

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**



**NÁVRH OHŘÍVÁKU VODY  
V KOTLI PRO SPALOVÁNÍ  
BIOMASY**

**2019**

**DANIEL  
SYSEL**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Sysel** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **459625**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh ohříváku vody v kotli pro spalování biomasy**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of an economizer in a biomass-fired boiler**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte dvě varianty ohříváku vody pro parní kotel o výkonu 20 t/h na spalování slámy.

Práce bude obsahovat:

- 1) Rešerši problematiky energetického využití biomasy.
- 2) Návrh ohříváku vody pro případ, kdy ohřívák vody je posledním výměníkem.
- 3) Návrh ohříváku vody pro případ, kdy je za ohřívák vody přiřazen ohřívák vzduchu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Pavel Skopec, ústav energetiky FS**


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


Datum zadání bakalářské práce: **23.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2020**

  
Ing. Pavel Skopec  
podpis vedoucí(ho) práce

  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

25.4.2019  
Datum převzetí zadání

Sysel  
Podpis studenta

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Návrh ohřívačku vody v kotli pro spalování biomasy vypracoval samostatně s použitím odborné literatury, pramenů a odborných konzultací, uvedených na seznamu, který je součástí této práce.

4. června 2019

.....

Daniel Sysel

## Anotační list

**Jméno autora:** Daniel Sysel

**Název BP:** Návrh ohříváku vody v kotli pro spalování biomasy

**Anglický název:** Design of an economizer in a biomass-fired boiler

**Akademický rok:** 2018/2019

**Ústav:** Ústav energetiky

**Vedoucí BP:** Ing. Pavel Skopec

**Klíčová slova:** kotel, biomasa, ekonomizér, ohřívák vzduchu

**Key words:** boiler, biomass, economizer, air heater

**Anotace:** Tato bakalářská práce se zabývá návrhem tepelných výměníků do parního kotle spalujícího biomasu. V první části práce je obecné pojednání o biomase a kotlích. V druhé části je samotný výpočet dvou variant řazení výměníků. V první variantě je zahrnut výpočet ekonomizéru, z něhož odcházejí spaliny pryč z kotle do atmosféry. V druhé variantě je navržena sestava ekonomizéru s ohřívákem vzduchu.

**Abstract:** This bachelor thesis deals with the design of heat exchangers in steam boiler, that combusts biomass. In the first part of this thesis is general treatise about biomass and boilers. In the second part is calculation of two versions of heat exchangers set up. The first version includes calculation of an economizer, from which the flue gas goes to the atmosphere. In the second version an economizer is designed, and air heater is placed behind it.

## Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu práce panu Ing. Pavlu Skopcovi za jeho čas, cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce. Dále děkuji své rodině a přátelům za podporu a pomoc během studia.

## Obsah

1	Úvod.....	- 11 -
2	Biomasa.....	- 11 -
2.1	Zdroje biomasy .....	- 12 -
2.1.1	Zemědělská biomasa.....	- 12 -
2.1.2	Lesní biomasa .....	- 13 -
2.1.3	Odpadní biomasa .....	- 14 -
2.1.4	Další zdroje biomasy .....	- 14 -
2.2	Možnosti využití biomasy a přehled technologií .....	- 15 -
2.3	Spalování Biomasy .....	- 15 -
2.3.1	Složky biomasy .....	- 16 -
2.3.2	Fáze spalování .....	- 16 -
2.4	Spalné teplo a výhřevnost .....	- 17 -
2.5	Pyrolýza .....	- 18 -
2.6	Zplyňování .....	- 18 -
3	Produkty z biomasy.....	- 20 -
3.1	Štěpka.....	- 20 -
3.1.1	Zelená štěpka .....	- 20 -
3.1.2	Hnědá štěpka.....	- 20 -
3.1.3	Bílá štěpka .....	- 20 -
3.2	Piliny a hobliny .....	- 21 -
3.3	Brikety .....	- 21 -
3.4	Pelety .....	- 22 -
4	Biomasa a emise.....	- 23 -
4.1	Emise oxidu uhelnatého.....	- 23 -
4.2	Emise NOx.....	- 24 -

4.3	Emise Oxidu uhličitého .....	- 24 -
4.4	Emise těžkých kovů .....	- 24 -
4.5	Emisní faktory PCDD/PCDF .....	- 25 -
4.6	Polyaromatické uhlovodíky a polychlorované bifenyly (PAU a PCB) .....	- 25 -
5	Kotle .....	- 26 -
5.1	Teplovodní a horkovodní kotle .....	- 27 -
5.2	Parní kotle .....	- 27 -
5.2.1	Velkoprostorové kotle .....	- 27 -
5.2.2	Vodotrubné kotle .....	- 28 -
5.3	Emisní třídy kotlů .....	- 29 -
5.4	Emisní limity kotlů spalující tuhá paliva .....	- 29 -
5.4.1	Vysvětlivky k tabulce 1. ....	- 31 -
5.5	Přehled povinností souvisejících s prodejem a provozem kotlů na tuhá paliva ...	- 32 -
6	Zadání výpočtové části .....	- 33 -
7	Stechiometrie .....	- 34 -
8	Tepelný výkon kotle .....	- 37 -
9	Tepelné ztráty a účinnost .....	- 37 -
10	První varianta .....	- 42 -
10.1	Výpočet ekonomizéru .....	- 42 -
10.1.1	Zadané a zvolené parametry ekonomizéru .....	- 43 -
10.1.2	Postup výpočtu ekonomizéru .....	- 43 -
10.1.3	Výsledky výpočtů ekonomizéru .....	- 49 -
11	Druhá varianta .....	- 50 -
11.1	Výpočet ohřívačku vzduchu .....	- 50 -
11.1.1	Rekuperační ohřívačky .....	- 50 -
11.1.2	Regenerační ohřívačky .....	- 51 -

11.1.3	Zadané a zvolené parametry ohřívačů vzduchu .....	- 51 -
11.1.4	Postup výpočtu .....	- 52 -
11.1.5	Výsledky výpočtů ohřívačů vzduchu .....	- 59 -
11.2	Výpočet Ekonomizéru .....	- 60 -
11.2.1	Zadané a zvolené parametry ekonomizéru .....	- 60 -
11.2.2	Postup výpočtu ekonomizéru .....	- 61 -
11.2.3	Výsledky výpočtů ekonomizéru .....	- 61 -
12	Porovnání varianty 1 a varianty 2.....	- 62 -
13	Závěr.....	- 63 -



## Seznam symbolů a zkratk

Symbol	Jednotka	Popis
$\alpha$	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
$\alpha_{vzd}$	$[W \cdot m^{-2} K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu
$\alpha_{spal}$	$[W \cdot m^{-2} K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla na straně spalin
$\varepsilon$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	Součinitel zanesení
$\varphi_{\sigma}$	[-]	Parametr
$\lambda_{spal}$	$[W \cdot m^{-1} K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti spalin
$\lambda_{vzd}$	$[W \cdot m^{-1} K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu
$\rho_{vzd}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota vzduchu
$\nu_{vzd}$	$[m^2 \cdot s]$	Kinematická viskozita vzduchu
$\nu_{spal}$	$[m^2 \cdot s]$	Kinematická viskozita spalin
$\xi$	[-]	Součinitel využití plochy ohřívačku
$\psi$	[-]	Součinitel korekce na křížový proud
a	[m]	Šířka tahu
b	[m]	Hloubka tahu
$C_D$	[-]	Opravný koeficient na průměr trubek
$C_S$	[-]	Korekční součinitel
$C_t$	[-]	Opravný koeficient
$c_p$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita
$C_p$	[-]	Obsah uhlíku v úletu
$C_r$	[-]	Obsah uhlíku v propadu
$c_{pv}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vody
D	[m]	Vnější průměr trubek
d	[m]	Vnitřní průměr trubek
$H_{OVZ}$	[m]	Výška ohřívačku vzduchu
$H_{EKO}$	[m]	Výška ekonomizéru
i	[-]	Počet obrátů ekonomizéru
$I_{inOVZ}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie spalin na vstupu do ohřívačku vzduchu
$I_{inEKO}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie na vstupu do ekonomizéru

$I_{vzd}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie vzduchu
$I_{spal}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie spalin
$I_S^{tok, \alpha ok}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie spalin na výstupu z kotle
$k_{EKO}$	$[W \cdot m^{-2} K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla ekonomizéru
$k_{OVZ}$	$[W \cdot m^{-2} K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla ohřívačku vzduchu
$L_{EKO}$	[m]	Délka jedné trubky ekonomizéru
$L_{OVZ}$	[m]	Délka jedné trubky ohřívačku vzduchu
$M_o$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství odluhované vody z bubnu
$M_{pp}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní tok páry
$M_{pv}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství spáleného paliva
$M_{pal}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství paliva
$\dot{m}_v$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok vody
n	[-]	Počet paralelních trubek.
p	[MPa]	Tlak
Q	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Jmenovitý parní výkon kotle
$Q_{EKO}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Tepelný výkon ekonomizéru
$Q_{OVZ}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Tepelný výkon ohřívačku vzduchu
$Q_s$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Spalné teplo
$Q_i$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost
$Q_V$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výrobní teplo páry
$S_{EKO}$	$[m^2]$	Plocha ekonomizéru
$S_{OVZ}$	$[m^2]$	Plocha ohřívačku vzduchu
$V_{SPAL}^{EKO}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový průtok spalin v ekonomizéru
$V_{VZD}^{OVZ}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový průtok vzduchu v ohřívačku vzduchu
$V_{SPAL}^{OVZ}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový průtok spalin v ohřívačku vzduchu
t	[°C]	Teplota
$t_v$	[°C]	Teplota napájecí vody
$w_{vzd}$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění vzduchu
$w_{spal}$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění spalin
$X_p$	[-]	Podíl popela v úletu

$X_r$	[-]	Podíl popela v propadu
$z$	[-]	Počet řad trubek ekonomizéru
$Z_c$	[-]	Ztráta mechanickým nedopalem
$Z_f$	[-]	Ztráta fyzickým teplem spalin
$Z_{CO}$	[-]	Ztráta chemickým nedopalem
$Z_{SV}$	[-]	Ztráta sáláním
$Z_k$	[-]	Ztráta citelným teplem spalin

## 1 Úvod

Omezená zásoba momentálně nejvíce využívaných zdrojů energie, kterými jsou fosilní paliva, podněcuje k hledání nových alternativních zdrojů energie. Tento trend ještě umocňuje progresivní růst její spotřeby, jenž souvisí s demografickým vývojem, industrializací a všeobecným vývojem lidské společnosti. Jednou z dalších možností získání elektrické energie je využití obnovitelných zdrojů. Mezi obnovitelnými zdroji v České republice je v poměrně velké míře využíváno hydrologického potenciálu. Další alternativou jsou fotovoltaické články, které přímo přeměňují sluneční energii na elektrickou. Pouze v malé míře můžeme, bohužel, využívat energii větru, protože v České republice není příliš mnoho vhodných lokalit. [1] [2]

## 2 Biomasa

Dalším alternativním obnovitelným zdrojem energie je biomasa. Ta je definována jako *„Rostlinný materiál, který lze použít jako palivo pro účely využití jeho energetického obsahu, pokud pochází ze zemědělství, lesnictví nebo z potravinářského průmyslu, z výroby buničiny a z výroby papíru z buničiny, ze zpracování korku, ze zpracování dřeva s výjimkou dřevního odpadu, který obsahuje halogenové sloučeniny nebo těžké kovy v důsledku ošetření látkami na ochranu dřeva nebo nátěrovými hmotami, a dřevní odpad pocházející ze stavebnictví.“* [1] Čistá biomasa využívaná k termickému zpracování, která nebyla nijak znečištěna průmyslovými úpravami, je pokládána za zdroj rovnocenný palivu vzhledem k zastoupení prvků C, H, S, O, N, jenž jsou u paliv posuzovány. Je možné ji využít jako lokální zdroj energie pro výrobu tepla v domácnosti, ale je možné ji rovněž zařadit i do kategorie s možností produkce energie na nejvyšší možné potenciální úrovni, tj. elektrické energie. V případě kombinované výroby elektřiny a tepla hovoříme o kogeneračním zdroji energie.

Původ energie biomasy je ve slunečním záření, které je vzhledem k délce lidského života považováno za zdroj trvalý a nezávislý na zásobách fosilních paliv na zemi, tudíž považujeme energii ze slunce jako zdroj obnovitelné energie. Mezi nejvýznamnější přednosti biomasy patří její obnovitelnost, dostupnost a také možná přeměna na všechny formy užitečné energie, tj. na energii tepelnou, elektrickou i chemickou. Tyto přeměny však nelze realizovat libovolně, ale v závislosti na druhu a konkrétním stavu biomasy, závisí tedy na velkém množství vnějších a vnitřních faktorů. Nejpodstatnějším vnějším faktorem je obsah vody v biomase. Vnitřními faktory se rozumí především chemické složení biomasy. Důležitost biomasy spočívá i ve

spotřebě skleníkového plynu CO<sub>2</sub> při jejím růstu za působení slunečního záření, přičemž je zároveň uvolňován kyslík do ovzduší. V noci sice dochází k produkci CO<sub>2</sub>, nicméně v mnohem menší míře, než jaká je jeho denní spotřeba. Využití biomasy, konkrétně dřeva se v České republice nabízí vzhledem ke skutečnosti, že jednu třetinu rozlohy tvoří lesní půda a tím se ČR řadí k nadprůměrně zalesněným státům Evropy. Problém však spočívá v dlouhé době obnovy dřevní hmoty, která může dosahovat sta let, proto je třeba hospodařit s tímto zdrojem velmi opatrně i vzhledem k jeho roli z klimatického hlediska. [1] [2]

Do poloviny 18. století byla biomasa ve formě dřeva v podstatě jediným využívaným palivem pro získání tepelné energie. Následně se přistoupilo k získání energie z fosilních paliv, tedy uhlí, ropy a zemního plynu a na dlouhou dobu se tyto fosilní zdroje staly naprosto dominantními. Ve druhé polovině 20. stol. se začaly hledat alternativní cesty získání energie, což s sebou neslo i návrat biomasy. Jedním z nejvýraznějších impulzů k návratu k biomase, bylo hledání ekologičtějších zdrojů a šetrnějšího přístupu obecně ke zdrojům, když ve světě propukla v roce 1973 první ropná krize. [1]

## 2.1 Zdroje biomasy

Zdroje biomasy můžeme rozdělit na zdroje rostlinného původu, takzvanou fytomasu a živočišného původu, které označujeme jako zoomasu. V současné době se mnohem více využívá fytomasa. Dále můžeme rozdělit biomasu podle zákona na tři druhy. [11]

- Zemědělskou biomasu
- Lesní biomasu
- Odpadní biomasu

### 2.1.1 Zemědělská biomasa

Zemědělská biomasa se cíleně pěstuje za účelem energetického použití. Mezi plodiny této biomasy patří obiloviny, olejnin, trvalé travní porosty, rychle rostoucí dřeviny pěstované na zemědělské půdě. [2] [11]

