 273}{273} = \frac{0,257 * 5,703}{9} * \frac{160 + 273}{273} = 0,258 \text{ m}^2 \quad (3.9-42)$$

Svetlý prierez jednej trubky S_{trovuz} .

$$S_{trovz} = \frac{\pi * d_{ovz}^2}{4} = \frac{\pi * 0,0368^2}{4} = 0,001 \text{ m}^2 \quad (3.9-43)$$

Počet trubiek n_{s1} .

$$n_{s1} = 15 \text{ ks} \quad (3.9-44)$$

Počet trubiek n_{s2} .

$$n_{s2} = \frac{n_{trovz}}{n_{s1}} = \frac{242,483}{15} = 16,166 \cong 16 \text{ ks} \quad (3.9-44)$$

Skutočný počet trubiek vo výmenníku $n_{trovzskut}$.

$$n_{trovzskut} = n_{s1} * n_{s2} = 15 * 16 = 240 \text{ ks} \quad (3.9-45)$$

Skutočná rýchlosť spalín $w_{spovzskut}$.

$$w_{spovzskut} = \frac{M_{pv} * O_{spr}}{n_{trovzskut} * \pi * \frac{d_{ovz}^2}{4}} * \frac{t_{stso vz} + 273}{273} = \frac{0,257 * 5,703}{240 * \pi * \frac{0,0368^2}{4}} * \frac{160 + 273}{273} = 9,093 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.9-46)$$

Dĺžka jednej trubky výmenníka l_{trovz} .

$$l_{trovz} = \frac{S_{ovz}}{n_{trovzskut} * \pi * d_{ovz}'} = \frac{127,484}{240 * \pi * 0,038} = 4,403 \text{ m} \quad (3.9-47)$$

Kde:

Stredný priemer trubky d_{ovz}' .

$$d_{ovz}' = \frac{D_{ovz} + d_{ovz}}{2} = \frac{0,04 + 0,0368}{2} = 0,0384 \text{ m} \quad (3.9-48)$$

Skutočná rýchlosť vzduchu w_{vzskut} .

$$w_{vzskut} = \frac{M_{pv} * O_{vz}}{S_{vz}} * \frac{t_{stv} + 273}{273} = \frac{0,257 * 3,812}{0,33} * \frac{94,33 + 273}{273} = 3,896 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.9-49)$$

Kde:

Skutočný svetlý prierez pre prietok vzduchu S_{vz} .

$$S_{vz} = \left(\xi * \frac{l_{trovz}}{n_{dielovz}} \right) * \left(n_{s1} * D_{ovz} * \frac{l_{trovz}}{n_{dielovz}} \right) = \left(0,9 * \frac{4,403}{4} \right) - \left(15 * 0,04 * \frac{4,403}{4} \right) = 0,33 \text{ m}^2 \quad (3.9-50)$$

Počet díelov výmenníka n_{dielovz} .

$$n_{\text{dielovz}} = 4 \text{ ks} \quad (3.9-51)$$

Kontrolný výpočet rozteče s_{1v} .

$$s_{1v} = \frac{\check{s} - D_{\text{ovz}} - 2 * \check{s}_{\text{svovz}}}{n_{s1} - 1} = \frac{0,9 - 0,040 - 2 * 0,017}{15 - 1} = 0,059 \text{ m} \quad (3.9-52)$$

Kde:

Rozmer $\check{s}_{\text{svovz}}$ podľa obr. 3.9-3.

$$\check{s}_{\text{svovz}} = 0,17 \text{ m} \quad (3.9-53)$$

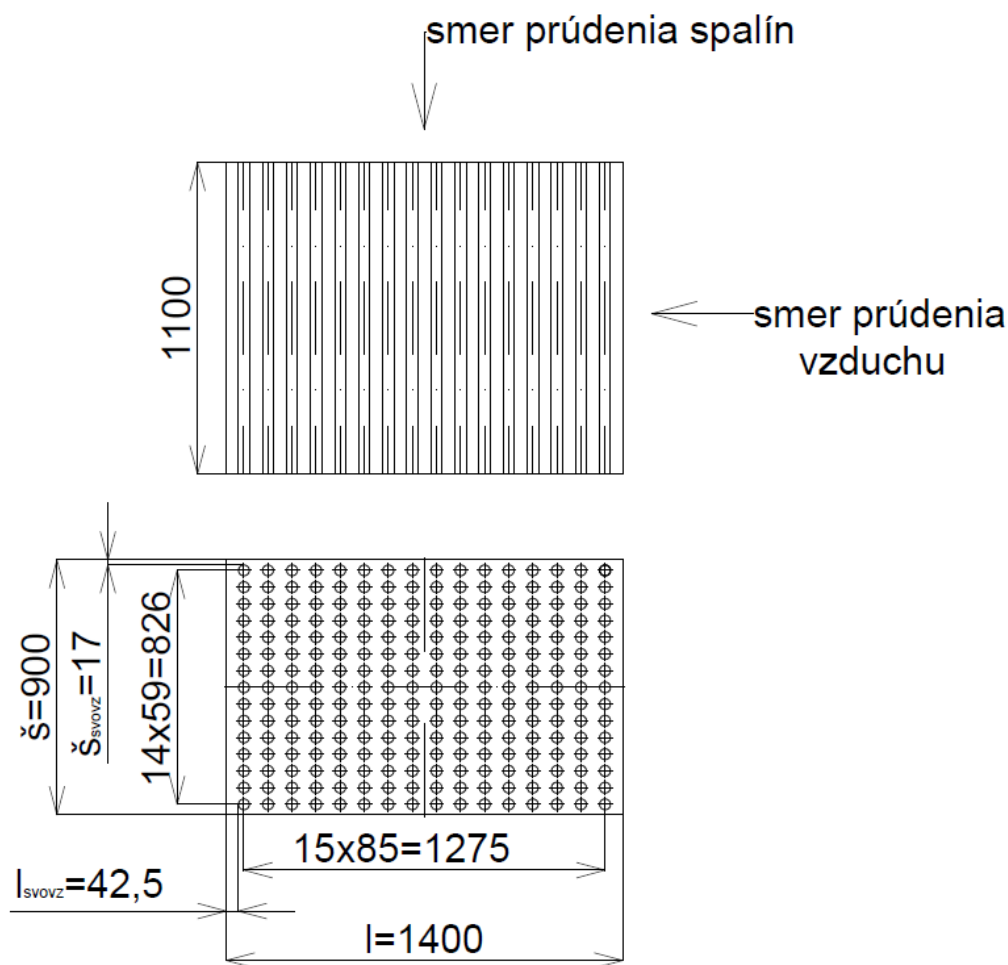
Kontrolný výpočet rozteče s_{2v} .

$$s_{2v} = \frac{l - D_{\text{ovz}} - 2 * l_{\text{svovz}}}{n_{s2} - 1} = \frac{1,4 - 0,040 - 2 * 0,0425}{16 - 1} = 0,083 \text{ m} \quad (3.9-54)$$

Kde:

Rozmer l_{svovz} podľa obr. 3.9-3.

$$l_{\text{svovz}} = 0,0425 \text{ m} \quad (3.9-55)$$



Obr. 3.9-3 Schéma jedného dielu OVZ

4. HYDRAULICKÝ VÝPOČET

Hydraulický výpočet je důležitý pro návrh obehového čerpadla oleja a je uskutočnený podľa [13].

4.1. Tlaková diferencia medzi vstupom a výstupom výmenníka

Tlaková diferencia medzi vstupom a výstupom z výmenníka Δp_c .

$$\Delta p_c = \pm \Delta p_h + \Delta p_d + \Delta p_{zl} + \Delta p_{zm} = 47160 - 57,325 + 33920 + 4679,79 = 79560 \text{ Pa} \quad (4.1-1)$$

Kde:

Hydrostatický tlak na vstupe do výmenníka Δp_h .

$$\Delta p_h = l_v \cdot \rho_o \cdot g = 5,855 \cdot 821,016 \cdot 9,81 = 47160 \text{ Pa} \quad (4.1-2)$$

Kde:

Vertikálna vzdialenosť medzi vstupným a výstupným hrdlom výmenníka l_v .

$$l_v = 5,855 \text{ m} \quad (4.1-3)$$

Dynamický tlak Δp_d .

$$\Delta p_d = \frac{w_{1o}^2}{2} \cdot \rho_{1o} - \frac{w_{2o}^2}{2} \cdot \rho_{2o} = \frac{0,959^2}{2} \cdot 875,547 - \frac{1,096^2}{2} \cdot 766,484 = -57,325 \text{ Pa} \quad (4.1-4)$$

Kde:

Priemerná rýchlosť oleja pri vstupe do trúbiek výmenníka w_{1o} .

$$w_{1o} = \frac{4 \cdot m_o}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho_{1o} \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 6,787}{\pi \cdot 0,0246^2 \cdot 875,547 \cdot 17} = 0,959 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.1-5)$$

Priemerná rýchlosť oleja pri výstupe z trúbiek výmenníka w_{2o} .

$$w_{2o} = \frac{4 \cdot m_o}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho_{2o} \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 6,787}{\pi \cdot 0,0246^2 \cdot 766,484 \cdot 17} = 1,096 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.1-6)$$

Hustota oleja pri vstupe ρ_{1o} a výstupe ρ_{2o} je určená podľa rovnice (3.8-9).

Dĺžkové straty jednej trubky Δp_{zl} .

$$\Delta p_{zl} = \frac{\lambda_t \cdot l_t \cdot w_o^2 \cdot \rho_o}{d \cdot 2} = \frac{0,0295 \cdot 75 \cdot 1^2 \cdot 821,016}{0,0246 \cdot 2} = 33920 \text{ Pa} \quad (4.1-7)$$

Kde:

Súčiniteľ dĺžkových strát vnútri trúbiek λ_t určený podľa [13] a koeficientov (4.1-9) a (3.8-15).

$$\lambda_t = 0,0295 \quad (4.1-8)$$

Bežná drsnosť potrubia ε_p podľa [13].

$$\varepsilon_p = 0,001 \text{ m} \quad (4.1-9)$$

Pomerná drsnost' ε_p/d .

$$\frac{\varepsilon_p}{d} = \frac{0,001}{0,0246} = 0,004 \quad - \quad (4.1-10)$$

Délka jedné trubky l_t .

$$l_t = n_{rad} * (l - 2 * l_{st}) = 60 * (1,4 - 2 * 0,075) = 75 \text{ m} \quad (4.1-11)$$

Místne straty jedné trubky Δp_{zm} .

$$\Delta p_{zm} = \frac{n_{rad} * \xi_m * w_o^2 * \rho_o}{2} = \frac{60 * 0,19 * 1^2 * 821,016}{2} = 4679,79 \text{ Pa} \quad (4.1-12)$$

Kde:

Súčiniteľ miestnej straty v ohybe ξ_m určený podľa [14].

$$\xi_m = 0,19 \quad - \quad (4.1-13)$$

4.2. Určenie rýchlosti prúdenia oleja v kritickej trubke

Rýchlosť prúdenia oleja v kritickej trubke, t.j. v trubke s najväčšími tlakovými stratami, je dôležitá pre kontrolný výpočet maximálnej dovolenej teploty filmu termooleja na povrchu vnútornej steny trubky.

Rýchlosť oleja pri výstupe z kritickej trubky w_{2omin} .

$$w_{2omin} = \frac{4 * m_{omin}}{\pi * d^2 * \rho_{2o}} = \frac{4 * 0,395}{\pi * 0,0246^2 * 766,484} = 1,084 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.2-1)$$

Kde:

Minimálny hmotnostný prietok kritickou trúbkou m_{omin} .

$$\begin{aligned} m_{omin} &= m_{op} * \frac{2}{1 + \left(\frac{\Delta p_{zl} + \Delta p_{zm} + \Delta p_{mz17in} + \Delta p_{zr17} + \Delta p_{zm17out}}{\Delta p_{zl} + \Delta p_{zm}} \right)} \\ &= 0,399 * \frac{2}{1 + \left(\frac{3,692 * 10^4 + 4679,79 + 282,013 + 637,262 + 874,38}{3,692 * 10^4 + 4679,79} \right)} \\ &= 0,395 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (4.2-2)$$

Kde:

Priemerný hmotnostný prietok oleja jednou trúbkou m_{op} .

$$m_{op} = \frac{m_o}{n_{tr}} = \frac{6,787}{17} = 0,399 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.2-3)$$

Tlaková strata pri vstupe oleja do kritickej trubky Δp_{zm17in} .

$$\Delta p_{zm17in} = \frac{\xi_{mz17in} * w_{1o}^2 * \rho_{1o}}{2} = \frac{0,7 * 0,959^2 * 875,547}{2} = 282,013 \text{ Pa} \quad (4.2-4)$$

Kde:

Súčiniteľ miestnej straty pri vstupe do kritickej trubky ξ_{mz17in} určený podľa [13].

$$\xi_{mz17in} = 0,7 \quad - \quad (4.2-5)$$

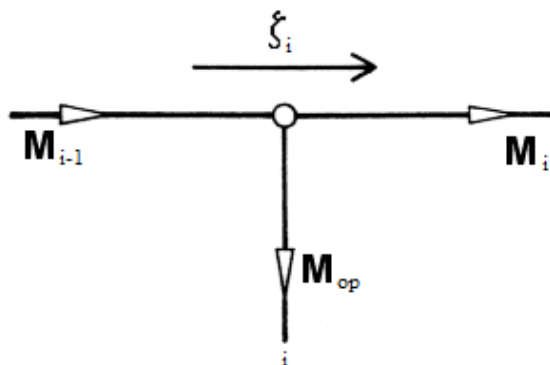
Tlaková strata rozvádzacej komory po kritickú trubku je určená ako tlaková strata jednotlivých sériovo radených t-kusov. Tlakové straty jednotlivých t-kusov sú vypočítané v tab. 4.2.-1.

Tab. 4.2-1 *Tlaková strata rozvádzacej komory*

i [-]	m_{i-1} [kg/s]	m_i/m_{i-1} [-]	ξ_i [-]	w_{i-1} [m/s]	Δp_i [Pa]	$\Delta p_{i\text{sum}}$ [Pa]
1	6,787	0,941	0,118	1,103	58,702	58,702
2	6,388	0,938	0,125	1,038	55,249	113,951
3	5,989	0,933	0,133	0,973	51,796	165,747
4	5,589	0,929	0,143	0,908	48,343	214,090
5	5,190	0,923	0,154	0,843	44,890	258,979
6	4,791	0,917	0,167	0,778	41,437	300,416
7	4,392	0,909	0,182	0,713	37,984	338,400
8	3,992	0,900	0,200	0,649	34,531	372,930
9	3,593	0,889	0,256	0,584	35,739	408,669
10	3,194	0,875	0,325	0,519	35,912	444,581
11	2,795	0,857	0,414	0,454	35,049	479,630
12	2,395	0,833	0,533	0,389	33,149	512,779
13	1,996	0,800	0,700	0,324	30,214	542,993
14	1,597	0,750	1,100	0,259	30,387	573,380
15	1,198	0,667	1,933	0,195	30,042	603,422
16	0,798	0,500	4,900	0,130	33,840	637,262

kde:

- i - poradie daného t-kusa [-]
- m_{i-1} - hmotnostný tok oleja pred i-tým t-kusom vid' obr. 4.2-1 [kg/s]
- m_i/m_{i-1} - pomer prietoku oleja za a pred i-tým t-kusom [-]
- ξ_i - súčiniteľ miestnej straty i-tého t-kusa, určený z tab. 4.2.-2 [-]
- w_{i-1} - rýchlosť oleja pred i-tým t-kusom [m/s]
- Δp_i - tlaková strata i-tého t-kusa [Pa]
- $\Delta p_{i\text{sum}}$ - suma tlakových strát po i-tý t-kus (vrátane) [Pa]



Obr. 4.2-1 *Súčiniteľ miestnej straty i-tého t-kusu [15]*

*Tab. 4.2-2 **Súčiniteľ miestnych strát t-kusov v závislosti na pomere prietoku za a pred t-kusom [15]***

t-kus rozdelenie										
$m_i/m_{i-1} [-]$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\xi_i [-]$	44,2	23	13,6	8,6	4,9	2,8	1,5	0,7	0,2	0

Tlaková strata rozvádzacej komory po kritickej trubke Δp_{zr17} .

$$\Delta p_{zr17} = 637,262 \text{ Pa} \quad (4.2-6)$$

Tlaková strata pri výstupe oleja z kritickej trubky $\Delta p_{zm17out}$.

$$\Delta p_{zm17out} = \frac{\xi_{mz17out} * w_{2o}^2 * \rho_{2o}}{2} = \frac{1,9 * 1,096^2 * 766,484}{2} = 874,38 \text{ Pa} \quad (4.2-7)$$

Kde:

Súčiniteľ miestnej straty pri výstupe z kritickej trubky $\xi_{mz17out}$ určený podľa [13].

$$\xi_{mz17out} = 1,9 \text{ —} \quad (4.2-8)$$

5. AERODYNAMICKÝ VÝPOČET

Aerodynamický výpočet je důležitý z hlediska určení tlakových strát, které sú důležité pre návrh spalínového ventilátora a je spočítaný podľa [13].