Mezi rychle rostoucí dřeviny se řadí například vrba, topol, akát, olše, jasan nebo javor. Ke sklizni dochází zhruba za tři roky a životnost plantáží se pohybuje kolem 25 let. Ekonomický zisk se značně liší a je velmi závislý na typu plodiny, nároků na transport, klimatických a geografických faktorech. [2] [11]

Další produkty, rostliny, cíleně pěstované pro energetické využití můžeme rozdělit podle vegetačního cyklu na jednoleté, víceleté a vytrvalé. [11]

Mezi jednoleté rostliny patří například hořčice sareptská, koriandr, len setý, řepka olejka, žito ozimé, konopí seté. Jejich výhodou je rychlá produkce, zároveň však dodávají menší energetické výnosy. [11]

Víceleté rostliny a rostliny trvalé skýtají větší energetickou zásobu, ale sklízí se až druhým rokem po setbě či později. Do této kategorie rostlin patří například šťovík krmný, pupalka dvouletá nebo jestřabina východní. [11]

Po sklizni se rostliny dále upravují procesy: drcením, sušením. Poté jsou využity k přímému spálení, nebo k výrobě briket, pelet, k výrobě plynu nebo motorových paliv. Použití zemědělské biomasy na energetické účely má své výhody jako je zadržování vody v krajině, protierozní opatření, snížení emisí. Mezi nevýhody můžeme řadit velké počáteční investice, velkou spotřebu vody nebo úbytek půdy pro potravinové využití. [11]

### 2.1.2 Lesní biomasa

Tento druh biomasy se také označuje jako dendromasa. Do této kategorie patří palivové dřevo, zbytky z průmyslu zpracovávajícího dřevo a lesní zbytky z těžby. Pro energetické využívání je však třeba zvážit i náklady na těžbu a transport. Některé lesní ekosystémy mohou být značně nedostupné. Lesní biomasu lze podle zákona rozdělit na palivové dřevo a zbytkovou lesní biomasu. [2] [11]

#### 2.1.2.1 Palivové dřevo

Dřevo dále rozdělujeme na tvrdé a měkké. Měkká dřeva obvykle pocházejí z jehličnatých stromů, rychle hoří a odlétávají z nich jiskry. Mezi měkká dřeva řadíme dřevo ze smrku, borovice, modřínu, jedle, topolu, lípy. Tvrdá dřeva naopak pochází z listnatých stromů, hoří pomaleji, stabilní intenzitou a vysokým žářem. Jedná se o dřeva z buku, dubu, akátu, habru, tisu, jasanu, ořešáku. Obecně lze říci, že energeticky vydatnější je dřevo tvrdé.

#### 2.1.2.2 Zbytková lesní biomasa

Tuto kategorii můžeme dále dělit na lesní zbytky z probírek, lesní zbytky z mýtní těžby a pařezy a kořeny.

Probírka se provádí na mladých porostech, které jsou příliš husté a provádí se za účelem zvýšení kvality dřeva stromů. Lesní zbytky z mýtní těžby jsou zbytky, které zůstávají v lese na zemi po těžbě. Při těžbě lesního dřeva zůstává poměrně značná část nezpracovaných odpadů. Ty se zpravidla spálí nebo jsou ponechány v lese. Dalším druhem odpadu při těžbě dřeva je kůra. Převážná část dřeva je odkorňována přímo v lese, zbytek potom později v dřevozpracujících závodech. Odpad z kůry je spolu s odpadním dřevem ponechán na místě nebo spálen. Pouze minimální množství ze získané kůry je rozdrveno a použito k vytápění nebo kompostování. Ve dřevozpracujících závodech jsou pro spálení využity asi tři čtvrtiny kůry a zbytek je odvezen na skládku. Lepším využíváním tohoto lesního odpadu, ať už dřeva nebo kůry, bychom získali teplo, které by mohlo nahradit spálení fosilních paliv. Pařezy a kořeny stromů nejsou tolik využívány vzhledem k vysokým nákladům na těžbu, přepravu a manipulaci. Energeticky jsou však velmi vydatné. [2] [11]

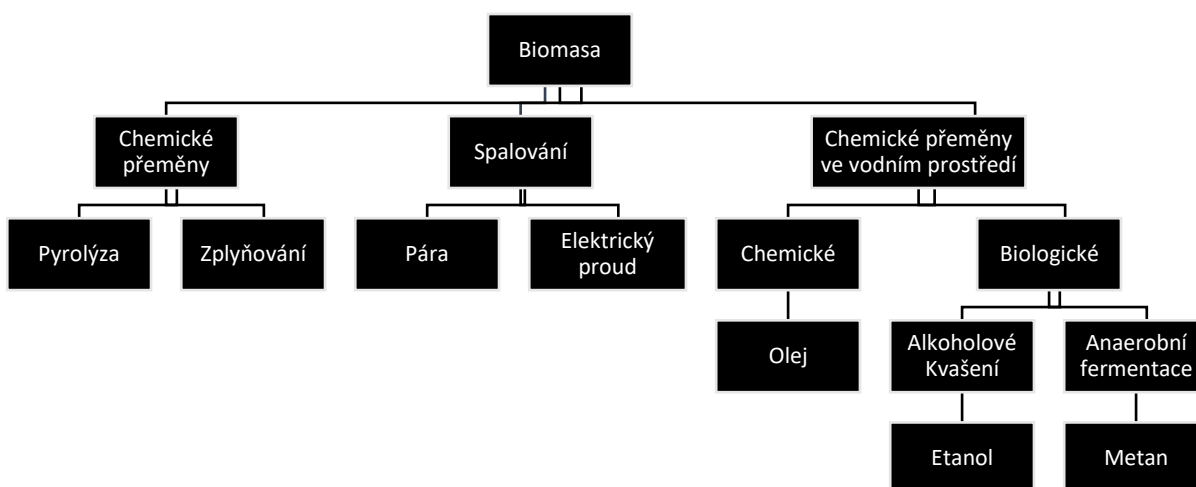
### 2.1.3 Odpadní biomasa

V současné době se hojně užívá takzvaného bioodpadu. Pod tímto pojmem označujeme odpadní materiál získaný z průmyslové výroby papírenského, dřevozpracujícího, potravinového, kožedělného, nebo farmaceutického průmyslu. Tato biomasa vznikla jako sekundární produkt při výrobě či zpracování primárních zdrojů a lze ji dále použít jako zdroj energie. V posledních letech se začíná také využívat čistírenských kalů a také odpady z živočišného hospodářství. Jak už však bylo řečeno, není biomasa v kategorii odpad, ač vznikla jako odpad z průmyslové výroby, nýbrž patří do kategorie paliva. [1] [11]

### 2.1.4 Další zdroje biomasy

Mezi další druhy biomasy používané pro energetické účely patří například vodní řasy. Pro výrobu biopaliv jsou nejvíce využívány řasy zelené, z nichž některé druhy jsou bohaté na tuk, který tvoří až 60 % hmotnosti a jsou vhodné pro výrobu bionafty. Výhodou vodních řas je i skutečnost, že rostou rychleji než polní plodiny a sklízí se průběžně, nikoliv sezónně, čímž je zajištěn jejich pravidelný přísun. Nicméně opět platí, že rychleji rostoucí druhy jsou méně energeticky vydatné a naopak. [11]

## 2.2 Možnosti využití biomasy a přehled technologií



## 2.3 Spalování Biomasy

Při spalování biomasy dochází k oxidaci hořlavých složek paliva za vzniku produktů této reakce. Tyto produkty se vždy nachází ve své plynné fázi a mohou sloužit k přenosu tepla, jež je následně dále využíváno. Reálný spalovací proces je prováděn s přebytkem vzduchu, než je teoreticky přesná hodnota. Tímto je zajištěno spálení všech hořlavin, jež se v palivu nachází, takže toto palivo je maximálně využito. Teoreticky přesné hodnoty vzduchu, který se účastní procesu spalování ani nelze dosáhnout, protože každá molekula vzduchu se nedostane k molekule hořlaviny dostatečně rychle. Přebytek vzduchu má však i nevýhody. Větší množství vzduchu totiž zároveň zvyšuje i množství spalin o vysoké teplotě, jež odcházejí pryč. Jedná se tedy o nezanedbatelnou ztrátu energie. [2]

Rozlišujeme dva druhy spalování, dokonalé a nedokonalé. Při dokonalém spalování hořlavé složky biomasy pouze zreagují na výsledný produkt. Ve druhém případě se palivo spaluje takzvaným nedokonalým spalováním, které je provázeno vznikem hořlavých plynů, jež obsahují chemickou energii, ta je využívána spálením těchto plynů v nějakém dalším zařízení. Tyto dva případy se označují také jako spalování a zplyňování. U reálného spalování dochází k případům dokonalého i nedokonalého spalování a část uhlíku vůbec neshoří. Ve spalinách tedy můžeme najít molekuly oxidu uhelnatého, oxidu uhličitého i molekuly kyslíku. Zjišťováním množství těchto molekul ve spalinách se provádí kontrola na dokonalost spalování. [2]



### 2.3.1 Složky biomasy

Biomasa stejně jako ostatní tuhá paliva obsahuje tři základní složky: popelovinu, hořlavinu a vodu. Popelovina je směs různých minerálů, po jejich spalování vzniká popel. Hořlavina se skládá z pěti základních prvků, a to sice uhlíku, vodíku, kyslíku, dusíku a síry. Uhlík, vodík a síra představují aktivní prvky hořlaviny, při spalování se z nich uvolňuje energie. Kyslík a dusík se nazývají pasivní složky hořlaviny, při spalování nepřispívají žádnou energií. Hořlavinu můžeme dále rozdělit na dvě části, na prchavou hořlavinu, která je tvořena směsí uhlovodíkových a dusíkatých složek, ty jsou hořlavé, a na pevný fixní uhlík. Prchavá hořlavina se při spalování zahřívá a při dosažení určité teploty se z paliva uvolňuje. Rychlost uvolňování závisí především na rychlosti růstu teploty. [2] [20]

Abychom dosáhli dokonalého spalování, je třeba respektovat určitá specifika biomasy. Mezi tyto specifika patří vysoký obsah prchavého podílu hořlaviny například sláma 70 %, kůra 80 %. Tyto hodnoty výrazně převyšují standardy jiných tuhých paliv. Dále vysoké procento kyslíku vázané v hořlavině. Poté pórovitá uhlíková struktura pevného podílu hořlaviny, která když není mechanicky porušena, velmi pomalu odhořívá. [1] [2]

K zajištění vyhoření veškerých plynných složek prchavé hořlaviny je třeba, aby teplota spalování v ohništi byla dostatečně vysoká, docházelo zde k dobrému promísení hořlaviny se vzduchem a v neposlední řadě musí konstrukce ohniště zajišťovat dostatečně dlouhou dobu k proběhnutí reakce spalování. Vnitřní část stěn ohniště je obložena šamotovou izolací díky níž nedochází k výraznějším ztrátám tepla. Dostatečně objemné ohniště zajišťuje dost času pro spalovací reakci, důležitým parametrem je i poměr výšky k průměru ohniště, přičemž platí, že s rostoucí výškou lze lépe realizovat spalování veškeré prchavé hořlaviny. [1]

Mezi další odlišnost biomasy od ostatních paliv patří velmi nízký obsah pevné balastní složky neboli popelovin. Specifické složení těchto popelovin však znamená, že jejich teplota tavení je v porovnání s teplotami dosahovanými například při spalování uhlí relativně nízká. Spalování těchto popelovin s sebou však nese problém, jelikož vznikají nánosy na výhřevných plochách ohniště, které lze jen obtížně odstranit. [1]

### 2.3.2 Fáze spalování

Spalování můžeme rozdělit do několika fází, které však neprobíhají jednoznačně a odděleně, nýbrž se prolínají. Jakmile se palivo ocitne ve spalovacím prostoru, narůstá teplota, palivo se

vysušuje a odpařuje se voda. Obsah vody v palivu je tedy velmi významný, neboť část energie, která mohla být dále využita, je spotřebována k vysušení paliva. Rovněž spalovací teplota je závislá na obsahu vody v palivu a také na přebytku vzduchu při spalování, protože s vyšším přebytkem vzduchu je dosahováno nižší teploty spalování. V druhé fázi se z paliva začne uvolňovat prchavá hořlavina, dojde k promíchání se vzduchem a vytváří se hořlavá směs. Tato směs se po dosažení určité teploty vznítí. V těchto fázích je přiváděn takzvaný primární vzduch kvůli fixnímu uhlíku, který dohořívá na roštu kotle, což napomáhá k udržení dostatečně vysoké teploty. Přiváděný primární vzduch je však chladný a teplotu snižuje, proto tento vzduch představuje obvykle maximálně 40 % celkového vzduchu. Pro spálení prchavé hořlaviny je potřeba přivod dalšího vzduchu, jelikož primární byl již spotřebován na zapálení prchavé hořlaviny. Je tedy přiveden sekundární vzduch, v některých případech je potřeba přivést ještě více vzduchu v pozdější fázi a potom hovoříme o terciálním vzduchu. Ideální je přivádět vzduch co nejvyšší rychlostí například tryskami, potom se rychlost přiváděného vzduchu může pohybovat kolem  $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Velmi významným aspektem je ovšem i umístění přívodu tohoto vzduchu, protože abychom zvýšili účinnost spalování je potřeba zajistit co největší možné mísení vzduchu a spalin. V poslední fázi dochází k hoření pevné části hořlaviny. [2] [13]

## 2.4 Spalné teplo a výhřevnost

Jedním z nejdůležitějších kritérií při porovnávání paliv je, kolik energie dostaneme při jeho spálení. Paliva však obsahují vodu, která spotřebuje část energie k odpaření. Ve spalinách se tedy nachází i vodní pára, vzniklá z odpařené vody a ze spáleného vodíku, který je součástí hořlaviny. Tuto energii je možné získat zpět kondenzací této vodní páry a zvýšit tak celkovou účinnost spalování. Potom se získaná energie označuje jako spalné teplo  $Q_n$ . Ve skutečných aplikacích kotlů spaliny opouští komín s teplotou vyšší, než je rosný bod a spaliny tedy nekondenzují. Zisk energie po ochlazení spalin na původní teplotu, ale bez tepla z kondenzace se označuje jako výhřevnost  $Q_i$ . Spalné teplo je tedy vyšší hodnota o výparné teplo než výhřevnost. Pokud uvažujeme normální podmínky, pak hodnota výparného tepla vody je  $2453,5 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ . Spalné teplo  $Q_n$  se vypočte dle rovnice (1).

$$Q_n = Q_i + (w + 8,91H) \cdot 2435,5 \quad (1)$$

Symbol  $w$  označuje množství vody v palivu a hodnota  $8,91$  představuje množství vody, které vznikne při spálení vodíku. Je patrné, že výhřevnost a spalné teplo se od sebe budou lišit více

s větším obsahem vody a vodíku v palivu. Přitom z hlediska spalování a energetické bilance představuje výhřevnost zásadní roli.