5.1. Tlaková strata olejového výmenníka na strane spalín

Tlaková strata olejového výmenníka Δp_z .

$$\Delta p_z = \Delta p_1 * x * n_{rad} = 3,3 * 1,95 * 60 = 386,1 \text{ Pa} \quad (5.1-1)$$

Kde:

Priemerná tlaková strata jednej rady trubiek Δp_1 je určená podľa hodnôt z rovníc (3.8-17) a (3.8-26).

$$\Delta p_1 = 3,3 \text{ Pa} \quad (5.1-2)$$

Koeficient x je určený podľa rovníc (5.1-4) a (5.1-5).

$$x = 1,95 - \quad (5.1-3)$$

Koeficient $s_2/(s_1-D)$.

$$\frac{s_2}{s_1 - D} = \frac{0,08}{0,052 - 0,0318} = 3,960 - \quad (5.1-4)$$

Reynoldsovo číslo Re' pres strednú teplotu prúdu spalín.

$$Re' = \frac{w_{sp} * l'}{v_s} = \frac{9,5 * 0,033}{1,031 * 10^{-4}} = 3079,143 - \quad (5.1-5)$$

Kde:

Charakteristický rozmer mediztrubkového priestoru l' .

$$l' = \frac{4 * (s_1 - D) * l}{2 * l + 2 * (s_1 - D)} = \frac{4 * (0,052 - 0,0318) * 1,4}{2 * 1,4 + 2 * (0,052 - 0,0318)} = 0,040 \text{ m} \quad (5.1-6)$$

5.2. Tlaková strata OVZ na strane spalín

Tlaková strata OVZ na strane spalín Δp_{ovz} .

$$\Delta p_{ovz} = \Delta p_{lovz} + \Delta p_{m1ovz} + \Delta p_{m2ovz} = 115,355 + 15,66 + 31,329 = 162,349 \text{ Pa} \quad (5.2-1)$$

Kde:

Dĺžkové straty jednej trubky Δp_{lovz} .

$$\begin{aligned} \Delta p_{lovz} &= \lambda_{ovz} * \frac{l_{trovz}}{d_{ovz}} * \frac{w_{spovz}^2}{2} * \rho_{spovz} * \left(\frac{t_{stsovsz} + 273}{t_{stovztr} + 273} \right)^{0,583} \\ &= 0,029 * \frac{4,403}{0,368} * \frac{9^2}{2} * 0,774 * \left(\frac{160 + 273}{128,438 + 273} \right)^{0,583} = 115,355 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (5.2-2)$$

Kde:

Súčiniteľ dĺžkových strát λ_{ovz} .

$$\lambda_{ovz} = 0,857 * (\log(Re_{sovsz}))^{-2,4} = 0,029 - \quad (5.2-3)$$

Hustota spalín ρ_{spovz} .

$$\rho_{spovz} = \frac{m_{sp}}{F_{ovz} * w_{spovz}} = \frac{1,796}{0,258 * 9} = 0,774 \frac{kg}{m^3} \quad (5.2-4)$$

Středná teplota povrchu vnitřní stěny trubky $t_{stovztr}$.

$$t_{stovztr} = -\frac{Q_{tovz}}{k_{tovz}} + t_{stovz} = -\frac{1203,406}{38,129} + 160 = 128,438 \text{ } ^\circ C \quad (5.2-5)$$

Kde:

Teplotní tok Q_{tovz} procházející stěnou trubky.

$$Q_{tovz} = (t_{stovz} - t_{stv}) * k_{ovz} = (160 - 94,33) * 18,325 = 1203,406 \frac{W}{m^2} \quad (5.2-6)$$

Súčinitel' prostupu tepla zo strany spalín po vnitřní stěnu trubky k_{tovz} .

$$k_{tovz} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sovz}}} = 38,125 \frac{W}{m^2 * K} \quad (5.2-7)$$

Místní ztráty na vstupu do trubky Δp_{m1ovz} .

$$\Delta p_{m1ovz} = \xi_{1ovz} * \frac{w_{spovz}^2}{2} * \rho_{spovz} = 0,5 * \frac{9^2}{2} * 0,774 = 15,66 Pa \quad (5.2-8)$$

Kde:

Súčinitel' miestnych strát na vstupu do trubky ξ_{1ovz} .

$$\xi_{1ovz} = 0,5 - \quad (5.2-9)$$

Místní ztráty na výstupu z trubky Δp_{m2ovz} .

$$\Delta p_{m2ovz} = \xi_{2ovz} * \frac{w_{spovz}^2}{2} * \rho_{spovz} = 1 * \frac{9^2}{2} * 0,774 = 31,329 Pa \quad (5.2-10)$$

Kde:

Súčinitel' miestnych strát na výstupu z trubky ξ_{2ovz} .

$$\xi_{2ovz} = 1 - \quad (5.2-11)$$

5.3. Tlaková strata prvního tahu

Tlaková strata prvního tahu Δp_{1t} .

$$\Delta p_{1t} = \lambda_{1t} * \frac{L_{1t}}{d_{e1t}} * \frac{w_{sp1t}^2}{2} * \rho_{sp1t} = 0,023 * \frac{6,7}{1,096} * \frac{5,843^2}{2} * 0,244 = 0,441 Pa \quad (5.3-1)$$

Kde:

Súčinitel' dĺžkových strát λ_{1t} .

$$\lambda_{1t} = 0,19 * \left(\frac{\varepsilon_{1t}}{d_{e1t}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,19 * \left(\frac{0,002}{1,096} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,023 - \quad (5.3-2)$$

Kde:

Absolutná drsnost' povrchu steny ϵ_{1t} .

$$\epsilon_{1t} = 0,002 \text{ m} \quad (5.3-3)$$

Charakteristický rozmer prvého ťahu d_{e1t} .

$$d_{e1t} = \frac{4 * l * \check{s}}{2 * l + 2 * \check{s}} = \frac{4 * 1,4 * 0,9}{2 * 1,4 + 2 * 0,9} = 1,096 \text{ m} \quad (5.3-4)$$

Dĺžka prvého ťahu L_{1t} .

$$L_{1t} = 6,7 \text{ m} \quad (5.3-5)$$

Rýchlosť spalín v prvom ťahu w_{sp1t} .

$$w_{sp1t} = \frac{M_{pv} * O_{spr}}{\check{s} * l} * \frac{v_{spr} + 273}{273} = \frac{0,257 * 5,703}{0,9 * 1,4} * \frac{1100,474 + 273}{273} = 5,843 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.3-6)$$

Hustota spalín v prvom ťahu ρ_{sp1t} .

$$\rho_{sp1t} = \frac{m_{sp}}{\check{s} * l * w_{sp1t}} = \frac{1,796}{0,9 * 1,4 * 5,843} = 0,244 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (5.3-7)$$

5.4. Tlaková strata prvého obratu

Tlaková strata obratu je určená ako tlaková strata štyroch 45 ° kolien.

Tlaková strata prvého obratu Δp_{1o} .

$$\Delta p_{1o} = 4 * \xi_{1o45} * \frac{w_{sp1t}^2}{2} * \rho_{sp1t} = 4 * 0,14 * \frac{5,843^2}{2} * 0,244 = 2,338 \text{ Pa} \quad (5.4-1)$$

Kde:

Súčiniteľ miestnej straty pre koleno 45 ° ξ_{1o45} prvého obratu určený podľa [13].

$$\xi_{1o45} = 0,14 \text{ —} \quad (5.4-2)$$

5.5. Tlaková strata druhého obratu

Tlaková strata druhého obratu Δp_{2o} .

$$\Delta p_{2o} = 4 * \xi_{2o45} * \frac{w_{sp2o}^2}{2} * \rho_{sp2o} = 4 * 0,135 * \frac{1,97^2}{2} * 0,723 = 0,758 \text{ Pa} \quad (5.5-1)$$

Kde:

Súčiniteľ miestnej straty pre koleno 45 ° ξ_{2o45} v druhom obrate určený podľa [13].

$$\xi_{2o45} = 0,135 \text{ —} \quad (5.5-2)$$

Rýchlosť spalín v druhom obrate w_{sp2o} .

$$w_{sp2o} = \frac{M_{pv} * O_{spr}}{\check{s} * l} * \frac{t_{2s} + 273}{273} = \frac{0,257 * 5,703}{0,9 * 1,4} * \frac{190 + 273}{273} = 1,97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.5-3)$$

Hustota spalín v druhom obrate ρ_{sp2o} .

$$\rho_{sp2o} = \frac{m_{sp}}{\check{s} * l * w_{sp2o}} = \frac{1,796}{0,9 * 1,4 * 1,97} = 0,723 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (5.5-4)$$

5.6. Tlaková strata navrhovaného zariadenia na strane spalín

Tlaková strata termoolejového kotla na strane spalín Δp_{zcelk} .

$$\Delta p_{zcelk} = \Delta p_z + \Delta p_{ovz} + \Delta p_{1t} + \Delta p_{1o} + \Delta p_{2o} = 386,1 + 162,349 + 0,441 + 2,338 + 0,758 = 551,987 \text{ Pa} \quad (5.6-1)$$

5.7. Tlaková strata na OVZ na strane vzduchu

Tlaková strata OVZ na strane vzduchu Δp_{zv} .

$$\Delta p_{zv} = (n_{dielovz} * \Delta p_{1v} * x_v * n_{s2}) + \Delta p_{ob} = (4 * 1,5 * 3,2 * 16) + 24,428 = 331,627 \text{ Pa} \quad (5.7-1)$$

Kde:

Priemerná tlaková strata jednej rady trubiek Δp_{1v} je určená podľa rovníc (3.9-23) a (3.9-32).

$$\Delta p_{1v} = 1,5 \text{ Pa} \quad (5.7-2)$$

Koeficient x_v je určený podľa rovnice (5.7-4) a (5.7-5).

$$x_v = 3,2 - \quad (5.7-3)$$

Koeficient $s_{2v}/(s_{1v}-D_{ovz})$.

$$\frac{s_{2v}}{s_{1v} - D_{ovz}} = \frac{0,085}{0,059 - 0,040} = 4,474 - \quad (5.7-4)$$

Reynoldsovo číslo Re pres strednú teplotu prúdu vzduchu.

$$Re_v = \frac{w_v * l'_v}{\nu_v} = \frac{4 * 0,03}{2,154 * 10^{-5}} = 5552,329 - \quad (5.7-5)$$

Kde:

Charakteristický rozmer medzitrubkového priestoru l'_v .

$$l'_v = \frac{4 * (s_{1v} - D_{ovz}) * \frac{l_{trovz}}{4}}{2 * \frac{l_{trovz}}{4} + 2 * (s_{1v} - D_{ovz})} = \frac{4 * (0,059 - 0,040) * \frac{4,403}{4}}{2 * \frac{4,403}{4} + 2 * (0,059 - 0,040)} = 0,037 \text{ m} \quad (5.7-6)$$

Tlaková strata obrátov Δp_{ob} v OVZ.

$$\Delta p_{ob} = 3 * \xi_{ovb} * \frac{w_{vob}^2}{2} * \rho_v = 3 * 1,966 * \frac{2,928^2}{2} * 0,966 = 24,428 \text{ Pa} \quad (5.7-7)$$

Kde:

Súčiniteľ miestnej straty pre obrát na strane vzduchu OVZ ξ_{vob} určený podľa [13].

$$\xi_{vob} = 1,966 - \quad (5.7-8)$$

Rýchlosť vzduchu v obráte w_{vob} .