## 2.5 Pyrolýza

Pyrolýza je proces, při kterém se molekuly štěpí na molekuly menší v umělé atmosféře. Produktem pyrolýzy biomasy je plyn, jenž obsahuje látky jako metan, vodík, oxid uhelnatý, oxid uhlíčitý a vodní páru. Konkrétní podíl složek tohoto plynu závisí na složení biomasy, inertního plynu, zdržení pyrolýzního plynu v reaktoru, rychlosti ochlazení tohoto plynu a na dalších okolních podmínkách. [23]

## 2.6 Zplyňování

Zplyňováním se nazývá proces termomechanické přeměny materiálu obsahujícího uhlík, a to jak v pevném, tak i v kapalném skupenství, na plyn pomocí tepla. Tento plyn je následně využíván k získání energie. Vzniklý plyn obsahuje výhřevné složky jako například  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ , doprovodné složky  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  a další složky jako prach, sloučeniny síry, chlóru, alkálie a další, které však nejsou žádané a způsobují znečištění. [10] [23]

Zplyňování je reakce heterogenní, což znamená, že se jí účastní látky v rozdílné skupenské fázi. Například uhlík v pevné fázi a kyslík ve fázi plynné. Tato skutečnost je důležitá z pohledu řízení a kontroly spalování. Například reakce mezi pevnou a plynnou fází, jako je třeba spalování tuhého fosilního paliva za přítomnosti kyslíku, může probíhat pouze na povrchu tuhého paliva. Pokud je spalovací teplota dostatečně vysoká, je doba rychlosti reakce závislá pouze na rychlosti přívodu kyslíku k povrchu tuhého paliva. Co se týká homogenních reakcí, například při spalování hořlavých plynů, je samozřejmě smíchání obou složek podstatně jednodušší. [2] [23]

Zplyňování se skládá z celé řady chemických reakcí, nicméně lze je rozdělit na čtyři základní a to sušení, pyrolýzu, redukci a oxidaci. Tyto procesy mohou probíhat jak postupně, tak i souběžně. Procesy sušení, pyrolýza a redukce jsou takzvané procesy endotermní, což znamená, že teplo spotřebovávají. Přiváděné teplo je možné získat přímo oxidací části paliva, tedy hořením, nebo je možné jej přivést z okolního prostředí. V prvním případě se jedná o použití takzvaným autotermním způsobem, nebo také přímým zplyňováním. V druhém případě nazýváme proces alotermním, neboli nepřímým zplyňováním. [2] [10] [23]

Vzhledem k tomu, že při autotermním spalování dochází i ke spalování paliva, je nutné zajistit také přívod kyslíku. Nejčastějším případem je použití vzdušného kyslíku, tím však zároveň dochází k ředění vzniklého plynu dusíkem. Je samozřejmě možné tomuto předejít použitím čistého kyslíku, avšak to zvyšuje investiční i provozní náklady. [2] [10] [23]

V případě alotermního zplyňování je produktem plyn o vyšší výhřevnosti, ale za cenu vyšších nákladů vzhledem k potřebě přísunu tepla i celkově složitějšímu zařízení. Jako zplyňovací médium je nejčastěji používána pára a přísun tepla pro zplyňování je zajištěn předeheřevem zplyňovacího média i paliva pomocí otopu stěn v zařízení, kde zplyňování probíhá, nebo je přenos tepla zajištěn pomocí dalšího média či materiálu například pískem. [2] [10] [23]

Vyráběný plyn je vždy doprovázen dalšími látkami, které znečišťují okolí a je nutné je z plynu odstranit. Příklady těchto látek již byly uvedeny, nicméně konkrétní složení těchto látek v plynu je závislé na použité technologii zplyňování a také na typu biomasy. Rozlišujeme dva přístupy k čištění plynu, primární a sekundární, které se obvykle vzájemně doplňují. Primární opatření se týkají přímo samotného procesu zplyňování a mezi tato opatření patří vhodná volba zplyňovacího média, vhodné zplyňovací teploty, tlaky a tak dále. Sekundární opatření jsou dosažena použitím některých technologií, respektive zařízeními, jako jsou cyklony, filtry, katalytické reaktory. [2] [10] [23]

Výhody zplyňování oproti přímému spalování jsou

- Větší konverze paliva na elektrickou energii
- Větší úspora primárního paliva na jednotku výkonu
- Nižší měrné provozní náklady na jednotku výkonu
- Možnost dosažení vyšších teplot spalování plynných paliv
- Lepší možnost regulace spalování plynných paliv
- Snížení produkce CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> na jednotku výkonu.

Nevýhodou je potom nutnost čištění vzniklého plynu a celkově vyšší investiční náklady. [10]

## 3 Produkty z biomasy

### 3.1 Štěpka

Štěpkou nazýváme malé kousky rozdrceného dřeva o velikostech kolem jednoho až deseti centimetrů. K výrobě štěrky se používají stroje zvané štěpkovače. Výroba štěrky je jednoduchá a rychlá, ale je třeba hotovou štěrku správně skladovat, aby nedošlo k jejímu navlhnutí. Existuje více druhů štěrky. Ukázka štěrky je na obrázku 1. [11]

#### 3.1.1 Zelená štěrka

Jedná se o čerstvý klest z lesní těžby včetně listí a jehličí. Nevýhodou je vysoký obsah vody. Obvykle je spalován ve větších topeništích, v rodinných domech je používán spíše k podpalu. [11]

#### 3.1.2 Hnědá štěrka

Hnědá štěrka je již starší a vyschlejší produkt lesní těžby včetně kůry, ovšem bez listí a jehličí. Vzhledem k nižší vlhkosti má i vyšší výhřevnost a je vhodná k použití do automatických kotlů. [11]

#### 3.1.3 Bílá štěrka

Jde o odpad ve dřevozpracujícím průmyslu. Je mimo jiné vhodná k výrobě dřevotřísky. Má poněkud vyšší podíl vody, a proto vyžaduje sušení. [11]



Obr.1. Štěpka [24]

### 3.2 Piliny a hobliny

Jsou velmi podobné štěpce, ale mají výrazně nižší podíl vlhkosti. Spalují se ve speciálních kotlích nebo jsou používány k výrobě briket a pelet. [11]

### 3.3 Brikety

Dřevní odpad se často využívá k výrobě briket, ty mohou v domácnostech nahradit uhlí jako velmi vhodná alternativa, a to zejména v obcích, které se potýkají s velkým znečištěním ovzduší. K výrobě briket lze použít různý dřevěný zrnitý odpad jako například hobliny, piliny, kůra nebo štěpky s vlhkostí do 20 %. Podle použitého materiálu lze rozřadit brikety na dřevěné, z kůry, ze slámy, z energetických plodin, popřípadě ze směsí těchto materiálů, ty se označují jako takzvané směsné brikety. Brikety se vyrábí nejčastěji ve tvaru válcovém, ale i ve formě drobných granulí. Výhřevnost briket se v závislosti na jejich vlhkosti pohybuje mezi  $12,5 \text{ MJ.kg}^{-1}$  až  $20 \text{ MJ.kg}^{-1}$ . Nejobtížnější překážkou při výrobě briket je snížení vlhkosti do 20 %. Proces vysoušení dřevní hmoty pro brikety je zdlouhavý a velmi nákladný. Pokud vlhkost přesahuje 20 %, briketa nedrží pohromadě a drolí se. Důležité je i skladování na suchém místě. Výroba briket do jejich výsledného tvaru se provádí lisováním o tlaku 200–300 MPa bez použití pojiva. Použité lisy jsou zpravidla klikové nebo šnekové. Proces výroby briket se někdy označuje jako briketování. Pro stabilní zatápění v domácnostech, kdy brikety slouží jako hlavní palivo pro kotel, se používají brikety plné z tvrdého dřeva, popřípadě z kůry, které poskytují pomalý rovnoměrný žár a jejichž doba žhnutí může být až 6 hodin. Naopak, pokud jsou brikety použity pouze k rychlému vytopení objektu nebo jako doplňující zdroj k jinému palivu, využívá se briket z měkkého dřeva a s otvorem uprostřed, jejichž výhoda spočívá v rychlém prohřátí, a tedy rychlejším zátoku.

Ke spalování briket lze použít v podstatě jakéhokoliv kotle určeného ke spalování dřeva, dále kotle ústředního vytápění, ale lze je efektivně spalovat i v krbech. Vůbec nejúčinnějšího spalování lze však dosáhnout v kotlích na dřevoplyn díky nízké vlhkosti spalovaného média. Při optimálním spalování briket vzniká  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , malé množství škodlivin a jen nepatrné množství popela. Ten zpravidla obsahuje fosfor, draslík, vápník, hořčík, hydroxid draselný, kyselinu fosforečnou nebo kysličník křemičitý. Ukázka briket je na obrázku 2. [2] [4]





*Obr.2. Dřevěné brikety [8]*

### 3.4 Pelety

Peletami označujeme stlačené výlisky zpravidla válcovitého tvaru a různých délek. Hlavní rozdíl oproti briketám spočívá hlavně ve velikosti, pelety jsou menší než brikety. Nejčastěji se vyrábějí z dřevních zbytků, jako jsou piliny nebo hobliny, ale existují i pelety z rostlinných materiálů, rašeliny, případně z jiného druhu biomasy. Je možné při výrobě materiály kombinovat a vznikají pak takzvané směsné pelety.

Proces výroby pelet se označuje jako peletování nebo granulování. Výchozího materiálu se stlačuje bez jakýchkoliv pojiv či lepidel. Stejně jako u briket je potřeba, aby výchozí materiál měl nízkou vlhkost, jinak dochází k výrobě nekvalitních pelet. Vlhčí pelety se sice lépe granulují, ale po čase se začnou rozpadat. Snížené vlhkosti je mimo jiné možné dosáhnout i opakovanou granulací. Tento proces se skládá z granulace, odsušení, přetřídění a opětovné granulace. Velikost částic materiálu k lisování by neměla překročit pětinu průměru výsledných granulí, protože s jemnější strukturou materiálu ke granulaci získáváme díky větší povrchové ploše ve výsledku pevnější pelety. Tímto je zároveň dosažena velmi dobrá měrná hmotnost. Před samotným lisováním se ještě provádí úprava lisovaného materiálu v podobě vlhčení či napaření. Jedná se pouze o úpravu na povrchu materiálu a tato vlhkost se po procesu lisování odpařuje. Vlhčení způsobuje bobtnání a uvolňování lepivých látek. Nejvýhodnější je pomocí páry o vhodných parametrech, tím je zaručen mnohem lepší průběh lisování a mnohem vyšší kvalita výsledných pelet oproti obyčejnému použití vody. Po slisování jsou pelety měkké a

lepivé, proto jsou sesypány do chladiče přímo z lisu. Použití dopravníkového pásu není vhodné. Po vychlazení se pelety vytrídí od rozdroleného materiálu a expedují se dále, zatímco rozdrolený materiál se vrací zpět ke slisování.

Pelety se velmi dobře skladují a přepravují kvůli jejich malé velikosti, proto jsou na rozdíl od briket velmi vhodné k použití do kotlů s automatickým příkládáním. Ukázka pelet je na obrázku 3. [5] [6] [7]



*Obr.3. Pelety [9]*

## 4 Biomasa a emise

Spalování je výrazně ovlivněno teplotou hoření a s tím souvisejícím součinitelem přebytku spalovacího vzduchu. Tento součinitel ovlivňuje střední teplotu spalování a střední teplota spalování má zásadní vliv na tvorbu oxidu uhelnatého a dalších uhlovodíkových sloučenin. Tyto sloučeniny mohou být zdraví škodlivé nebo dokonce karcinogenní. Dalšími škodlivými a toxickými prvky, které biomasa, především pak rychle rostoucí biomasa, může obsahovat, jsou síra a chlor. Polychlorované sloučeniny jsou vůbec nejškodlivějšími látkami, které mohou vzniknout při nevhodných podmínkách hoření. [1]

### 4.1 Emise oxidu uhelnatého

Pokud změříme koncentraci oxidu uhelnatého ve spalinách, může nám tento údaj sloužit také jako ukazatel kvality spalovacího procesu. Nedohořelý oxid uhelnatý značí špatně zvolené



parametry spalování, jako například množství přivedeného vzduchu nebo špatně zvolenou kombinací spalovacího zařízení a paliva. [3]

## 4.2 Emise NO<sub>x</sub>

Pojmem NO<sub>x</sub> se označují látky oxid dusnatý NO a oxid dusičitý NO<sub>2</sub>. Jedná se o škodlivé látky, které negativně ovlivňují zdraví lidí a také životní prostředí. Největší vliv na vznik těchto emisí má obsah dusíku v použitém palivu a teplota, které dosahujeme ve spalovací komoře kotle. Pokud teplota přesahuje teploty okolo 1000 °C, začínají vznikat takzvané termické NO<sub>x</sub>. V případech kotlů o malých výkonech se obvykle této teploty nedosahuje, tudíž hlavní podíl emisí NO<sub>x</sub> tvoří tyto termické NO<sub>x</sub> způsobené vysokou teplotou, ale emise vzniklé vysokým podílem dusíku v palivu. Dřevěné pelety mají malý obsah dusíku a jejich spalováním se tak produkují nižší hodnoty emisí NO<sub>x</sub> než při spalování hnědého nebo černého uhlí. Navíc se díky vyšší teplotě při spalování uhlí začínají tvořit i termické NO<sub>x</sub>. [3]

## 4.3 Emise Oxidu uhličitého

V současné době se legislativně neuvažuje vznik oxidu uhličitého při spalování biomasy. Obecně je uvažováno stejné množství vzniklého oxidu uhličitého při spalování biomasy, jako je jeho spotřeba při jejím růstu. [3]

## 4.4 Emise těžkých kovů

Těžké kovy se dostávají do biomasy z půdy, na které biomasa vyrostla nebo při procesech ošetřování, kdy mohou být součástí nejrůznějších postřiků, či hnojiv. Z těžkých kovů má při spalování uhlí ve spalínách největší zastoupení olovo. Co se týká kovů, které mají negativní vliv na zdraví člověka jako je například arsen nebo kadmium, je koncentrace u biomasy vyšší, než je tomu u uhlí. Naopak, u škodlivých a toxických kovů jako olovo nebo rtuť, je podíl v biomase mnohem menší než v uhlí. [3]

Pro zhodnocení vlivu emisí těžkých kovů na životní prostředí slouží takzvaný Legislativní toxický ekvivalent neboli LTEQ. Je to koeficient, kterým se násobí emisní faktory a vychází z limitů emisí u kovů. [1] [3]

## 4.5 Emisní faktory PCDD/PCDF

PCDD a PCDF jsou zkratky pro polychlorované dibenzodioxiny a dibenzofurany jinak nazvané také jako dioxiny. Přírodně vznikají například při lesních požárech a jde o toxické látky, které mají potencionálně karcinogenní účinek a celkově mají negativní vliv na srdeční a cévní soustavu a imunitu člověka. Toxicita směsi dioxinů se udává pomocí koeficientu ekvivalentu toxicity označovaného zkratkou TEQ (toxicity equivalent). Postupy pro stanovení znečištění PCDF a PCDD jsou poměrně náročné. Produkce PCDD/PCDF velmi závisí na podmínkách spalování. [3] [15] [16]

## 4.6 Polyaromatické uhlovodíky a polychlorované bifenyly (PAU a PCB)

Polycyklické aromatické nebo také polyaromatické uhlovodíky je velká skupina látek, které jsou tvořeny pouze uhlíkem a vodíkem. Cílená výroba není obvyklá, ale vyskytují se běžně v životním prostředí při požárech lesů a vulkanické činnosti a používají se například při výrobě nafty nebo asfaltu. Vznikají také při spalování organických hmot, ke kterému dochází v dopravě, v elektrárnách při výrobě energie, při pálení cigaret a tak dále. Tyto látky mají negativní vliv na lidské zdraví, poškozují ledviny, játra a také jsou karcinogenní. [17]

Emisní faktor černého uhlí je přibližně dvakrát větší než v případě biomasy. Pokud částečně nahradíme černé uhlí biomasou, sníží se produkce PAU. Vznik PAU a PCB je silně závislý na spalovacích podmínkách. [3]

## 5 Kotle

Kotel je přístroj, který slouží k ohřívání vody, nebo produkci páry. Obvykle se kotel skládá ze spalovacího zařízení s určitým příslušenstvím, tím může být například ohniště, hořáky, rošt, ohřívač vzduchu, aparát k odvodu pevných zbytků po spalování. Druhou důležitou součástí kotle je tepelný výměník, kde dochází k přenosu tepla a k ohřevu vody, popřípadě se zde voda odpařuje a vzniklá pára je přehřívána. Potom je třeba zmínit další přístroje, které jsou součástí kotle. Jedná se o zařízení měřící, regulační a zařízení k zabezpečení spolehlivého provozu. [19]

Výjimku tvoří takzvané utilizační kotle. Tyto kotle pracují s odpadním teplem, chybí u nich spalovací zařízení, teplo je do tohoto typu kotle přiváděno z cizího, vnějšího zdroje. [19]

Kotle mohou být děleny podle různých kritérií. Podle použití, například kotle pro vytápění, nebo spalovny. Podle provedení a mobility, použitého paliva a typu ohniště rozdělujeme kotle s palivem tuhým, plyným, kotle práškové, olejové, kombinované a tak dále. Dále můžeme kotle dělit podle druhu pracovního média a formy odpařování na jednolátkové, kde dochází například v případě vody k její přeměně na páru, dvoulátkové, s přímým nebo nepřímým odparem. Také lze rozlišovat kotle dle konstrukce výparníku na velkoprostorové (jedná se o válcové, plamencové, skříňové, kombinované, žárotrubné), článkové strmotrubné s nuceným nebo přirozeným oběhem, se superponovanou cirkulací, průtočné. Posledním zde uvedeným dělením bude podle tlaku na nízkotlaké (do 2,5 MPa), středotlaké (do 6,4 MPa), vysokotlaké (do 22,5 MPa) a s nadkritickým tlakem. [19]

Zlepšování parametrů kotlů se dosahuje zejména úsilím o zvětšení spolehlivosti a hospodárnosti a také zvýšením parametrů pracovní látky, protože čím vyšších jmenovitých tlaků a teplot přehřáté páry dosahujeme, tím vyšší dostaneme termickou účinnost cyklů. Se složitějšími kotli však klesá spolehlivost a zároveň s vyššími hodnotami tlaků je potřeba zvýšit tloušťky komor a stěn trubek, což vede k vyšším počátečním nákladům a také horším dynamickým vlastnostem kotlů. [19]

## 5.1 Teplovodní a horkovodní kotle

Teplovodní a horkovodní kotle jsou využívány v centralizovaných soustavách. Teplo, které je spotřebováno na otop, je přiváděno do vratné větve tepelné sítě. Rozdíl mezi horkovodním a teplovodním kotlem je v maximální teplotě, na kterou je voda ohřata. U teplovodního kotle je voda ohřata do 110 °C, zatímco v horkovodním kotli je voda ohřívána na teploty převyšující 110°C. Výkony teplovodních kotlů pro lokální vytápění se pohybují zpravidla od 8kW do 50kW, naproti tomu horkovodní kotle dosahují výkonů až 120MW. Ukázka teplovodního kotle je na obrázku 4. [19]

Teplota napájecí vody kotle, která se vrací z tepelné sítě, nesmí být nižší než 70°C. Při této teplotě dochází ke kondenzaci spalin, ta způsobuje usazování spalin na stěnách, které vlivem agresivních složek způsobují silnou korozi. Tento problém se řeší recirkulací části z horké vody z výstupu na vstupní část. Toto řešení se jinak také nazývá kotlová smyčka. [19]



Obr.4. Teplovodní kotel UNIMAT UT-L společnosti Bosch [20]

## 5.2 Parní kotle

Parní kotle prošly v historii velkým rozvojem, byly a jsou neustále zlepšovány, proto bychom našli nespočet konstrukčních variant a typů tohoto druhu kotle. Ukázka parního kotle je na obrázku 5. Následující příklady jsou používány v dnešní době. [19]

### 5.2.1 Velkoprostorové kotle

Tento typ kotlů je charakteristický především vysokým akumulacním číslem. Akumulační číslo  $T_a$  se vypočte dle vzorce (2), kde  $m_{kv}$  značí hmotnost kotelní vody a  $M_{pp}$  výkonnost kotle, ta dosahuje hodnot až 20 h. [19]

$$T_a = \frac{m_{kv}}{M_{pp}} \quad (2)$$

V těchto kotlích nedochází k velkému vychylování tlaku páry i při nenadálých vysokých odběrech. Zároveň kotel není tolik citlivý na kvalitu napájecí vody. Mezi nevýhody se řadí nízký poměr výhřevné plochy k obestavěnému prostoru, nízký dosahovaný tlak (obvykle do 1,6 MPa), pomalé najíždění, velká tepelná ztráta při častém odstavování, relativně malá jmenovitá výkonnost. Z velkého počtu typů používaných kotlů (například: plamencový, žárotrubný, skříňový) se dnes používá pouze kotel kombinovaný, a to sice pro jeho mobilitu a kompaktnost. [19]



Obr.5. Parní kotel UNIVERSAL Parní kotel U-ND, U-HD společnosti Bosch [21]

### 5.2.2 Vodotrubné kotle

Tento typ kotlů je možné konstruovat ve variantách od nejmenších výkonů až po obrovské výkony kolem 2000 MW a více na jeden blok. Také pracovní tlaky páry se mohou pohybovat od barometrického po tlaky v nadkritické oblasti. Lze zvolit libovolný typ ohniště, a to jak na paliva kvalitní, tak i podřadná. Zpravidla mívají vodotrubné kotle nízká akumulací čísla, řádově 10 min. Z toho plyne, že jsou náchylnější na kvalitu napájecí vody a dochází také k výraznějšímu a rychlejšímu kolísání tlaku při nenadálých změnách odběru. Je potřeba zajistit, aby bylo jasně dáno proudění vody a vodní páry. Tím je zajištěn lepší přestup tepla, menší výhřevná plocha a její lepší chlazení. Na výhřevných plochách se také usazuje méně korozních produktů a soli. [19]

Kotle se rozdělují podle formy proudění vody a parovodní směsi na kotle s přirozeným nebo nuceným oběhem. Poté také na kotle průtočné a průtočné se superponovanou cirkulací. [19]. Výběr kotle lze provést dle mnoha parametrů jako je například cena, výkon, náročnost na údržbu nebo druh paliva, přičemž některé kotle umožňují i kombinaci paliv. Ovládání a přísun paliva mohou být automatické nebo ruční, moderní kotle jsou samozážehové, jejich obsluha je velmi jednoduchá a spočívá pouze v čištění kotle od sazí a popelu. [19]

### 5.3 Emisní třídy kotlů

Podle normy ČSN EN 303-5 má každý kotel přiřazenu emisní třídu na základě výsledků zkoušek. Před uvedením každého kotle na trh musí kotel být otestován. Testy posoudí jeho technologickou vyspělost ve smyslu tvorby emisí, účinnosti, bezpečnosti a efektivity, přičemž platí, že čím vyšší číslo, tím lepší výsledky, a tedy i kotel. Bodová škála je od 1 do 5. Emisní třída je však posuzována podle hodnot, které jsou naměřeny v optimálních laboratorních podmínkách. Reálně však může kotel vykazovat hodnoty jiné vlivem celé řady dalších okolností, například správné instalace kotle, správné údržby kotle nebo kvality používaného paliva. Emisní třída kotle je standardně udávána na štítku přístroje a samozřejmě i v technické dokumentaci. [12]

### 5.4 Emisní limity kotlů spalující tuhá paliva

V tabulce 1 jsou uvedeny emisní limity kotlů, které spalují tuhá paliva. Od 1.1.2020 musí kotle na tuhá paliva splňovat následující požadavky: [12]

- „sezónní energetická účinnost vytápění vnitřních prostorů u kotlů se jmenovitým tepelným výkonem 20 kW nebo menším nesmí být menší než 75 %;
- sezónní energetická účinnost vytápění vnitřních prostorů u kotlů se jmenovitým tepelným výkonem větším než 20 kW nesmí být menší než 77 %;
- sezónní emise částic (prach – TZL) z vytápění vnitřních prostorů nesmí být vyšší než 40 mg/m<sup>3</sup> u kotlů s automatickým přikládáním a vyšší než 60 mg/m<sup>3</sup> u kotlů s ručním přikládáním (při 10 % O<sub>2</sub>);
- sezónní emise organických plyných sloučenin (OGC) z vytápění vnitřních prostorů nesmí být vyšší než 20 mg/m<sup>3</sup> u kotlů s automatickým přikládáním a vyšší než 30 mg/m<sup>3</sup> u kotlů s ručním přikládáním (při 10 % O<sub>2</sub>);

- sezónní emise oxidu uhelnatého (CO) z vytápění vnitřních prostorů nesmí být vyšší než 500 mg/m<sup>3</sup> u kotlů s automatickým přikládáním a vyšší než 700 mg/m<sup>3</sup> u kotlů s ručním přikládáním (při 10 % O<sub>2</sub>);
- sezónní emise oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>) z vytápění vnitřních prostorů vyjádřené ekvivalentem oxidu dusičitého (NO<sub>2</sub>) nesmí být vyšší než 200 mg/m<sup>3</sup> u kotlů na biomasu a vyšší než 350 mg/m<sup>3</sup> u kotlů na fosilní paliva (při 10 % O<sub>2</sub>)“. [12]

Tabulka 1. Porovnání schválených hodnot emisních limitů pro kotle spalující tuhá paliva dle velikosti kotle, (vyjádřeno jako koncentrace znečišťující látky v mg/m<sup>3</sup> v suchých spalinách při 6 % O<sub>2</sub>, 101 325 Pa, 0 °C)

Platné od	výkon / výkon kotle	typ kotle	tuhé částice (PM)	uhlovodíky (OGC, TOC)	oxid uhelnatý (CO)	oxidy dusíku (NO <sub>x</sub> vyjádřeno jako NO <sub>2</sub> )	oxid siřičitý (SO <sub>2</sub> )
1. 1. 2020	do 0,5 MW	automatické	55 (40) <sup>3)</sup>	27 (20) <sup>3)</sup>	682 (500) <sup>3)</sup>	273 <sup>4)</sup> (200) <sup>3)</sup>	
		manuální	82 (60) <sup>3)</sup>	41 (30) <sup>3)</sup>	955 (700) <sup>3)</sup>	477 <sup>5)</sup> (350) <sup>3)</sup>	
1. 1. 2018	> 0,3 – 1 MW	automatické	100		400	600	
	> 1–5 MW		50		500	500	
	> 5–50 MW		30		300 (500) <sup>6)</sup>	500	1500 <sup>7)</sup>
Do 7. 1. 2014	50–100 MW		30		250	300 (450) <sup>1)</sup>	400
po 7. 1. 2014			20		250	300 (400) <sup>1)</sup>	400
do 7. 1. 2014	> 100–300 MW		25		250	200	250
po 7. 1. 2014			20		250	200	200
do 7. 1. 2014	> 300 MW		20		250	200	
po 7. 1. 2014		10		250	150 (200) <sup>1)</sup>	150 (200) <sup>2)</sup>	

#### 5.4.1 Vysvětlivky k tabulce 1.

*„1) spalování práškového hnědého uhlí*

*2) spalování tuhých paliv ve fluidním loži*

*3) koncentrace při 10 % O<sub>2</sub> (tak jak je to uvedeno ve směrnici Ekodesignu)*

*4) kotle na biomasu*

*5) kotle na fosilní paliva*

*6) platí v případě spalování biomasy pro spalování ve stacionárních zdrojích s výjimkou spalování vylisků z takové biomasy*

*7) na spalovací stacionární zdroje spalující hnědé uhlí, provozované nejvýše 3200 provozních hodin ročně, se vztahuje specifický emisní limit 2000 mg/m<sup>3</sup>*

*8) Požadavky dle Směrnice o Ekodesignu 2009/125/ES – požadavky pro kotle na tuhá paliva, platnost od 1. 1. 2020, jedná se o sezónní emise znečišťujících látek – vážený průměr (85% P<sub>sniženy</sub>, 15% P<sub>jmen</sub>)*

*9) Požadavky dle Tabulky 1. – Specifické emisní limity platné od 1. 1. 2018 (stac. Zdroj o celk. příkonu 0,3–50 MW), Vyhl. 415/2012 Sb.*

*10) Požadavky dle Tabulky 1 a Tabulky 2 – Specifické emisní limity, kotle uvedené do provozu do 7. 1. 2014 a po 7. 1. 2014, Vyhl. 415/2012 Sb.“ [14]*



## 5.5 Přehled povinností souvisejících s prodejem a provozem kotlů na tuhá paliva

Na základě novely zákona o ochraně ovzduší bylo od 1.1.2014 v České republice zakázáno prodávat kotle první a druhé emisní třídy. Poté od 1.1.2017 nastala povinnost provozovatele provést kontrolu technického stavu a provozu spalovacího zařízení prostřednictvím osoby proškolené výrobcem zařízení a oprávněné k jeho instalaci a předložit ji na základě žádosti obecnímu úřadu obce s rozšířenou působností, a to v periodě každé dva roky. Od 1.9.2022 bude nutné vlastnit kotel, který splňuje parametry alespoň třetí třídy, jinak provozovateli hrozí pokuta. Přehled povinností souvisejících s prodejem a provozem kotlů na tuhá paliva pro vytápění domácností (do 500 kW) popisuje tabulka 2.

*Tabulka 2. Přehled povinností souvisejících s prodejem a provozem kotlů na tuhá paliva pro vytápění domácností (do 500 kW) [14]*

<b>Platnost od</b>	<b>Popis nařízení</b>
1. 1. 2014	Zákaz prodeje kotlů 1. a 2. emisní třídy (možnost legálně zakoupit a uvést do provozu pouze kotle 3., 4. a 5. emisní třídy)
1. 1. 2017	Povinnost na vyžádání předložit revizi kotle (včetně označení emisní třídy)
1. 1. 2018	Zákaz prodeje kotlů 3. emisní třídy (možnost legálně zakoupit a uvést do provozu pouze kotle 4. a 5. emisní třídy)
1. 1. 2020	Zákaz prodeje kotlů 4. a 5. emisní třídy (možnost legálně zakoupit a uvést do provozu pouze kotle splňující požadavky EKODESIGN) – pro celou EU
1. 9. 2022	1. 9. 2022 Zákaz používání kotlů 1. a 2. emisní třídy (bez ohledu na to, kdy byly pořízeny)
pozn.: Emisní třídy dle EN 303-5	

## 6 Zadání výpočtové části

Cílem této části bakalářské práce je návrh koncového dílu kotle k vychlazení spalin na požadovanou teplotu 150 °C. Palivem v kotli je sláma o daném složení, které je uvedeno v tabulce číslo 3. Dále jsou zadány parametry kotle, které jsou uvedeny v tabulce číslo 4. Jsou zpracovány dvě varianty návrhu. V první variantě je uvažován ekonomizér jako poslední výměník v kotli, spaliny z tohoto výměníku pak odcházejí přímo do atmosféry. Druhou variantou je sestava ohřívačů vzduchu a ekonomizéru.