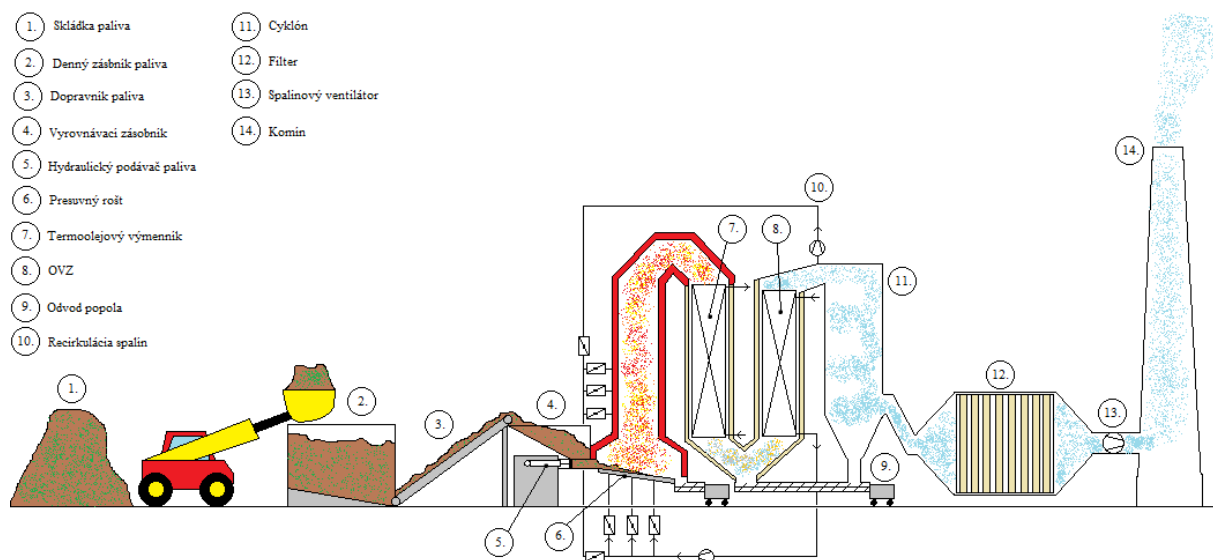
$$w_{vob} = \frac{M_{pv} * O_{vz}}{\dot{s} * l_{ob}} * \frac{t_{stv} + 273}{273} = \frac{0,257 * 3,812}{0,9 * 0,5} * \frac{94,33 + 273}{273} = 2,928 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.7-9)$$

Šírka obrátu l_{ob} .

$$l_{ob} = 0,5 \text{ m} \quad (5.7-10)$$

6. IDEOVÝ NÁVRH TECHNOLOGIÍ KOTLA SÚVISIACICH S JEHO PROVOZOM

Štiepka bude skladovaná na skládke paliva (1.) vid' obr 6-1, odkiaľ bude ťažkou technikou jeden krát denne naplnený denný zásobník paliva (2.). Palivo bude postupovať pásovým dopravníkom (3.) do vyrovnávacieho zásobníka (4.). Z vyrovnávacieho zásobníka bude palivo dávkované do spaľovacej komory pomocou hydraulického mechanizmu (5.). Spaľovanie paliva bude prebiehať na presuvnom rošte (6.) s kontinuálnym roštovaním. Po dohorení paliva v prvom ťahu, odovzdajú spaliny väčšinu svojej energie termoolejovému výmenníku tepla (7.) v druhom ťahu. Ďalej spaliny postupujú obratovou komorou kde sa odlúči najhrubšia frakcia popolčeka. Pre maximalizáciu účinnosti kotla je zaradený do tretieho ťahu OVZ (8.). Z dôvodu vysokých charakteristických teplôt spaľovania a možnosti zalepovania teplosmenných plôch je zaradená do technológie kotla recirkulácia spalín (10.), ktorou bude možno znížiť charakteristické teploty spaľovania. Celý systém prívodu primárneho spaľovacieho vzduchu, sekundárneho spaľovacieho vzduchu a recirkulovaných spalín sa bude riadiť pomocou sústavy ventilátorov a klapiek. Tento systém umožní riadiť optimálne pásmovanie primárneho a sekundárneho spaľovacieho vzduchu a optimálny pomer recirkulovaných spalín a spaľovacieho vzduchu. Odvod popolovín bude zabezpečený pomocou šnekových dopravníkov do zberných nádob (9.). Popoloviny z roštu sa budú zhromažďovať v odlišnej nádobe ako popolček, ktorý sa odlúči v prvom obrate spolu s popolčekom z cyklóna. Systém čistenia spalín je trojstupňový. Prvý stupeň čistenia je už spomenutá obratová komora s výsypkou, kde sa odlúči najhrubšia frakcia popolčeka. Druhý stupeň zahŕňa cyklón, pomocou ktorého je možno dosiahnuť koncentráciu TZL v rozmedzí 200 – 500 mg/m³. Keďže je limit TZL pre danú kategóriu spaľovacieho zariadenia 50 mg/m³, bude nevyhnutné zaradenie ďalšieho filtračnej technológie (12). Touto technológiou môže byť elektrostatický alebo látkový filter. Reguláciu odvodu spalín bude zabezpečovať spalínový ventilátor (13.) do komína (14.).



Obr. 6-1 Schéma technológií súvisiacich s povozom termoolejového kotla

7. ZÁVER

Prvú časť tejto práce tvorí koncepčný návrh termoolejového kotla, ktorý bol utvorený na základe rešerše termoolejových kotlov od svetových výrobcov, vlastností definovaného paliva, skúseností nadobudnutých počas štúdia a v neposlednej rade za pomoci odborných konzultácií. Na základe týchto komplexných informácií bola zvolená nasledovná koncepcia kotla. Jedná sa o termoolejový kotol trojtáhovej konštrukcie so spaľovaním drevnej štiepky na mechanickom presuvnom rošte. V prvom ťahu sa nenachádza žiadna výhrevná plocha a je vymurovaný žiaruvzdornou vymúrovkou. V druhom ťahu sa nachádza rekuperačný, protiprúdy termoolejový výmenník. Medzi druhým a tretím ťahom sa v obratovej komore nachádza výsypka popolčeka, kde sa odlúči najhrubšia frakcia popolčeka zo spalín. Pre zvýšenie účinnosti daného zariadenia je v treťom ťahu rekuperačný, trubkový, protiprúdy OVZ, ktorý sa skladá zo štyroch dielov. Z dôvodu vysokých charakteristických teplôt spaľovania bolo nevyhnuté zahrnutie recirkulácie spalín, ktorá zníži charakteristické teploty spaľovania. Primárny spaľovací vzduch sa bude privádzať pod rošt pásmovaním a bude ho zároveň chlaďť. Sekundárny spaľovací vzduch sa bude privádzať do zvislých stien spaľovacej komory. Pre optimálnu reguláciu je systém prívodu spaľovacieho vzduchu a recirkulovaných spalín vybavený systémom klapiek a ventilátorov, ktoré umožnia optimálnu reguláciu spaľovacieho procesu.

V ďalšej časti je spracovaný tepelný výpočet. V prvom kroku bolo zadefinované palivo, ktoré vzniklo spriemerovaním jednotlivých veličín z prvkového zloženia viacerých druhov drevnej štiepky. Z prvkového zloženia boli určené potrebné objemy vzduchu a spalín, pomocou ktorých sa určili entalpie vzduchu a jednotlivých zložiek spalín. Pre automatizáciu ďalších výpočtov boli závislosti entalpie na teplote spalín preložené polynómom a v ďalších výpočtoch sa entalpia spalín počítala z týchto polynómov. Účinnosť navrhovaného zariadenia bola počítaná podľa nepriamej metódy a jej hodnota je 88,6 %. Pri výpočte spaľovacej komory bolo volené objemové zaťaženie 150 kW/m^3 a merný tepelný výkon roštu 1000 kW/m^2 . Z dôvodu vysokých charakteristických teplôt spaľovania bolo nevyhnuté zaradenie recirkulácie spalín. Objem recirkulovaných spalín bol stanovený tak, aby sa znížila teplota na konci ohniska minimálne o $50 \text{ }^\circ\text{C}$ pod teplotu mäknutia popolovín.

Výpočet súčiniteľa prostupu tepla v termoolejovom výmenníku zahŕňal výpočet súčiniteľa prestupu tepla na strane oleja a na strane spalín. Pri výpočte súčiniteľa prestupu zo strany spalín bola uvažovaná konvenčná aj sálavá zložka. Termoolejový výmenník je navrhnutý ako rekuperačný, protiprúdy a je rozdelený do troch častí. Keďže je maximálna teplota termooleja v prvej rade trubiek výmenníka, kde je najvyššia teplota spalín, hrozí v tomto mieste riziko miestnej degradácie termooleja vplyvom jeho prehriatia. Táto skutočnosť bola overená výpočtom. Maximálna teplota vnútornej steny trubky, ktorú uvažujem takú istú ako teplotu filmu oleja, musí byť menšia ako výrobcom stanovené maximum $380 \text{ }^\circ\text{C}$. Povrchová teplota trubky bol stanovená výpočtom na $356,7 \text{ }^\circ\text{C}$. Pre zvýšenie účinnosti navrhovaného zariadenia bol zaradený do tretieho ťahu kotla trubkový, rekuperačný OVZ, pričom spaliny prúdia vnútri trubiek a spaľovací vzduch okolo trubiek.

Hlavným cieľom hydraulického výpočtu bolo stanovenie tlakovej diferencie medzi vstupom a výstupom termoolejového výmenníka. Tento údaj bude slúžiť pre návrh obehového čerpadla termooleja. Ďalším cieľom bolo určenie rýchlosti prúdenia termooleja v kritickej trubke, t.j. v trubke, kde je najnižšia rýchlosť prúdenia termooleja. Rýchlosť prúdenia termooleja v kritickej trubke bola stanovená na základe hydraulických strát, ktoré vzniknú prietokom oleja cez rozvádzaciu komoru, kritickú trubku a zberaciu komoru termoolejového výmenníka. Tlaková strata rozvádzacej a zberacej komory bola stanovená ako tlaková strata sériovo radených t-kusov.

V aerodynamickom výpočte bola stanovená tlaková strata jednotlivých výmenníkov, obratových komôr a ťahov na strane spalín. Hodnota tlakovej straty na strane spalín bude použitá pre návrh spalínového ventilátora. Tlaková strata OVZ na strane vzduchu bude použitá pre návrh ventilátora spaľovacieho vzduchu.

Súčasťou tejto práce je projekčný výkres, ktorý sa nachádza v prílohách. Projekčný výkres obsahuje všetky náležitosti potrebné pre pochopenie návrhu a ďalšie konštrukčné spracovanie.

V poslednej časti tejto práce je spracovaný ideový návrh technológií, v ktorom sú navrhnuté technológie súvisiace s prevádzkou kotla.

8. ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] BUDAJ, F. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého Učení Technického v Brně, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] TTS boilers. *Katalogový list - Termoolejový kotel* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z <http://www.tts.cz/cz/boilers/kotel-termoolej.html>
- [3] Kornfeil. *Termouljni kotlovi na biomasu BioTherm* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z <http://www.kornfeil.com/products/produkt/biotherm-1/>
- [4] Atoma. *Progres ECO OIL 550 - 2500 kW* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z <http://www.atoma.cz/index.php/progres-eco-oil-550-2500-kw>
- [5] OCHODEK T., J. KOLONIČNÝ, P. JANÁSEK. *Potenciál z biomasy, druhy, bilance a vlastnosti paliv z biomasy* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z www.biomasa-info.cz/cs/doc/prirucka1.pdf
- [6] SASOL. *MARLOTHERM LH* [online]. [cit. 2016-01-19]. Dostupné z <http://www.sasolgermany.de/marlotherm.html>
- [7] TRENČIANSKY M., M. LIESKOVSKÝ, M. ORAVEC. *Energetické zhodnotenie biomasy*. 1. vyd. Zvolen: Národné lesnícke centrum, 2007. ISBN 978-80-809-050-9.
- [8] Phyllis2. *Databse for biomass and waste* [online]. [cit. 2016-01-03]. Dostupné z <https://www.ecn.nl/phyllis2/>
- [9] Ministry of the Environment of the Czech Republic. *Vyhláška č. 415/2012 Sb.* [online]. [cit. 2016-02-10]. Dostupné z <http://www.mzp.cz/www/platnalegislativa.nsf/d79c09c54250df0dc1256e8900296e32/ae682a6b5e42e986c1257ba60025d8b5?OpenDocument>
- [10] Inmis Energy. *Maxxtec – biomass combustion system* [online]. [cit. 2016-02-22]. Dostupné z <http://www.inmis-energy.com/3-0-biomass/3-4-thermal-oil-boilers/3-4-1-vas/3-4-1-1-company-profile-combustion-system>
- [11] Inmis Energy. *Mimsan – biomass combustion system* [online]. [cit. 2016-02-22]. Dostupné z <http://www.inmis-energy.com/3-0-biomass/3-4-thermal-oil-boilers/3-4-2-mimsan/3-4-2-1-company-profile-combustion-system>
- [12] Cannon. *BIO-OIL – Thermal oil heater system* [online]. [cit. 2016-02-24]. Dostupné z <http://www.bono.it/sistemi/en/prodotti/Thermal-Oil-heater.html>
- [13] ČERNÝ, V. *Parní kotle*. SNTL 1983
- [14] RAUTOVÁ, J. *Potrubní systémy a armatury* [online]. [cit. 2016-03-30]. Dostupné z www.338.vsb.cz/PDF/Dil3_Rau.pdf
- [15] LABOUTKA, K., T. SUCHÁNEK. *Hodnoty součinitelů místních ztrát - T-kusy-podrobně* [online]. [cit. 2016-03-30]. Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>
- [16] REMPO UNIVERS BB. *Žiaruvzdorné tehly* [online]. [cit. 2016-04-06]. Dostupné z http://www.rempouniversbb.sk/?page_id=83
- [17] KNAUF INSULATION. *WM 620 GG* [online]. [cit. 2016-04-06]. Dostupné z <http://www.knaufinsulation.sk/technicke-izolacie/nobasil-WM-620-GG>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

SKRATKY

ORC	Organický Rankine-Clausius cyklus
OVZ	Ohrievač vzduchu
TZL	Tuhé znečisťujúce látky

INDEXY

d (horný index)	Bezvodá zložka paliva
daf (horný index)	Horľavá zložka paliva
ovz (dolný index)	Ohrievač vzduchu
r (horný index)	Surové palivo

SYMBOLY

A	[-]	Koeficient A pre spaľovanie biomasy
a	[-]	Stupeň čiernosti zaprášeného prúdu spalín
A ^d	[%]	Percento popolovín v bezvodej zložke paliva
A ^r	[%]	Percento popolovín v bezvodej zložke paliva
a _{st}	[-]	Stupeň čiernosti povrchu stien
c _d	[-]	Opravný súčiniteľ na vonkajší priemer trubky
C ^{daf}	[%]	Percento uhlíka v horľavine
c _f	[-]	Opravný súčiniteľ na frakciu popolčkových častíc
c _{fi}	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita uvažovaného druhu tuhých zbytkov
c _i	[%]	Percento horľaviny v uvažovanom druhu tuhých zbytkov
CO _{2max}	[%]	Maximálne množstvo CO ₂ v spalinách
c _p	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita paliva
c _p	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita popolčeku
c _{p20}	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita vzduchu pri teplote 20 °C
C _{p30}	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita vzduchu pri teplote 30 °C
c _{po}	[J/kg/K]	Merná tepelná kapacita oleja
c _{pv}	[J/m ³ /K]	Merná tepelná kapacita vzduchu pre strednú teplotu prúdu vzduchu v OVZ
c _{pvz}	[kJ/m ³ /K]	Merná tepelná kapacita vzduchu
C ^r	[%]	Obsah uhlíka v surovom palivu
c _r	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita roštového prepadu

c_s	[-]	Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzku v závislosti na pomernej prierečnej rozteči σ_1 a pomernej pozdĺžnej rozteči σ_2
c_s	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita škváry alebo strusky
c_{su}	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita sušiny paliva
c_{sv}	[-]	Opravný súčiniteľ c_{sv} na usporiadanie zväzku v závislosti na pomernej prierečnej rozteči σ_{1v} a pomernej pozdĺžnej rozteči σ_{2v} v OVZ
c_u	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita úletu
c_w	[kJ/kg/K]	Merná tepelná kapacita vody
c_z	[-]	Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych rad c_z určený podľa
c_{zv}	[-]	Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych rad v OVZ
d	[m]	Vnútorý priemer trubky
D	[m]	Vonkajší priemer trubky
d_{elt}	[m]	Charakteristický rozmer prvého ťahu
d_{ovz}	[m]	Vnútorý priemer trubky OVZ
D_{ovz}	[m]	Vonkajší priemer trubky OVZ
d_{ovz}'	[m]	Stredný priemer trubky OVZ
f	[-]	Súčiniteľ vlhkého vzduchu
F_1	[m ²]	Svetlý prierez pre prietok spalín
F_{ovz}	[m ²]	Svetlý prierez trubiiek určený na prietok spalín v OVZ
G_{O_2min}	[kg/kg]	Hmotové minimálne množstvo spaľovacieho kyslíku
G_{sp}	[kg/kg]	Hmota vlhkých spalín pri použití vlhkého vzduchu s prebytkom vzduchu α
G_{vzmin}^s	[kg/kg]	Hmotové minimálne množstvo suchého vzduchu
G_{vz}	[kg/kg]	Hmota vlhkého vzduchu s prebytkom α
G_{vzmin}	[kg/kg]	Hmotové minimálne množstvo vlhkého spaľovacieho vzduchu
H^{daf}	[%]	Percento vodíka v horľavine
h_{iz}	[m]	Hrúbka izolácie
H^r	[%]	Obsah vodíka v surovom palivu
h_{vym}	[m]	Hrúbka vymúrovky
i	[-]	Poradie daného t-kusa
I_{1ovz}	[kJ/kg]	Entalpia vzduchu pri vstupe do OVZ
I_{1s}	[kJ/kg]	Entalpia spalín pred výmenníkom
I_{1sovz}	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri vstupe do OVZ
I_{2ovz}	[kJ/kg]	Entalpia vzduchu pri výstupe z OVZ
I_{2s}	[kJ/kg]	Entalpia spalín na konci výmenníka