Postupy výpočtů, použité rovnice a hodnoty vycházejí z publikace. [19]

Tabulka 3. Složení paliva

Složení paliva – původní stav		
Výhřevnost paliva	$Q^r$	13,7 MJ/Kg
Voda	$W^r$	11,25 %
Obsah uhlíku	$C^r$	43,44 %
Obsah vodíku	$H^r$	5,01 %
Obsah dusíku	$N^r$	1,75 %
Obsah síry	$S^r$	0,09 %
Obsah oxidu	$O^r$	36,96 %
Obsah popeloviny	$A^r$	1,5 %

Tabulka 4. Zadané parametry kotle

Zadané parametry kotle	
Jmenovitý parní výkon Q	20 t/hod
Jmenovitá teplota páry t	480 °C
Pracovní tlak p	40 bar
Součinitel přebytku vzduchu $\alpha$	1,5
Jmenovitá teplota napájecí vody $t_{NV}$	105 °C

## 7 Stechiometrie

Pomocí stechiometrických výpočtů je možné získat objem vzduchu potřebný ke spalování jednotkového množství paliva a také objem spalin, které při spalování vznikají. Tyto rovnice vychází z chemických reakčních rovnic. V těchto výpočtech je uvažován model dokonalého spalování paliva, kdy je předpokládáno spálení veškeré hořlaviny. Výsledky těchto rovnic představují konečný stav po procesu samotné reakce spalování. U stechiometrického výpočtu se vychází z původního stavu paliva uvedeného v hmotnostních podílech. Dále je předpokládáno, že kyslík, který je vázán v hořlavině paliva, se spalovací reakcí uvolňuje a zapojuje se do hoření, proto je ve výpočtu o tuto hodnotu sníženo minimální množství potřebného vzdušného kyslíku. Výsledky stechiometrických výpočtů jsou uvedeny v tabulce 5. [19]

### Minimální objem kyslíku, který je třeba k dokonalému spálení 1 kg paliva

$$O_{o_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (3)$$

### Minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{vSmin} = \frac{O_{o_2 \min}}{0,21} \quad (4)$$

### Minimální objem vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

Součinitel zvětšení objemu vzduchu v důsledku vlhkosti  $\kappa = 1,016$

$$O_{vVmin} = \kappa \cdot O_{vSmin} \quad (5)$$

### Skutečný objem spalovacího vzduchu

$$O_{vV} = \alpha \cdot O_{vVmin} \quad (6)$$

### Objem složky oxidu uhličitého

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VSmin} \quad (7)$$

### Objem složky oxidu siřičitého

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r \quad (8)$$

### Objem složky dusíku

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VSmin} \quad (9)$$

### Objem složky argonu

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VSmin} \quad (10)$$

### Objem suchých spalin celkový

$$O_{SSmin} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (11)$$

### Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O_s} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O_{Vmin}} \quad (12)$$

### Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SVmin} = O_{SSmin} + O_{H_2O_s} \quad (13)$$

### Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu

$$O_{H_2O_V} = O_{VVmin} - O_{VSmin} \quad (14)$$

### Objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha$

$$O_{SV} = O_{SVmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VVmin} \quad (15)$$

Tabulka 5. Výsledky stechiometrických výpočtů

Vzduch	
$O_{O_2 min}$	$0,83 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{VSmin}$	$3,95 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{VVmin}$	$4,02 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{H_2O_V}$	$0,063 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{VV}$	$6,02 \text{ m}^3 / \text{kg}$
Spaliny	
$O_{SSmin}$	$3,94 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{CO_2}$	$0,81 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{SO_2}$	$0,0062 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{N_2}$	$3,1 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{Ar}$	$0,036 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{H_2O_s}$	$0,76 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{SVmin}$	$4,7 \text{ m}^3 / \text{kg}$
$O_{SV}$	$6,71 \text{ m}^3 / \text{kg}$

## 8 Tepelný výkon kotle

### Množství odluhu z bubnu

V zadání je určeno množství odluhu z bubnu 1% hmotnostního průtoku páry.

$$M_o = 0,01 \cdot M_{PP} = 0,01 \cdot 20 = 0,2 \text{ t/hod} \quad (16)$$

### Výrobní teplo páry

Nyní je možné spočítat výrobní teplo páry, které lze také označit jako celkový tepelný výkon kotle. V tomto konkrétním výpočtu je zanedbán průtok přehřáté páry, množství vstříkované vody do přehřáté páry a dále není realizován odběr syté páry, proto ani ten není ve výpočtu zahrnut. Symbol  $i_{PP}$  značí entalpii přehřáté páry,  $i_{NV}$  je entalpie napájecí vody a  $i_w$  je entalpie syté vody.

$$\begin{aligned} Q_V &= M_{PP} \cdot (i_{PP} - i_{NV}) + M_o \cdot (i_w - i_{NV}) = \\ &= 5,56 \cdot (3400 - 443,1) + 0,056 \cdot (1087,4 - 443,1) = \end{aligned} \quad (17)$$

$$Q_V = 16463,04 \text{ kW}$$

## 9 Tepelné ztráty a účinnost

Obvykle se při projekčních výpočtech u kotlů na tuhá paliva uvažuje pět základních ztrát.

- Ztráta mechanickým nedopalem
- Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
- Ztráta chemickým nedopalem
- Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)
- Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

### Ztráta mechanickým nedopalem

Jedná se o tepelnou ztrátu, jejíž příčinou je nespálení veškeré hořlaviny v tuhých zbytcích paliva. Ztráty, které jsou v tomto příkladu zahrnuty, jsou ztráta nedopalem v úletu neboli v tuhých zbytcích, které jsou unášeny pryč z kotle  $X_p = 0,3$ ,  $C_p = 0,1$ , a ztráta v roštovém propadu, která se vyskytuje u kotlů, jejichž propad se nevrací zpět do ohniště  $X_r = 0,7$ ,  $C_r = 0,2$ . Označení  $C_i$  značí podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků a  $X_i$  představuje podíl popela z celkového množství, jež je značeno  $A^r$ , který se vztahuje na uvažovaný druh tuhých zbytků.  $Q_{i\ red}$  značí redukovanou výhřevnost paliva, která je v tomto příkladu rovna výhřevnosti paliva  $Q_i^r$ . Konstanta 32700 představuje výhřevnost hořlaviny. Pokud předpokládáme, že spalitelné látky jsou tvořeny převážně uhlíkem, je možné použít právě tuto konstantu. [19]

$$\begin{aligned}
 Z_c &= \frac{32700 \cdot A^r}{Q_{i\ red}} \left( \frac{C_r}{1 - C_r} \cdot X_r + \frac{C_p}{1 - C_p} \cdot X_p \right) = \\
 &= \frac{32700 \cdot 0,015}{13,7 \cdot 10^3} \left( \frac{0,2}{1 - 0,2} \cdot 0,7 + \frac{0,1}{1 - 0,1} \cdot 0,3 \right) = 0,75 \%
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

### Ztráta fyzickým teplem spalin

Tato ztráta zahrnuje teplo, které je odvedeno mechanickým nedopalem v propadu. Význam symbolů  $A^r$ ,  $Q_i^r$ ,  $X_r$ ,  $C_r$  je již popsán u ztráty mechanickým nedopalem,  $t_i = 600^\circ\text{C}$  je teplota tuhých zbytků a  $c_p = 0,9301\ \text{kJ/Kg.K}$  je měrná tepelná kapacita tuhých zbytků pro  $600^\circ\text{C}$ . [19]

$$Z_f = \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot \left( \frac{X_r \cdot t_i \cdot c_p}{1 - C_r} \right) = \frac{0,015}{13,7 \cdot 10^3} \cdot \left( \frac{0,7 \cdot 600 \cdot 0,9301}{1 - 0,2} \right) = 0,053\%
 \tag{19}$$

### Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem také bývá označována jako ztráta hořlavinou ve spalinách a vyjadřuje teplo, které je ztraceno z důvodu přítomnosti nespálených plynů ve spalinách. Nejčastěji je uvažována pouze koncentrace oxidu uhelnatého. Obvykle nabývá vyšších hodnot u paliv s nižší výhřevností, a tedy i s nižší teplotou plamene. Dle tabulky 1 v kapitole 5.4 je emisní limit oxidu uhelnatého pro tento kotel  $w_{CO} = 500 \text{ PPM}$ . Tato ztráta je počítána tak, aby kotel splňoval tento emisní limit. [19]

$$Z_{CO} = (1 - Z_C) \cdot O_{SV} \cdot \frac{12640 \cdot w_{CO}}{Q_i^r} = (1 - 0,0075) \cdot 6,71 \cdot \frac{12640 \cdot 500 \cdot 10^{-6}}{13,7 \cdot 10^3} = 0,31\% \quad (20)$$

### Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Tato ztráta zohledňuje teplo, které odchází z kotle společně s kouřovými plyny. Tato ztráta je nejvýznamnější a má výrazný vliv na výslednou celkovou účinnost kotle. Velikost této ztráty je závislá na teplotě spalin a na přebytku vzduchu ve spalinách za kotlem, přičemž s vyšší hodnotou součinitele přebytku vzduchu roste i tato ztráta.  $I_S^{t_k, \alpha_k}$  značí entalpii spalin při teplotě  $t_k$  a přebytku vzduchu  $\alpha_k$  za kotlem.  $I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}$  značí entalpii při teplotě okolí  $t_{ok}$ , která je pro tento příklad uvažována jako hodnota  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Výpočet této ztráty není zcela přesný a v odborných publikacích lze najít více postupů tohoto výpočtu. Rozdíl výsledků pro různé metody však nenabývá vysokých hodnot a hraje roli zejména určování účinnosti při měřeních, u kterých je požadována vysoká přesnost (například garanční zkoušky). Pro výpočet předběžné účinnosti a množství spotřeby paliva při návrhu nového kotle lze použít zjednodušeného výpočtového vztahu (27). [19]

### Výpočet entalpie pro teplotu okolí

$$I_{Vmin}^{ok} = V_{VSMIN} \cdot i_{VZDUCH} + V_{H_2O_v} \cdot i_{H_2O} = 3,95 \cdot 32,57 + 0,063 \cdot 39,1 = 131,21 \text{ kJ/Kg} \quad (21)$$

$$I_{Smin}^{ok} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + V_{N_2} \cdot i_{N_2} + V_{Ar} \cdot i_{Ar} + V_{H_2O_s} \cdot i_{H_2O} + x_p \cdot A^r \cdot i_{pp} = \quad (22)$$

$$= 0,81 \cdot 41,62 + 0,00061 \cdot 46,81 + 3,1 \cdot 32,53 + 0,036 \cdot 23,32 + 0,76 \cdot 39,1 +$$



$$+ 0,3 \cdot 0,015 \cdot 20,2 = 165,05 \text{ kJ/Kg}$$

$$I_S^{tok,\alpha ok} = I_{Smin}^{ok} + (\alpha_K - 1) \cdot I_{Vmin}^{ok} = 165,05 + (1,5 - 1) \cdot 131,21 = 230,66 \text{ kJ/Kg} \quad (23)$$

### Výpočet entalpie pro teplotu spalin

$$I_{Vmin} = V_{VSmin} \cdot i_{VZDUCH} + V_{H_2O_V} \cdot i_{H_2O} = \quad (24)$$

$$= 3,95 \cdot 199,25 + 0,063 \cdot 227,55 = 801,98 \text{ kJ/Kg}$$

$$I_{Smin} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + V_{N_2} \cdot i_{N_2} + V_{Ar} \cdot i_{Ar} + V_{H_2O_S} \cdot i_{H_2O} + x_p \cdot A^r \cdot i_{pp} = \quad (25)$$

$$= 0,81 \cdot 263,75 + 0,00061 \cdot 292,65 + 3,1 \cdot 194,7 + 0,036 \cdot 139,54 + 0,76 \cdot 227,55$$

$$+ 0,3 \cdot 0,015 \cdot 125,2 = 994,77 \text{ kJ/Kg}$$

$$I_S^{tk,\alpha k} = I_{Smin}^{ok} + (\alpha_K - 1) \cdot I_{Vmin}^{ok} = 994,77 + (1,5 - 1) \cdot 801,98 = 1395,76 \text{ kJ/Kg} \quad (26)$$

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{tk,\alpha k} - I_S^{tok,\alpha k}}{Q_i^r} = (1 - 0,0075) \cdot \frac{1395,76 - 230,66}{13,7 \cdot 10^3} = 8,44 \% \quad (27)$$

### Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí $Z_{SV}$

Jedná se o ztrátu, která vyjadřuje množství tepla, které uniká z pláště kotle do okolí. Je závislá především na konstrukci kotle, kvalitě izolace stěn a celkovém výkonu kotle. Tato ztráta je odečtena z přílohy č. 1  $Z_{SV} = 1,5\% \cdot [19]$

## Účinnost kotle

Výsledná účinnost kotle vyplývá z velikosti jednotlivých měrných ztrát  $z_i$ .

$$\begin{aligned}\eta_K &= 1 - \Sigma z_i = 1 - (0,0075 + 0,0031 + 0,00053 + 0,0844 + 0,015) = \\ &= 88,9 \%\end{aligned}\tag{28}$$

## Množství paliva

Skutečné množství paliva, které je nutné přivést do kotle, se spočítá podle vztahu (29)

$$M_{PAL} = \frac{Q_V}{Q_i \cdot \eta_K} = \frac{16463,04}{13,7 \cdot 10^3 \cdot 0,889} = 1,35 \text{ kg/s}\tag{29}$$

## Množství spáleného paliva

$$M_{PV} = M_{PAL} \cdot (1 - Z_C) = 1,35 \cdot (1 - 0,0075) = 1,34 \text{ kg/s}\tag{30}$$

Výsledky výpočtů ztrát, účinnosti kotle a množství paliva jsou uvedeny v tabulce číslo 6.

Tabulka 6. Výsledky výpočtů ztrát, účinnosti kotle a množství paliva

Ztráta mechanickým nedopalem $Z_C$	0,75 %
Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků $Z_f$	0,053 %
Ztráta chemickým nedopalem $Z_{CO}$	0,31 %
Ztráta sáláním $Z_{SV}$	1,5 %
Ztráta citelným teplem spalin $Z_k$	8,44 %
Účinnost kotle $\eta_K$	88,9 %
Množství paliva $M_{PAL}$	1,35 kg/s
Množství spáleného paliva $M_{PV}$	1,34 kg/s

## 10 První varianta

### 10.1 Výpočet ekonomizéru

Ohřívaček vody, který je také často nazýván ekonomizér, slouží jako vůbec první ohřívaná plocha v traktu parovodních kotlů. Jako pracovní médium je použita voda, popřípadě u odpařovacího ekonomizéru parovodní směs. Ekonomizér je tvořen ze svazků trubek, které jsou obvykle umístěny naležato kvůli dobré odvodnitelnosti. Navrhují se s protiproudým zapojením jako souvislé celky svazků bez volných prostor, větší se rozdělují na oddělené celky. Toto dělení se provádí, aby byla dodržena maximální přípustná výška svazku, která se pohybuje od 1 m do 1,5 m v závislosti na hustotě uspořádání trubek ve svazku. Mezery mezi jednotlivými svazky jsou využívány k vyrovnání teploty spalin mezi díly, k revizím a k následným opravám. Velikost mezery by měla být alespoň 0,6 m. Trubky používané v ekonomizéru jsou hladké a bezešvé. Průměry těchto trubek se pohybují od 28 mm do 38 mm a tloušťka jejich stěn je cca 4 mm. Rozteče trubek jsou obvykle zvoleny podle způsobu uchycení ve svazku a technologie ohýbání trubek. Trubky jsou ve svazku zajišťovány podepřením nebo závěsy. Tyto závěsy mohou být konstruovány jako chlazené, či nechlazené, výběr varianty závisí na teplotě spalin.

[19]

### 10.1.1 Zadané a zvolené parametry ekonomizéru

Zadané a zvolené parametry ekonomizéru jsou uvedeny v tabulce 7. Trubky budou ve výměníku umístěny vystřídaně. Hloubka výměníku je uvažována 4 m, neboť tento rozměr vychází z rozměrů ohniště.

Tabulka 7. Zadané a zvolené parametry ekonomizéru

Hmotnostní průtok vody $\dot{m}_v$	5,56 Kg/s
Zvolená rychlost proudění otopné vody $w_v$	0,5 m/s
Pracovní tlak p	40 bar
<b>Teploty médií ekonomizéru</b>	
Teplota vody na výstupu z ekonomizéru $t_{v2}$	245 °C
Teplota vody na vstupu do ekonomizéru $t_{v1}$	105 °C
Teplota spalin na výstupu z ekonomizéru $t_{spal2}$	150 °C
<b>Rozměry trubek</b>	
Hloubka výměníku b	4 m
Vnější průměr trubek ekonomizéru D	34 mm
Vnitřní průměr trubek ekonomizéru d	26 mm
Příčná rozteč svazku $s_1$	79 mm
Podélná rozteč svazku $s_2$	44 mm

### 10.1.2 Postup výpočtu ekonomizéru

#### Tepelný výkon ohřívačku vody

Nejprve je třeba spočítat přenesené teplo neboli tepelný výkon ohřívačku vody. Přenesené teplo ze strany ohřátí vody se určí pomocí vztahu (31), kde  $\dot{m}_v$  vyjadřuje hmotnostní průtok vody,  $M_o = 0,0556 \text{ kg/s}$  množství odľuhu,  $c_{pv} = 4,37 \text{ KJ/Kg.K}$  měrnou tepelnou kapacitu vody a  $\Delta t_v$  značí teplotní rozdíl vody ve výměníku.

$$\begin{aligned}
 Q_{EKO} &= (\dot{m}_v + M_o) \cdot c_{pv} \cdot \Delta t_v = (5,56 + 0,0556) \cdot 4,37 \cdot (245 - 105) = \\
 &= 3435,98 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

Dále je třeba určit entalpii spalin na vstupu do výměníku pomocí vztahu (32). Všechny potřebné hodnoty jsou známy z předchozích výpočtů.

$$I_{in} = \frac{Q_{EKO}}{M_{PAL}} + I_{out} = \frac{3435,98}{1,354} + 1395,76 = 3932 \text{ kJ/Kg} \quad (32)$$

Z entalpie a měrné tepelné kapacity spalin je možné spočítat teplotu spalin  $t_{spal} = 399,86^\circ\text{C}$ .

I-t graf spalin je v příloze č. 3. Schématické uspořádání ekonomizéru je na obrázku 6.



Obr.6. Schématické uspořádání ekonomizéru

### **Střední logaritmický teplotní spád.**

Logaritmický spád je možné vypočítat dle vztahu (33), kde  $\Delta t_m = 45^\circ\text{C}$  je menší teplotní spád, tedy menší rozdíl teplot obou médií na začátku ohřívačku a  $\Delta t_v = 154,86^\circ\text{C}$  je naopak větší teplotní spád, tedy větší rozdíl teplot obou médií na konci ohřívačku.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_m - \Delta t_v}{\ln\left(\frac{\Delta t_m}{\Delta t_v}\right)} = \frac{45 - 154,86}{\ln\left(\frac{45}{154,86}\right)} = 88,89^\circ\text{C} \quad (33)$$

### **Počet paralelních trubek v řadě.**

Hustota vody je určena pro střední teplotu vody  $\rho_v (4\text{MPa}, 175^\circ\text{C}) = 894,29 \text{ kg/m}^3$ . Zvolená rychlost vody  $w_v$  v trubkách je 0,5 m/s.

$$n = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot d^2 \cdot w_v \cdot \rho_v} = \frac{4 \cdot 5,56}{\pi \cdot 0,026^2 \cdot 0,5 \cdot 894,29} = 23,42 \doteq 24 \quad (34)$$

**Počet trubek v jedné řadě**

$$z_1 = \frac{n}{2} = \frac{24}{2} = 12 \quad (35)$$

**Šířka ekonomizéru**

$$a = s_1 \cdot z_1 = 0,079 \cdot 12 = 0,948 \text{ m} \quad (36)$$

**Skutečný objemový průtok spalin**

Skutečný objemový průtok spalin se určí dle vztahu (37), kde  $O_{SV}$  je objem vlhkých spalin,  $t_{spal}$  je střední teplota spalin a  $M_{PV}$  je množství spáleného paliva.

$$V_{spal} = O_{SV} \cdot \frac{t_{spal} + 273,15}{273,15} \cdot M_{PV} = 6,71 \cdot \frac{274,93 + 273,15}{273,15} \cdot 1,344 =$$
  
$$= 18,1 \text{ kg/m}^3 \quad (37)$$

**Rychlost proudění spalin**

$$w_{spal} = \frac{V_{spal} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = \frac{18,1 \cdot 0,079}{0,948 \cdot 4 \cdot (0,079 - 0,034)} = 8,36 \text{ m/s} \quad (38)$$

### Součinitel přestupu tepla $\alpha_{EKO}$

Součinitel přestupu tepla  $\alpha$  se určí z kritériální rovnice, která platí pro podmínku  $1500 \leq Re \leq 10^5$  a závisí na vnějším průměru trubek  $D$ , součiniteli tepelné vodivosti  $\lambda$ , kinematické viskozitě  $\nu_{spal}$ , rychlosti proudu spalin  $w_{spal}$  a Prandtlově čísle označeného zkratkou  $Pr_{spal}$ . Dále je třeba nejprve vypočítat korekční součinitele  $C_s$  a  $C_z$ . Hodnoty látkových vlastností spalin jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8. Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu ve výměníku ( $t_{stř} = 275^\circ\text{C}$ )

Součinitel tepelné vodivosti spalin $\lambda_{spal}$	$4,63 \cdot 10^{-2} \text{ W/mK}$
Kinematická viskozita spalin $\nu_{spal}$	$40,82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo $Pr_{spal}$	0,65

$$\alpha_{EKO} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left( \frac{w_{spal} \cdot D}{\nu_{spal}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{spal}^{0,33} \quad (39)$$

### Korekční součinitel $C_s$

K určení korekčního součinitele na uspořádání svazku  $C_s$  je třeba nejprve vypočítat parametry poměrná rozteč trubek  $\sigma_i$ , poměrná úhlopříčná rozteč  $\sigma'_2$  a parametr  $\varphi_\sigma$ .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,079}{0,034} = 2,324 \quad (40)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,044}{0,034} = 1,295 \quad (41)$$

Vztah (42) vyjadřuje poměrnou úhlopříčnou rozteč.

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,324^2 + 1,295^2} = 1,739 \quad (42)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,324 - 1}{1,739 - 1} = 1,791 \quad (43)$$

V závislosti na výsledku rovnice (43) je dále zvolen postup výpočtu samotného korekčního součinitele  $C_s$ . V tomto případě platí podmínka  $1,79 < \varphi_\sigma \leq 4,5$  a korekční součinitel se vypočte dle vztahu (44).

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0,275 \cdot 1,791^{0,5} = 0,37 \quad (44)$$

### Korekční součinitel $C_z$

Součinitel  $C_z$  je součinitel na počet řad svazku v podélném směru a závisí na počtu trubek. Pro tento příklad platí podmínka  $z \geq 10$ , proto se tento korekční součinitel  $C_z = 1$ .

Dosazení do rovnice (39)

$$\begin{aligned} \alpha_{EKO} &= C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{spal}}{D} \cdot \left( \frac{w_{spal} \cdot D}{v_{spal}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{spal}^{0,33} \\ &= 1 \cdot 0,37 \cdot \frac{4,63 \cdot 10^{-2}}{0,034} \cdot \left( \frac{8,36 \cdot 0,034}{40,82 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,65^{0,33} = 88,17 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned} \quad (45)$$

### Součinitel Zanesení

Zanášení nastává především u svazků trubek, které se nacházejí v oblasti nízkých teplot, a je v případě spalování tuhých paliv tvořeno zejména částicemi popílku. Zanesení závisí na rychlosti proudění spalin, průměru a uspořádání trubek a na velikosti částic popílku. Pro určení zanesení příčně omývaných svazků z hladkých trubek slouží rovnice (46), kde  $C_D = 0,75$  značí opravný koeficient na průměr trubek, jehož hodnota je určena z přílohy č. 2  $C_f = 1$  značí opravný koeficient na jemnost popílkových částic a jeho hodnota je určena z [19].  $\varepsilon_0$  značí základní hodnotu součinitele zanesení, která je určena z nomogramu uvedeného v příloze č 2. [19]

$$\varepsilon_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 0,75 \cdot 1 \cdot 0,002 = 0,0015 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \quad (46)$$



**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_{EKO}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{EKO}} = \frac{88,17}{1 + 0,0015 \cdot 88,17} = 77,87 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (47)$$

**Velikost výhřevné plochy ekonomizéru**

$$S_{EKO} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t} = \frac{3435984}{77,87 \cdot 88,89} = 496,4 \text{ m}^2 \quad (48)$$

**Délka jedné trubky ekonomizéru**

$$L = \frac{S_{EKO}}{n \cdot \pi \cdot D} = \frac{496,4}{24 \cdot \pi \cdot 0,034} = 196,6 \text{ m} \quad (49)$$

**Počet řad ohřívačku vody**

$$z = \frac{2 \cdot L}{b} = \frac{2 \cdot 196,6}{4} = 98,31 \doteq 100 \quad (50)$$

**Výška ohřívačku vody**

Návrh konstrukce zahrnuje vložení dvou inspekčních okének 600x600 mm, vzdálenost mezi jednotlivými částmi ekonomizéru je 828 mm.

$$H = (z - 1) \cdot s_2 = (100 - 1) \cdot 0,044 + 2 \cdot 0,828 = 6,1 \text{ m} \quad (51)$$

### 10.1.3 Výsledky výpočtů ekonomizéru

Výsledky výpočtů ekonomizéru jsou pro větší přehlednost ještě jednou shrnuty v tabulce 9. Model ekonomizéru je přiložen v příloze č. 5.

Tabulka 9. Výsledky výpočtů ekonomizéru.

Teplný výkon ohřívačku vody $Q_{EKO}$	3435,98 kW
Entalpie na vstupu do ekonomizéru $I_{inEKO}$	3932 kJ/Kg
Střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{ln}$	88,89 °C
<b>Parametry spalin</b>	
Skutečný objemový průtok spalin $V_{SPAL}^{EKO}$	18,1 m <sup>3</sup> /s
Rychlost proudění spalin $w_{spal}$	8,36 m/s
<b>Rozměry ekonomizéru</b>	
Šířka ekonomizéru $a$	0,948 m
Výška ekonomizéru $H_{EKO}$	6,1 m
<b>Parametry trubek</b>	
Počet paralelních trubek $n$	24
Délka jedné trubky ekonomizéru $L_{EKO}$	196,62 m
Počet řad ekonomizéru $z$	100
Velikost výhřevné plochy ekonomizéru $S_{EKO}$	496,4 m <sup>2</sup>
<b>Součinitele</b>	
Parametr $\varphi_{\sigma}$	1,791
Korekční součinitel $C_s$	0,37
Součinitel přestupu tepla $\alpha_{EKO}$	88,17 W/m <sup>2</sup> . K
Součinitel zanesení $\varepsilon$	0,0015 W/m <sup>2</sup> . K
Součinitel prostupu tepla $k$	77,87 W/m <sup>2</sup> . K

## 11 Druhá varianta

### 11.1 Výpočet ohřívačku vzduchu

Ohřívačky vzduchu jsou používány zejména u kotlů spalujících tuhá paliva, ale nacházejí uplatnění i u kotlů na paliva kapalná zejména při spalování mazutu. U kotlů na zemní plyn se vzduch nepředehřívá. Díky ohřátému vzduchu dochází ke vznícení paliva snadněji a zároveň je urychleno jeho vyhořívání. Horký vzduch může být také použitý k vysoušení paliva. Paliva, která obsahují nízký podíl prchavé hořlaviny, vyžadují vyšší teplotu přiváděného vzduchu. Vyšší teplotou přiváděného horkého vzduchu roste i teplota plamene a je tak usnadněn přestup tepla v ohništi. Toto je ovšem nežádoucí při spalování zemního plynu, jelikož s rostoucí teplotou plamene rostou v tomto případě i emise oxidů dusíku. Z tohoto důvodu nejsou ohřívačky vzduchu používány u kotlů spalujících zemní plyn. Ohřívačky vzduchu lze obecně dělit na dva typy: [19]

- Rekuperační ohřívačky
- Regenerační ohřívačky

#### 11.1.1 Rekuperační ohřívačky

Tyto můžeme dále rozdělit podle konstrukčního provedení na:

- Kapsové
- Litinové
- Trubkové

Kapsové a litinové ohřívačky už dnes nenacházejí veliké uplatnění a jsou používány spíše u starších roštových kotlů o malých výkonech. Nevýhody kapsového ohřívačku jsou jeho vysoká hmotnost, náchylnost k zanášení a ke korozi. U litinového ohřívačku je hlavní nevýhodou zejména jeho vysoká hmotnost, která je několikrát větší než u ohřívačku z běžných trubek, a proto se i přes dobré antikorozi vlastnosti a odolnost proti opalu používají zřídka. [19]

Trubkový ohřívaček je momentálně nejvíce používaný typ. Používá se především u kotlů malých a středních výkonů a jeho výhody spočívají v dobré těsnosti a spolehlivosti. Nevýhodou je hlavně neefektivní přenos tepla a z toho vyplývající větší rozměry výměníku, což s sebou přináší i vyšší celkové náklady. [19]

### 11.1.2 Regenerační ohřívačky

Představitelem regeneračních ohřívačů je Ljungstroemův ohřívač. Ten se skládá z rotujícího kola, které je vyplněno žebry z plechu. Výplň otáčejícího se kola je střídavě oteplována procházejícími spalinami a ochlazována procházejícím vzduchem. Otáčky kola se pohybují v rozmezí dvě až pět za minutu. Osa kola je obvykle umístěna svisle, ale především u větších kol může být i horizontální. Výhodou jsou nízké investiční náklady. [19]

### 11.1.3 Zadané a zvolené parametry ohřívačku vzduchu

Navrhován je trubkový ohřívač vzduchu. Spaliny proudí uvnitř trubek, které jsou umístěny vystřídaně. Do spalinového tahu je vložena vestavba, která zmenšuje průřez, aby bylo dosaženo optimálních parametrů ohřívačku vzduchu. Zadané a zvolené parametry ohřívačku vzduchu jsou uvedeny v tabulce 10.