$I_{2\text{sovz}}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri výstupe z OVZ
I_{Ar}	[kJ/m ³]	Entalpia argónu
I_{CO_2}	[kJ/m ³]	Entalpia oxidu uhličitého
$I_{\text{H}_2\text{O}}$	[kJ/m ³]	Entalpia vodnej pary
I_{N_2}	[kJ/m ³]	Entalpia dusíka
I_{np}	[kJ/kg]	Entalpia spalín v ohnisku
I_{O_2}	[kJ/m ³]	Entalpia kyslíka
I_{ok}	[kJ/kg]	Entalpia spalín na konci ohniska
i_p	[kJ/kg]	Fyzické teplo paliva
I_p	[kJ/m ³]	Entalpia popolčeka
I_{SO_2}	[kJ/m ³]	Entalpia oxidu siričitého
I_{sp}	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri danej teplote a danom súčiniteľu prebytku vzduchu
$I_{\text{sp}(\alpha=1)}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri $\alpha=1$
$I_{\text{sp}(\alpha=1,1)}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri $\alpha=1,1$
$I_{\text{sp}(\alpha=1,2)}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri $\alpha=1,2$
$I_{\text{sp}(\alpha=1,3)}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri $\alpha=1,3$
$I_{\text{sp}(\alpha=1,4)}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri $\alpha=1,4$
$I_{\text{sp}(\alpha=1,5)}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri $\alpha=1,5$
$I_{\text{sp}'}$	[kJ/kg]	Entalpia spalín pri danej teplote a danom súčiniteľu prebytku vzduchu určená pomocou I-t diagramu spalín
$I_{\text{sp}900}$	[kJ/kg]	Entalpia pôvodných spalín pri teplote 900 °C
I_{spmin}	[kJ/kg]	Minimálna entalpia spalín pri stechiometrickom spaľovaní
$I_{\text{spmin}'}$	[kJ/kg]	Minimálna entalpia spalín pri stechiometrickom spaľovaní určená pomocou I-t diagramu spalín
I_{spod}	[kJ/kg]	Entalpia spalín v mieste odberu
I_{spoutr1}	[kJ/kg]	Entalpia recirkulovaných spalín pred miestom odberu pri súčiniteľu prebytku vzduchu $\alpha=1,5$ a teplote spalín 130 °C
I_{spoutr2}	[kJ/kg]	Entalpia recirkulovaných spalín za miestom odberu pri súčiniteľu prebytku vzduchu $\alpha=1,5$ a teplote spalín 130 °C
I_{spr}	[kJ/kg]	Entalpia zmiešaných spalín v ohnisku
$I_{\text{spr}900}$	[kJ/kg]	Entalpia zmiešaných spalín pri teplote 900 °C
I_{sprok}	[kJ/kg]	Entalpia zmiešaných spalín na konci ohniska
I_u	[kJ/kg]	Užitočné teplo uvoľnené v ohnisku
I_{us}	[kJ/kg]	Užitočné teplo uvoľnené v ohnisku ponížené o straty sálaním
$I_{\text{vz}(\alpha=1.5)}$	[kJ/kg]	Entalpia vzduchu pri $\alpha=1.5$

$I_{vz20\alpha}$	[kJ/kg]	Entalpia vzduchu s prebytkom α pri teplote okolia
$I_{vz30\alpha}$	[kJ/kg]	Entalpia vzduchu s prebytkom α pri teplote okolia
I_{vzmin}	[kJ/kg]	Entalpia minimálneho množstva vzduchu
I_{vzmin}'	[kJ/kg]	Entalpia minimálneho množstva vzduchu určená pomocou I-t diagramu spalín
k	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prostupu tepla trubkou výmenníka
k_{krit}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prostupu tepla čistou trubkou
k_{kritt}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prostupu tepla zo strany spalín po vnútornú stenu trubky
k_o	[-]	Koeficient vplyvu sálania voľnej plochy pred výmenníkom
k_{ovz}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prostupu tepla v OVZ
k_{ps}	[-]	Exponent rovnice kps
k_{so}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prostupu tepla z vnútornej steny kotla po vonkajšiu stenu kotla
k_{sp}	[1/m/MPa]	Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi
k_{tovz}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prostupu tepla zo strany spalín po vnútornú stenu trubky OVZ
l	[m]	Dĺžka ohniska
l'	[m]	Charakteristický rozmer medzitrubkového priestoru
l'_v	[m]	Charakteristický rozmer medzitrubkového priestoru OVZ na strane vzduchu
l_0	[m]	Charakteristický rozmer trubky
l_0	[m]	Výška voľnej plochy pred výmenníkom
l_{ob}	[m]	Šírka obratu v OVZ
l_{ovz}	[m]	Charakteristický rozmer trubky OVZ
l_r	[m]	Dĺžka roštu
l_{st}	[m]	Rozmer l_{st}
l_{sv}	[m]	Rozmer l_{sv}
l_{svovz}	[m]	Rozmer l_{svovz} v OVZ
l_t	[m]	Dĺžka jednej trubky
l_{trovz}	[m]	Dĺžka jednej trubky v OVZ
l_v	[m]	Dĺžka výmenníka
l_v'	[-]	Vertikálna vzdialenosť medzi vstupným a výstupným hrdlom termoolejového výmenníka
m_{CO}	[kg/m ³]	Maximálna koncentrácia CO v suchých spalínach pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1 platná od 1.1.2018 podľa 415/2012 Sb.
m_i/m_{i-1}	[-]	Pomer prietoku oleja za a pred i-tým t-kusom
m_{i-1}	[kg/s]	Hmotnostný tok oleja pred i-tým t-kusom

m_o	[kg/s]	Hmotnostný prietok oleja
m_{omin}	[kg/s]	Minimálny hmotnostný prietok kritickou trúbkou
m_{op}	[kg/s]	Priemerný hmotnostný prietok oleja jednou trúbkou
m_{OspCO}	[m ³ /kg]	Koncentrácia suchých spalín pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1
m_{ovz}	[kg/s]	Hmotnostný tok vzduchu
M_p	[kg/s]	Privedené množstvo paliva
M_{pv}	[kg/s]	Skutočné množstvo paliva (výpočtové)
m_{sp}	[kg/s]	Hmotnostný tok spalín
m_{tzt}	[kg/m ³]	Limit TZL pre navrhované spaľovacie zariadenie podľa 415/2012 Sb.
N^{daf}	[%]	Percento dusíka v horľavine
$n_{dielovz}$	[ks]	Počet dielov OVZ
N^r	[%]	Obsah dusíka v surovom palivu
n_{rad}	[ks]	Počet rad trúbiek
n_{s1}	[ks]	Počet trúbiek n_{s1} v OVZ
n_{s2}	[ks]	Počet trúbiek n_{s2} v OVZ
n_{tr}	[ks]	Počet trúbiek v jednej rade
n_{trovz}	[ks]	Počet trúbiek OVZ
$n_{trovzskut}$	[ks]	Skutočný počet trúbiek v OVZ
N_u	[-]	Nusseltovo číslo
N_{usovz}	[-]	Nusseltovo číslo spalín v OVZ
η_k	[%]	Tepelná účinnosť kotla
η_k	[%]	Tepelná účinnosť kotla
O_{Ar}	[m ³ /kg]	Objem Ar v spalínach
O_{CO_2}	[m ³ /kg]	Objem CO ₂ v spalínach
O^{daf}	[%]	Percento kyslíka v horľavine
O_{H_2O}	[m ³ /kg]	Objem H ₂ O
O_{H_2Omin}	[m ³ /kg]	Minimálne množstvo vodnej pary
O_{N_2}	[m ³ /kg]	Objem N ₂ v spalínach
O_{O_2min}	[m ³ /kg]	Minimálne množstvo kyslíka potrebného k spáleniu 1 kg paliva
O^r	[%]	Obsah kyslíka v surovom palivu
O_{rec}	[°C]	Objem recirkulovaných spalín O_{rec}
O_{SO_2}	[m ³ /kg]	Objem SO ₂ v spalínach
O_{sp}	[m ³ /kg]	Skutočné množstvo spalín s prebytkom vzduchu
O_{spCO}	[m ³ /kg]	Objem suchých spalín pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1