Tabulka 10. Zadané a zvolené parametry ohřívačku vzduchu

Součinitel přebytku vzduchu $\alpha$	1,5
Šířkový rozměr kotle $b$	2,5 m
<b>Rychlosti</b>	
Předběžná rychlost spalin $w_{spal}$	17 m/s
Předběžná rychlost vzduchu $w_{vzd}$	9 m/s
<b>Teploty médií ohřívačku vzduchu</b>	
Teplota vzduchu na výstupu z ohřívačku vzduchu $t_{OVZ2}$	120 °C
Teplota vzduchu na vstupu do ohřívačku vzduchu $t_{OVZ1}$	25 °C
Teplota spalin na výstupu z ohřívačku vzduchu $t_{spal2}$	150 °C
<b>Rozměry trubek</b>	
Vnější průměr trubek ohřívačku vzduchu $D$	0,038 m
Vnitřní průměr trubek ohřívačku vzduchu $d$	0,034 m
Příčná rozteč trubek $s_1$	0,056 m

#### 11.1.4 Postup výpočtu

##### Úhlopříčná rozteč

$$s_{\dot{u}} = \frac{s_1 + D}{2} = \frac{0,056 + 0,038}{2} = 0,047 \quad (52)$$

##### Podélná rozteč

$$s_2 = \sqrt{s_{\dot{u}}^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{0,047^2 - \left(\frac{0,056}{2}\right)^2} = 0,038 \quad (53)$$

##### Střední teplota na straně vzduchu

$$t_{OVZ} = \frac{t_{OVZ1} + t_{OVZ2}}{2} = \frac{25 + 120}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (54)$$

##### Střední průměr trubek

$$d_{stř} = \frac{D + d}{2} = \frac{0,038 + 0,034}{2} = 0,036 \text{ m} \quad (55)$$

##### Hustota vzduchu

Nejprve je třeba z matematicky upravené stavové rovnice vypočítat hustotu vzduchu. Tlak  $p = 101\,325 \text{ Pa}$ , měrná plynová konstanta pro vzduch  $r = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ . Do výpočtu je dosazena střední teplota vzduchu.

$$\rho_{vzd} = \frac{p}{r \cdot t_{OVZ}} = \frac{101325}{287 \cdot 345,65} = 1,021 \text{ kg/m}^3 \quad (56)$$

### Skutečný objemový průtok vzduchu

Skutečný objemový průtok vzduchu se určí dle vztahu (57), kde  $O_{VV}$  je objem vlhkého vzduchu,  $t_{OVZ}$  je střední teplota vzduchu a  $M_{PV}$  je množství spáleného paliva.

$$V_{VZD}^{OVZ} = O_{VV} \cdot \frac{t_{OVZ} + 273,15}{273,15} \cdot M_{PV} = 6,024 \cdot \frac{72,5 + 273,15}{273,15} \cdot 1,34 =$$
$$= 10,22 \text{ m}^3/\text{s} \quad (57)$$

### Hmotnostní průtok vzduchu

$$\dot{m}_{VZD} = \rho_{vzd} \cdot V_{VZD}^{OVZ} = 1,021 \cdot 10,22 = 10,44 \text{ kg/s} \quad (58)$$

### Tepelný výkon ohřívačku vzduchu

Tepelný výkon ohřívačku vzduchu, kde  $\Delta t_{OVZ}$  je teplotní rozdíl na vstupu a výstupu vzduchu ohřívačku a  $c_p = 1,3 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$  je měrná tepelná kapacita vzduchu.

$$Q_{OVZ} = \dot{m}_{VZD} \cdot c_p \cdot \Delta t_{OVZ} = 10,44 \cdot 1,3 \cdot (120 - 25) = 1290 \text{ kW} \quad (59)$$

### Entalpie spalin na vstupu do ohřívačku

Entalpie spalin na vstupu do ohřívačku, kde  $I_{out}$  značí entalpii spalin na výstupu z ohřívačku.

$$I_{in} = \frac{Q_{OVZ}}{M_{PAL}} \cdot I_{out} = \frac{1290}{1,35} \cdot 1395,76 = 2350 \text{ kJ/Kg} \quad (60)$$

Nyní je možné určit teplotu spalin na vstupu do ohřívačku vzduchu  $t_{spal1} = 248 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Skutečný objemový průtok spalin

Skutečný objemový průtok spalin se určí dle vztahu (61), kde  $O_{SV}$  je objem vlhkých spalin,  $t_{spal}$  je střední teplota spalin a  $M_{PV}$  je množství spáleného paliva.

$$V_{SPAL}^{OVZ} = O_{SV} \cdot \frac{t_{spal} + 273,15}{273,15} \cdot M_{PV} = 6,71 \cdot \frac{198,8 + 273,15}{273,15} \cdot 1,35 =$$

(61)

$$= 15,55 \text{ m}^3/\text{s}$$

### Potřebný počet paralelních trubek.

$$n = \frac{4 \cdot V_{SPAL}^{OVZ}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_{spal}} = \frac{4 \cdot 15,55}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 17} = 1007,62$$

(62)

Zvoleno  $n = 1035$

### Korigovaná rychlost spalin

$$w_{spal} = \frac{4 \cdot V_{SPAL}^{OVZ}}{\pi \cdot d^2 \cdot n} = \frac{4 \cdot 15,55}{\pi \cdot 0,034^2 \cdot 1035} = 16,54 \text{ m/s}$$

(63)

### Počet trubek v řadě

$$z_1 = \frac{b}{s_1} + 1 = \frac{2,5}{0,056} + 1 = 45,64$$

(64)

Zvoleno  $z_1 = 45$

### Počet řad svazku ohřívačku vzduchu

$$z_2 = \frac{n}{z_1} = \frac{1035}{45} = 23$$

(65)

### Hloubka ohřívačku vzduchu

$$a = (z_2 - 1) \cdot s_2 = (23 - 1) \cdot 0,038 = 0,836 \text{ m}$$

(66)

### Výška jednoho obratu $h$

$$h = \frac{V_{VZD}^{OVZ} \cdot s_1}{b \cdot w_{vzd} \cdot (s_1 - D)} = \frac{10,22 \cdot 0,056}{2,5 \cdot 9 \cdot (0,056 - 0,038)} = 1,42 \quad (67)$$

### Korekční součinitel na křížový proud $\psi$

Parametry  $P$  a  $R$  slouží k určení součinitele korekce na křížový proud.  $\tau_m$  značí menší rozdíl teplot medií, pro tento příklad  $\tau_m = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ .  $t_{spal1}$  je teplota spalin na výstupu z ohřívačku a  $t_{OVZ1}$  je teplota vzduchu na vstupu do ohřívačku.

$$P = \frac{\tau_m}{t_{spal1} - t_{OVZ1}} = \frac{95}{248 - 25} = 0,43 \quad (68)$$

Symbol  $\tau_v = 98 \text{ }^\circ\text{C}$  značí větší rozdíl teplot medií a symbol  $\tau_m$  značí menší rozdíl teplot medií.

$$R = \frac{\tau_v}{\tau_m} = \frac{98}{95} = 1,03 \quad (69)$$

Korekční součinitel na křížový proud  $\psi = 0,98$ . je odečten z nomogramu uvedeného v příloze č. 4.

### Střední logaritmický teplotní spád

Symbol  $\Delta t_m = 125 \text{ }^\circ\text{C}$  je menší teplotní spád, tedy menší rozdíl teplot obou medií na konci ohřívačku,  $\Delta t_v = 128 \text{ }^\circ\text{C}$  je větší teplotní spád, tedy větší rozdíl teplot obou medií na začátku ohřívačku.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_m - \Delta t_v}{\ln\left(\frac{\Delta t_m}{\Delta t_v}\right)} \cdot \psi = \frac{125 - 128}{\ln\left(\frac{125}{128}\right)} \cdot 0,98 = 124 \text{ }^\circ\text{C} \quad (70)$$



### Součinitel přestupu tepla na straně spalin $\alpha_{spal}$

Látkové vlastnosti spalin jsou uvedeny v tabulce 11.

Tabulka 11. Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu spalin ( $t_{stř} = 199^{\circ}\text{C}$ )

Součinitel tepelné vodivosti spalin $\lambda_{spal}$	0,04 W/m.K
Kinematická viskozita spalin $\nu_{spal}$	$31,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Prandtlovo číslo $Pr_{spal}$	0,67
Opravný koeficient $C_t$	1

$$\alpha_{spal} = 0,23 \cdot \frac{\lambda_{spal}}{d} \cdot \left( \frac{w_{spal} \cdot d}{\nu_{spal}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{spal}^{0,4} \cdot C_t = \quad (71)$$

$$= 0,23 \cdot \frac{0,04}{0,034} \cdot \left( \frac{16,54 \cdot 0,034}{31,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,67^{0,4} \cdot 1 = 60,96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu $\alpha_{vzd}$

Součinitel přestupu tepla  $\alpha_{vzd}$  se určí z kritériální rovnice, která platí pro podmínku

$1500 \leq Re \leq 10^5$  a závisí na vnějším průměru trubek  $D$ , součiniteli tepelné vodivosti  $\lambda_{vzd}$ , kinematické viskozitě vzduchu  $\nu_{vzd}$ , rychlosti proudu vzduchu  $w_{vzd}$  a Prandtlově čísle označeného zkratkou  $Pr_{vzd}$ . Hodnoty těchto veličin jsou uvedeny v tabulce 12. Dále je třeba určit korekční součinitele  $C_s$  a  $C_z$ .

$$\alpha_{vzd} = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{vzd}}{D} \cdot \left( \frac{w_{vzd} \cdot D}{\nu_{vzd}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{vzd}^{0,33} \quad (72)$$

Tabulka 12. Látkové vlastnosti vzduchu pro střední teplotu ( $t_{stř} = 72,5^{\circ}\text{C}$ )

Součinitel tepelné vodivosti vzduchu $\lambda_{vzd}$	0,0298 W/m . K
Kinematická viskozita vzduchu $\nu_{vzd}$	20,45. 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s
Prandtlovo číslo $Pr_{vzd}$	0,69

### Korekční součinitel $C_s$

K určení korekčního součinitele na uspořádání svazku  $C_s$  je třeba nejprve vypočítat parametry poměrné příčné a podélné rozteče trubek  $\sigma_i$ .

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,056}{0,038} = 1,474 \quad (73)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,038}{0,038} = 1 \quad (74)$$

Dále je třeba určit poměrnou úhlopříčnou rozteč  $\sigma'_2$  podle rovnice (75)

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 1,474^2 + 1^2} = 1,237 \quad (75)$$

Nyní je možné spočítat parametr  $\varphi_\sigma$  dle rovnice (76)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{1,474 - 1}{1,237 - 1} = 2 \quad (76)$$

V závislosti na výsledku rovnice (76) je dále zvolen postup výpočtu samotného korekčního součinitele  $C_s$ , v tomto případě platí podmínka  $1,7 < \varphi_\sigma \leq 4,5$  a korekční součinitel se vypočte dle vztahu (77).

$$C_s = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0,275 \cdot 2^{0,5} = 0,39 \quad (77)$$

### Korekční součinitel $C_z$

Součinitel  $C_z$  je korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru a závisí na počtu trubek. Pro tento příklad platí podmínka  $z \geq 10$ , proto se tento korekční součinitel  $C_z = 1$ .

Dosazení do rovnice (72)

$$\begin{aligned}\alpha_{vzd} &= C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{vzd}}{D} \cdot \left( \frac{w_{vzd} \cdot D}{v_{vzd}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{vzd}^{0,33} = \\ &= 1 \cdot 0,39 \cdot \frac{0,0298}{0,038} \cdot \left( \frac{9 \cdot 0,038}{20,45 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,69^{0,33} = 92,93 \text{ W/m}^2 \cdot K\end{aligned}\quad (78)$$

### Součinitel prostupu tepla

Součinitel využití plochy ohřívačku  $\xi$  je volen dle paliva a typu ohřívačku vzduchu pro tento případ platí dle [19]  $\xi = 0,85$ .

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{vzd} \cdot \alpha_{spal}}{\alpha_{vzd} + \alpha_{spal}} = 0,85 \cdot \frac{92,93 \cdot 60,96}{92,93 + 60,96} = 31,3 \text{ W/m}^2 \cdot K \quad (79)$$

### Velikost výhřevné plochy ohřívačku vzduchu

$$S_{OVZ} = \frac{Q_{OVZ}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{1290\,000}{31,3 \cdot 124} = 332,4 \text{ m}^2 \quad (80)$$

### Výška ohřívačku vzduchu

Výška ohřívačku vzduchu je určena z rovnice (81), kde  $d_s$  značí střední průměr trubek

$$H_{OVZ} = \frac{S_{OVZ}}{\pi \cdot d_{stř} \cdot n} = \frac{332,4}{\pi \cdot 0,036 \cdot 1035} = 2,84 \text{ m} \quad (81)$$

### Počet obrátů

$$i = \frac{H_{OVZ}}{h} = \frac{2,84}{1,42} = 2 \quad (82)$$

### 11.1.5 Výsledky výpočtů ohřívačku vzduchu

Výsledky výpočtů ohřívačku vzduchu jsou pro větší přehlednost ještě jednou shrnuty v tabulce 13.