O_{spmin}	[m ³ /kg]	Minimálne množstvo vlhkých spalín
O_{spod}	[m ³ /kg]	Objem spalín v mieste odberu
O_{spr}	[°C]	Objem spalín spolu s recirkulovanými spalinami
$O_{\text{spmin}}^{\text{s}}$	[m ³ /kg]	Minimálne množstvo suchých spalín, ktoré vznikne stechiometrickým spaľovaním
$O_{\text{vzmin}}^{\text{s}}$	[m ³ /kg]	Minimálne množstvo suchého vzduchu potrebného k spáleniu 1 kg paliva
O_{vz}	[m ³ /kg]	Skutočné množstvo vzduchu s prebytkom vzduchu
O_{vzmin}	[m ³ /kg]	Minimálne množstvo vlhkého vzduchu potrebného k spáleniu 1 kg paliva
p	[MPa]	Tlak pre roštové ohnisko
P_{r}	[-]	Prandtlovo číslo
P_{rs}	[-]	Prandtlovo číslo pre strednú teplotu prúdu spalín
P_{rsovz}	[-]	Prandtlovo číslo spalín v OVZ
P_{rv}	[-]	Prandtlovo číslo pre strednú teplotu prúdu vzduchu v OVZ.
p_{sp}	[MPa]	Celkový parciálny tlak trojatómových plynov
Q	[kJ/kg]	Množstvo tepla odovzdané do počítanej plochy na strane spalín
Q_{ci}	[kJ/kg]	výhrevnosť horľaviny uvažovaného druhu tuhých zbytkov
Q_{i}^{r}	[kJ/kg]	Výhrevnosť surového paliva
Q_{krit}	[W/m ²]	Tepelný tok čistou trúbkou
Q_{p}^{p}	[kJ/kg]	Teplo privedené do kotla spálením 1 kg paliva
Q_{pr}	[kJ/kg]	Teplo privedené do kotla parným rozprašovaním mazutu
q_{r}	[kW/m ²]	Stredný merný tepelný výkon roštu
Q_{s}	[kJ/kg]	Množstvo tepla odovzdané sálaním z ohniska pred výhrevnou plochou
q_{s}	[kW/m ²]	Prierezové zaťaženie ohniska volené po dohode s konzultantom
Q_{so}	[kW]	Teplo určené stratou sálaním
Q_{s}^{r}	[kJ/kg]	Spalné teplo surového paliva
Q_{SU}	[kJ/kg]	Merná tepelná kapacita sušiny
Q_{tovz}	[W/m ²]	Tepelný tok prechádzajúci stenou trubky OVZ
q_{v}	[kW/m ³]	Stredné objemové zaťaženie ohniska
Q_{v}	[kW]	Výrobné teplo kotla
Q_{vz}	[kJ/kg]	Teplo privedené do kotla so spaľovacím vzduchom
Q_{vzv}	[kJ/kg]	Teplo ohriatia vzduchu vonkajším zdrojom
r	[-]	Koeficient recirkulácie
$r \cdot I_{\text{spod}}$	[kJ/kg]	Teplo privedené do kotla s recirkulovanými spalinami

R_e	[-]	Reynoldsovo číslo
$R_{e'}$	[-]	Reynoldsovo číslo $R_{e'}$ pres strednú teplotu prúdu spalín
$R_{e''}$	[-]	Reynoldsovo číslo $R_{e''}$ pres strednú teplotu prúdu vzduchu v OVZ
R_{esovz}	[-]	Reynoldsovo číslo spalín v OVZ
r_{HO_2}	[-]	Objemové časti trojatómových plynov
r_{RO_2}	[-]	Objemové časti trojatómových plynov
r_{sp}	[-]	Súčet objemových častí trojatómových plynov
S	[m]	Efektívna hrúbka sálavej vrstvy pre zväzok hladkých trubiek
S_0	[m ²]	Prierez ohniska
s_1	[m]	Priečna rozteč
S_{1radtr}	[m ²]	Teplosmenná plocha jednej rady trubiek
s_{1v}	[m]	Priečna rozteč v OVZ
s_2	[m]	Pozdĺžna rozteč
$s_2/(s_1-D)$	[-]	Koeficient $s_2/(s_1-D)$
s_{2v}	[m]	Pozdĺžna rozteč v OVZ
$s_{2v}/(s_{1v}-D_{ovz})$	[-]	Koeficient $s_{2v}/(s_{1v}-D_{ovz})$ pre OVZ na strane vzduchu
S^{daf}	[%]	Percento síry v horľavine
S_{kotel}	[m ²]	Približná veľkosť povrchu kotla
S_o	[m ²]	Prierez potrebný na prietok oleja
S_{ovz}	[m ²]	Výhrevná plocha OVZ
S^r	[%]	Obsah síry v surovom palivu
$S_{roštu}$	[m ²]	Plocha roštu
S_{trovuz}	[m ²]	Svetlý prierez jednej trubky OVZ
sum^{daf}	[%]	Súčet horľavých zložiek v danej štiepke
sum^r	[%]	Súčet zložiek paliva v surovom stave
S_v	[m ²]	Výhrevná plocha počítaného výmenníku
S_{vz}	[m ²]	Skutočný svetlý prierez pre prietok vzduchu v OVZ
$\check{s}$	[m]	Šírka ohniska
$\check{s}_r$	[m]	Šírka roštu
$\check{s}_{sv}$	[m]	Rozmer $\check{s}_{sv}$
$\check{s}_{svovz}$	[m]	Rozmer $\check{s}_{svovz}$ v OVZ
t	[°C]	Teplota spalín
T	[K]	Absolútna teplota prúdu spalín
t_{1o}	[°C]	Teplota termooleja pri vstupe do výmenníka
t_{1ovz}	[°C]	Teplota vzduchu pri vstupe do OVZ

t_{1s}	[°C]	Teplota spalín před vstupem do výměníka
t_{1sovz}	[°C]	Teplota spalín při vstupu do OVZ
t_{2o}	[°C]	Teplota termooleja při výstupu z výměníka
t_{2ovz}	[°C]	Teplota vzduchu při výstupu z OVZ
t_{2s}	[°C]	Teplota spalín na výstupu z výměníka
t_{2sovz}	[°C]	Teplota spalín při výstupu z OVZ
t_{900}	[°C]	Teplota původných spalín
t_A	[°C]	Teplota māknutia popola
t_A	[°C]	Teplota tečenia popola
t_B	[°C]	Teplota tavenia popola
t_i	[°C]	Teplota uvažovaného druhu tuhých zbytkov
t_{krit}	[°C]	Teplota povrchu vnútornej steny kritickej trubky
t_{np}	[°C]	Teplota nechladeného plameňa
t_{ok}	[°C]	Teplota na konci ohniska
$t_{okolía}$	[°C]	Teplota okolia
t_p	[°C]	Teplota paliva
t_{pkotol}	[°C]	Teplota povrchu kotla t_{pkotol} určená podľa ČSN 07 0240
$t_{pkotolv}$	[°C]	Teplota vonkajšieho povrchu kotla vypočítaná $t_{pkotolv}$
t_s	[°C]	Teplota sintrácie popola
t_{sp}	[°C]	Teplota spalín pri $\alpha=1,5$
t_{spout}	[°C]	Teplota spalín za kotlom
t_{spr}	[°C]	Teplota recirkulovaných spalín
t_{spr900}	[°C]	Vzorový výpočet entalpie recirkulovaných spalín pre 900 °C
t_{st}	[°C]	Stredná teplota prúdu spalín
t_{sto}	[°C]	Stredná teplota oleja v trúbkách
$t_{stovztr}$	[°C]	Stredná teplota povrchu vnútornej steny trubky OVZ
t_{str}	[°C]	Stredná teplota spalín v spaľovacej komore
t_{stsovz}	[°C]	Stredná teplota spalín v trúbkách OVZ
t_{stv}	[°C]	Stredná teplota prúdu vzduchu v OVZ
t_{vz}	[°C]	Teplota vzduchu pri $\alpha=1,5$
t_z	[°C]	Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách
T_z	[K]	Absolútna teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách
V_0	[m ³]	Objem spaľovacej komory
w_{1o}	[m/s]	Priemerná rýchlosť oleja pri vstupe do trúbiek výměníka
w_{2o}	[m/s]	Priemerná rýchlosť oleja pri výstupe z trúbiek výměníka

w_{20min}	[m/s]	Rýchlosť oleja pri výstupe z kritickej trubky
w_{i-1}	[m/s]	Rýchlosť oleja pred i-tým t-kusom
w_o	[m/s]	Rýchlosť prúdenia oleja v trúbkách
w_{oskut}	[m/s]	Skutočná rýchlosť oleja
w_{sp}	[m/s]	Rýchlosť spalín dovolená z hľadiska erózie
w_{sp1t}	[m/s]	Rýchlosť spalín v prvom ťahu
w_{sp2o}	[m/s]	Rýchlosť spalín v druhom obraťe
w_{spovz}	[m/s]	Rýchlosť prúdenia spalín v trúbkách OVZ
$w_{spovzskut}$	[m/s]	Skutočná rýchlosť spalín v OVZ
w_{spskut}	[m/s]	Skutočná rýchlosť spalín
w_t^r	[%]	Obsah vody v surovom palive
w_v	[m/s]	Optimálna rýchlosť vzduchu v OVZ
w_{vob}	[m/s]	Rýchlosť vzduchu v obraťe
w_{vzskut}	[m/s]	Skutočná rýchlosť vzduchu v OVZ
x	[-]	Koeficient x
X_p	[%]	Percento popolčka v úletu
X_r	[%]	Percento popola zachyteného v roštovom prepade
X_s	[%]	Percento popola zachyteného v škváre alebo struske
X_u	[%]	Percento popola zachyteného v úletu
x_v	[-]	Koeficient x_v pre OVZ na strane vzduchu
Z_c	[%]	Strata horľavinou v tuhých zbytkoch
Z_{cb}	[%]	Strata uhoľným práškom v brýdach
Z_{CO}	[%]	Stratu horľavinou v spalínach Z_{CO}
Z_{cp}	[%]	Strata v popolčeku
Z_{cr}	[%]	Strata v roštovom prepade
Z_{cs}	[%]	Strata vo škváre alebo struske
Z_{cu}	[%]	Strata v úletu
Z_f	[%]	Strata fyzickým teplom tuhých zbytkoch
Z_{fp}	[%]	Strata fyzickým teplom v popolčeku
Z_{fr}	[%]	Strata fyzickým teplom v roštovom prepade
Z_{fs}	[%]	Strata fyzickým teplom vo škváre alebo struske
$Z_{fú}$	[%]	Strata fyzickým teplom v úletu
Z_k	[%]	Strata citelným teplom spalín
Z_{so}	[%]	Strata zdieľaním tepla do okolia
α	[-]	Súčiniteľ prebytku vzduchu

α_0	[-]	Súčiniteľ prebytku vzduchu na konci ohniska
α_{inso}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do steny kotla
α_k	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín
α_o	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla zo strany oleja
α_{outkotel}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla medzi vonkajším plášťom a okolím α_{outkotel} určený podľa ČSN 07 0240
α_s	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín
α_s	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín
α_{sovz}	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla zo strany spalín v OVZ
α_v	[W/m ² /K]	Súčiniteľ prestupu tepla zo strany vzduchu v OVZ
ΔI	[kJ/kg]	Množstvo tepla s prisávaným falošným vzduchom
δ_m	[m]	Hrúbka steny trubky
δ_{movz}	[m]	Hrúbka steny trubky OVZ
Δp_1	[Pa]	Priemerná tlaková strata jednej rady trubiek
Δp_{1o}	[Pa]	Tlaková strata prvého obratu Δp_{1o}
Δp_{1t}	[Pa]	Tlaková strata prvého ťahu
Δp_{1v}	[Pa]	Priemerná tlaková strata jednej rady trubiek OVZ na strane vzduchu
Δp_{2o}	[Pa]	Tlaková strata druhého obratu
Δp_c	[Pa]	Tlaková diferencia medzi vstupom a výstupom z výmenníka
Δp_d	[Pa]	Dynamický tlak
Δp_h	[Pa]	Hydrostatický tlak na vstupe do výmenníka
Δp_i	[Pa]	Tlaková strata i-tého t-kusa
Δp_{isum}	[Pa]	Suma tlakových strát po i-tý t-kus
Δp_{lovz}	[Pa]	Dĺžkové straty jednej trubky OVZ na strane spalín
Δp_{m1ovz}	[Pa]	Miestne straty na vstupe do trubky na strane spalín OVZ
Δp_{m2ovz}	[Pa]	Miestne straty na výstupe na strane spalín z OVZ
Δp_{ob}	[Pa]	Tlaková strata obratov Δp_{ob} v OVZ na strane vzduchu
Δp_{ovz}	[Pa]	Tlaková strata OVZ na strane spalín
Δp_z	[Pa]	Tlaková strata olejového výmenníka
Δp_{zcelk}	[Pa]	Tlaková strata termoolejového kotla na strane spalín
Δp_{zl}	[Pa]	Dĺžkové straty jednej trubky
Δp_{zm}	[Pa]	Miestne straty jednej trubky
Δp_{zm17in}	[Pa]	Tlaková strata pri vstupe oleja do kritickej trubky
$\Delta p_{zm17out}$	[Pa]	Tlaková strata pri výstupe oleja z kritickej trubky

Δp_{zr17}	[Pa]	Tlaková strata rozvádzacej komory po kritickú trubku
Δp_{zv}	[Pa]	Tlaková strata OVZ na strane vzduchu
Δt_{ln}	[°C]	Stredný logaritmický teplotný spád
Δt_{lnovz}	[°C]	Stredný logaritmický teplotný spád v OVZ
$\Delta \alpha_0$	[-]	Súčiniteľ prisávania falošného vzduchu
$\Delta \varepsilon$	[m ^{^2} *K/W]	Prídavok pre palivo
ε_0	[m ^{^2} *K/W]	Východzí súčiniteľ zanesenia
ε_{1t}	[m]	Absolútna drsnosť povrchu steny
ε_0	[m ^{^2} *K/W]	Súčiniteľ zanesenia zo strany oleja
ε_p	[m]	Bežná drsnosť potrubia
ε_p/d	[-]	Pomerná drsnosť
ε_s	[m ^{^2} *K/W]	Súčiniteľ zanesenia zo strany spalín
λ_{1t}	[-]	Súčiniteľ dĺžkových strát prvého ťahu
λ_{iz}	[W/m/K]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti izolácie
λ_m	[W/m/K]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti materiálu trubky
λ_o	[W/m/K]	Tepelná vodivosť oleja
λ_{osovz}	[W/m/K]	Tepelná vodivosť spalín pri strednej teplote v OVZ
λ_{ovz}	[-]	Súčiniteľ dĺžkových strát OVZ na strane spalín
λ_s	[W/m/K]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre strednú teplotu prúdu spalín
λ_t	[-]	Súčiniteľ dĺžkových strát vnútri trubiek
λ_v	[W/m/K]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre strednú teplotu prúdu vzduchu v OVZ
λ_{vym}	[W/m/K]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti vymúrovky
μ	[%]	Koncentrácia popolčeku v spalinách
ξ_{1o45}	[-]	Súčiniteľ miestnej straty pre koleno 45 ° prvého obratu
ξ_{1ovz}	[-]	Súčiniteľ miestnych strát na vstupe do trubky na strane spalín OVZ
ξ_{1ovz}	[-]	Súčiniteľ miestnych strát na výstupe z trubky na strane spalín OVZ
ξ_{2o45}	[-]	Súčiniteľ miestnej straty pre koleno 45 ° v druhom obrate
ξ_i	[-]	Súčiniteľ miestnej straty i-tého t-kusa
ξ_m	[-]	Súčiniteľ miestnej straty v ohybe
ξ_{mz17in}	[-]	Súčiniteľ miestnej straty pri vstupe do kritickej trubky
$\xi_{mz17out}$	[Pa]	Súčiniteľ miestnej straty pri výstupe z kritickej trubky
ξ_{ovz}	[-]	Súčiniteľ využitia charakterizujúci využitie OVZ
ξ_{vob}	[-]	Súčiniteľ miestnej straty pre obrat na strane vzduchu OVZ

ρ_o	[kg/m ³]	Hustota oleja
ρ_{OspCO}	[kg/m ³]	Hustota suchých spalín pri súčiniteľu prebytku vzduchu 1,1
ρ_{sp1t}	[kg/m ³]	Hustota spalín v prvom ťahu
ρ_{sp2o}	[kg/m ³]	Hustota spalín v druhom obrate
ρ_{spovz}	[kg/m ³]	Hustota spalín v OVZ
ρ_v	[kg/m ³]	Hustota vzduchu pre strednú teplotu prúdu vzduchu v OVZ
σ_1	[-]	Pomerná priečna rozteč
σ_{1v}	[-]	Pomerná priečna rozteč v OVZ
σ_2	[-]	Pomerná pozdĺžna rozteč
σ_{2v}	[-]	Pomerná pozdĺžna rozteč v OVZ
ν_o	[m ² /s]	Kinematická viskozita oleja
ν_s	[m ² /s]	Súčiniteľ kinematickej viskozity pre strednú teplotu prúdu spalín
ν_{sovz}	[m ² /s]	Kinematická viskozita spalín pri strednej teplote v OVZ
ν_{spr}	[°C]	Teplota spalín po zmiešaní v spaľovacej komore
ν_{spr}	[°C]	Teplota spalín v spaľovacej komore
ν_{sprok}	[°C]	Teplota spalín po zmiešaní na konci spaľovacej komory
ν_v	[m ² /s]	Súčiniteľ kinematickej viskozity pre strednú teplotu prúdu vzduchu v OVZ
ϕ	[-]	Súčiniteľ uchovania tepla

9. PRÍLOHY

- Príloha č. 1 Termoolejový kotol – Projekčný výkres
Príloha č. 2 Zapojenie teplosmenných plôch – Schéma zapojenia
Príloha č. 3 Schéma technológií súvisiacich s prevádzkou kotla