Tabulka 13. Výsledky výpočtu ohřívačku vzduchu

Tepeľný výkon ohřívačku vzduchu $Q_{OVZ}$	1290 kW
Střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{ln}$	124 °C
<b>Vlastnosti vzduchu</b>	
Střední teplota vzduchu $t_{OVZ}$	72,5 °C
Hustota vzduchu $\rho$	1,02 Kg/m <sup>3</sup>
Hmotnostní tok vzduchu $\dot{m}$	10,44 Kg/s
Skutečný objemový průtok vzduchu $V_{VZD}^{OVZ}$	10,22 m <sup>3</sup> /s
<b>Vlastnosti spalin</b>	
Skutečný objemový průtok spalin $V_{SPAL}^{OVZ}$	15,55 m <sup>3</sup> /s
Entalpie spalin na vstupu do ohřívačku $I_{inOVZ}$	2350 kJ/Kg
<b>Parametry trubek</b>	
Počet paralelních trubek $n$	1035
Střední průměr trubek $d_{stř}$	0,036 m
Příčná rozteč trubek $s_1$	0,056 m
Podélná rozteč trubek $s_2$	0,038 m
Počet trubek v řadě $Z_1$	45
Počet řad trubek $Z_2$	23
<b>Rozměry ohřívačku vzduchu</b>	
Hĺoubka ohřívačku vzduchu $a$	0,836 m
Výhřevná plocha ohřívačku vzduchu $S_{OVZ}$	332,4 m <sup>2</sup>
Výška ohřívačku vzduchu $H_{OVZ}$	2,84 m
Výška jednoho obratu $h$	1,42 m
<b>Součinitele</b>	
Součinitel přestupu tepla $\alpha_{vzd}$	92,93 W/m <sup>2</sup> .K
Součinitel přestupu tepla $\alpha_{spal}$	60,96 W/m <sup>2</sup> .K
Součinitel prostupu tepla $k_{OVZ}$	31,3 W/m <sup>2</sup> .K

## 11.2 Výpočet Ekonomizéru

### 11.2.1 Zadané a zvolené parametry ekonomizéru

Zadané a zvolené parametry ekonomizéru jsou uvedeny v tabulce 14.

*Tabulka 14. Zadané a zvolené parametry ekonomizéru*

Hmotnostní průtok vody $\dot{m}_v$	5,56 Kg/s
Zvolená rychlost proudění otopné vody $w_v$	0,5 m/s
Pracovní tlak p	40 bar
<b>Teploty médií ekonomizéru</b>	
Teplota vody na výstupu z ekonomizéru $t_{v2}$	245 °C
Teplota vody na vstupu do ekonomizéru $t_{v1}$	105 °C
Teplota spalin na výstupu z ekonomizéru $t_{spal2}$	248 °C
Teplota spalin na vstupu do ekonomizéru $t_{spal1}$	497 °C
<b>Rozměry trubek</b>	
Hloubka ekonomizéru b	4 m
Vnější průměr trubek ekonomizéru D	36 mm
Vnitřní průměr trubek ekonomizéru d	28 mm
Příčná rozteč svazku $s_1$	95 mm
Podélná rozteč svazku $s_2$	43 mm

### 11.2.2 Postup výpočtu ekonomizéru

Postup je shodný s výpočtem varianty 1.

### 11.2.3 Výsledky výpočtů ekonomizéru

Výsledky výpočtů ekonomizéru jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15. Výsledky výpočtu ekonomizéru

Teplný výkon ohřívačku vody $Q_{EKO}$	3436 kW
Střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{ln}$	192 °C
<b>Parametry spalin</b>	
Skutečný objemový průtok spalin $V_{SPAL}^{EKO}$	21,25 m <sup>3</sup> /s
Rychlost proudění spalin $w_{spal}$	9 m/s
Entalpie spalin na vstupu do ekonomizéru $I_{inEKO}$	4913 kJ/Kg
<b>Rozměry ekonomizéru</b>	
Šířka ekonomizéru $a$	0,95 m
Výška ekonomizéru $H_{EKO}$	2,9 m
<b>Parametry trubek</b>	
Počet paralelních trubek $n$	20
Poměrná příčná rozteč trubek $\sigma_1$	2,639
Poměrná podélná rozteč trubek $\sigma_2$	1,194
Poměrná úhlopříčná rozteč $\sigma_2'$	1,78
Délka jedné trubky ekonomizéru $L_{EKO}$	89,35 m
Velikost výhřevné plochy ekonomizéru $S_{EKO}$	205,94 m <sup>2</sup>
Počet řad ekonomizéru $z_2$	48
<b>Součinitele</b>	
Parametr $\varphi_\sigma$	2,1
Korekční součinitel $C_s$	0,4
Součinitel přestupu $\alpha_{EKO}$	96,75 W/m <sup>2</sup> . K
Součinitel zanesení $\varepsilon$	0,0012 W/m <sup>2</sup> . K
Součinitel prostupu tepla $k$	86,9 W/m <sup>2</sup> . K

## 12 Porovnání varianty 1 a varianty 2

Porovnání navrhovaných variant ekonomizérů je pro lepší přehlednost uvedeno v tabulce 16.

Tabulka 16. Porovnání ekonomizérů varianty 1 a varianty 2

	<b>Varianta 1</b>	<b>Varianta 2</b>
Logaritmický teplotní spád $\Delta t_{ln}$	88,89 °C	192 °C
Rychlost proudění spalin $w_{spal}$	8,36 m/s	9 m/s
Součinitel prostupu tepla k	77,87 W/m <sup>2</sup> .K	86,9 W/m <sup>2</sup> .K
<b>Parametry trubek</b>		
Vnější průměr trubek D	34 mm	36 mm
Vnitřní průměr trubek d	26 mm	28 mm
Počet trubek n	24	20
Velikost výhřevné plochy S	496,4 m <sup>2</sup>	205,94 m <sup>2</sup>
<b>Rozměry výměníků</b>		
Šířka a	0,948 m	0,95 m
Hloubka b	4 m	4 m
Výška H	6,1 m	2,9 m

## 13 Závěr

Předmětem analytické části této práce byla rešerše o energetickém využití biomasy, která zahrnovala definici biomasy, přehled technologických zpracování, produkty z biomasy, pojednání o kotlích a informace o emisích z biomasy včetně emisních limitů tuhých paliv obecně.

Cílem výpočetní části této bakalářské práce byl návrh dvou variant uspořádání výměníků v parním kotli na spalování biomasy.

Nejprve bylo třeba vypočítat stechiometrii zadaného paliva, kterým byla sláma. Po stechiometrických výpočtech následovalo určení parametrů kotle, které jsou potřeba k výpočtu samotných výměníků. Následně bylo možné přistoupit k návrhům výměníků. Výpočet výměníků zahrnoval určení teplot, tepelnou bilanci, ze které bylo možné určit teplotní spád, a nakonec výpočet rozměrů výměníků.

V první variantě, tedy v případě, kdy v kotli je umístěn ekonomizér jako poslední výměník, bylo třeba určit teplotu spalin na vstupu do ekonomizéru, zatímco ve druhé variantě bylo třeba nejprve vypočítat vstupní teplotu spalin do ohřívačku vzduchu, která zároveň odpovídala výstupní teplotě spalin z ekonomizéru umístěného před ohřívačkem vzduchu.

Parametry ohřívání vody byly v obou variantách stejné, ale rozměry ekonomizéru umístěného za ohřívačkem vzduchu jsou výrazně menší. Spaliny mají v tomto případě mnohem vyšší teploty a plocha potřebná pro ohřátí vody je tedy menší. V první variantě bylo nutné rozdělit ekonomizér na tři části, ve druhé na dvě. Z hlediska přestupu tepla je rovněž lepší varianta ekonomizéru umístěného za ohřívačkem vzduchu.

Nakonec byly vytvořeny v programu AutoCad Inventor modely obou navržených ohřívačků vody.



## Přehled použité literatury

- [1] HRDLIČKA, František. *Biomasa - zdroj obnovitelné energie: Biomass - the source of renewable energy*. V Praze: České vysoké učení technické, Fakulta strojní, 2003. ISBN 80-01-02830-5.
- [2] NOSKIEVIČ, Pavel. *Biomasa a její energetické využití*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. Phare. ISBN 80-7078-367-2.
- [3] KOLONIČNÝ, Jan: Emise při spalování biomasy. *Biom.cz* [online]. 2010-06-07 [cit. 2018-11-24]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/emise-pri-spalovani-biomasy-2>>. ISSN: 1801-2655.
- [4] STUPAVSKÝ, Vladimír, HOLÝ, Tomáš: Brikety z biomasy - dřevěné, rostlinné, směsné brikety. *Biom.cz* [online]. 2010-01-01 [cit. 2019-01-31]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/brikety-z-biomasy-drevene-rostlinne-smesne-brikety>>. ISSN: 1801-2655.
- [5] STUPAVSKÝ, Vladimír: Pelety z biomasy - dřevěné, rostlinné, kůrové pelety. *Biom.cz* [online]. 2010-01-01 [cit. 2019-01-31]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/pelety-z-biomasy-drevene-rostlinne-kurove-pelety>>. ISSN: 1801-2655.
- [6] Jaký je rozdíl mezi dřevěnou briketou a peletou?. *E-on* [online]. [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.eon.cz/radce/uspora-energie/jak-na-usporne-vytapeni/jaky-je-rozdil-mezi-drevenou-briketou-a-peletou>
- [7] KOTT, Jiří. Výroba pelet z biomasy – technické a ekonomické aspekty. *Česká Peleta* [online]. 2019 [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.ceska-peleta.cz/zpravy-z-tisku/vyroba-pelet-z-biomasy-technicke-a-ekonomicke-aspekty/>
- [8] Brikety. In: *Pixabay GmbH* [online]. Germany, 2019 [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: <https://pixabay.com/cs/photos/brikety-pelety-d%C5%99evo-palivov%C3%A9-d%C5%99%C3%ADv%C3%AD-432098/>
- [9] STUPAVSKÝ, Vladimír. O vytápění biomasou od A až do Z. In: *Tzbinfo* [online]. 2019 [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/peletky/8814-o-vytapeni-biomasou-od-a-az-do-z>

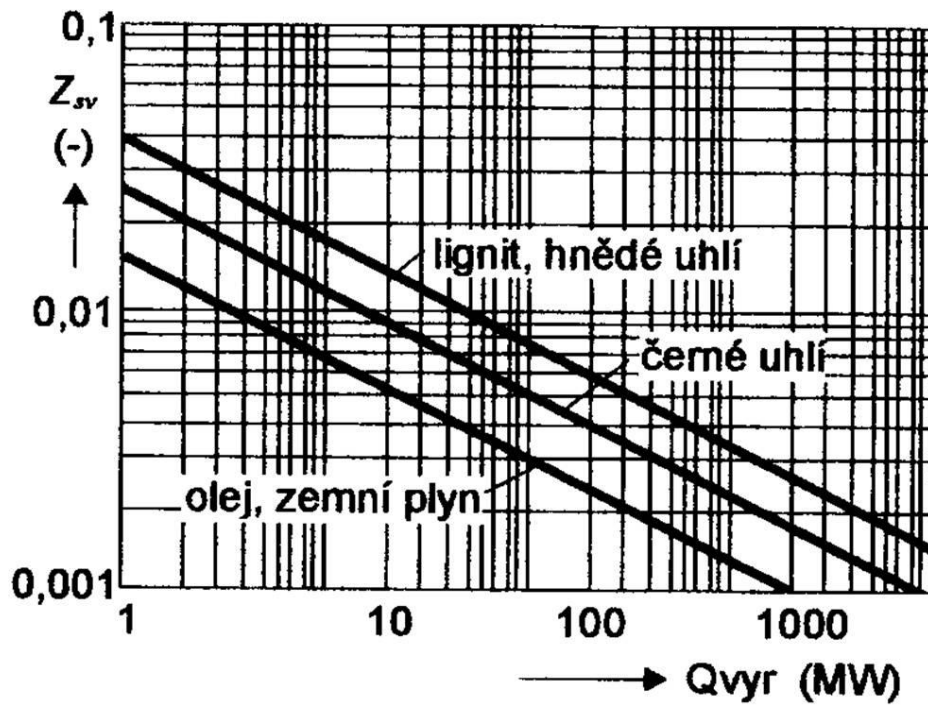
- [10] POHOŘELÝ, Michael, JEREMIÁŠ, Michal: Zplyňování biomasy – možnosti uplatnění . (kolektiv autorů), Výsledky výzkumu, vývoje a inovací pro obnovitelné zdroje energie (OZE 2010)
- [11] JIŘÍ, Studeník a Svitavský MICHAL. Energie větru, vody, biomasy. *Publi.cz* [online]. 2016 [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/90/17.html>
- [12] Emisní třídy rozhodují, které kotle zůstanou na trhu. Česká peleta [online]. Dobřichovice: Česká peleta, z.s.p.o., 2019 [cit. 2019-02-05]. Dostupné z: <https://www.ceska-peleta.cz/tiskove-zpravy/emisni-tridy-rozhoduji-ktere-kotle-zustanou-na-trhu/>
- [13] TOMAN, Zdeněk: Mechanismus a podmínky dokonalého spalování biomasy. *Biom.cz* [online]. 2011-02-07 [cit. 2019-04-30]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/mechanismus-a-podminky-dokonaleho-spalovani-biomasy>>. ISSN: 1801-2655.
- [14] HORÁK, Jiří. O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích. *Tzbinfo* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015, 21.5.2012 [cit. 2019-04-30]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/15865-jake-parametry-musi-splnit-kotle-na-tuha-paliva>
- [15] Polychlorované dibenzodioxiny a dibenzofurany. Irz [online]. Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2007 [cit. 2019-02-05]. Dostupné z: [https://www.irz.cz/dokumenty/irz/metody\\_mereni/voda/polychlorovane\\_dibenzodioxiny\\_a\\_dibenzofurany.pdf](https://www.irz.cz/dokumenty/irz/metody_mereni/voda/polychlorovane_dibenzodioxiny_a_dibenzofurany.pdf)
- [16] VÁŇA, Jaroslav: Spalování biomasy s ohledem na životní prostředí a zdraví lidí. *Biom.cz* [online]. 2003-01-07 [cit. 2019-02-05]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/spalovani-biomasy-s-ohledem-na-zivotni-prostredi-a-zdravi-lidi>>. ISSN: 1801-2655.
- [17] HAVEL, Ing. Milan. Polycyklické aromatické uhlovodíky. Arnika [online]. Dělnická 13, Praha 7, 2014 [cit. 2019-02-09]. Dostupné z: <https://arnika.org/polycyklicke-aromaticke-uhlovodiky-pahs>
- [18] Polychlorované bifenyly (PCB). Irz [online]. Praha: Ministerstvo životního prostředí, [2012] [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: [https://www.irz.cz/repository/latky/polychlorovane\\_bifenyly.pdf](https://www.irz.cz/repository/latky/polychlorovane_bifenyly.pdf)

- [19] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [20] UNIMAT Teplovodní kotel UT-L. In: Bosch-industrial [online]. Gunzenhausen: Bosch, 2018 [cit. 2018-10-27]. Dostupné z: <https://www.bosch-industrial.com/cz/stranka-produkty/horkovodny-kotle/utl.html>
- [21] UNIVERSAL Parní kotel U-ND, U-HD. In: Bosch-industrial [online]. Gunzenhausen: Bosch, 2018 [cit. 2018-10-27]. Dostupné z: <https://www.bosch-industrial.com/cz/stranka-produkty/parny-kotle/und-uhd.html>
- [22] HORÁK, Jiří a Petr KUBESA. O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích. *Tzbinfo* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012, 21.5.2012 [cit. 2019-04-30]. ISSN 1801-4399. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/8618-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-1>
- [23] JELEMENSKÝ, Ľudovít, GAŠPAROVIČ, Lukáš, MARKOŠ, Josef: Energetické využitie rastlinnej biomasy 2 – Termické procesy. *Biom.cz* [online]. 2013-05-20 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z WWW: <<https://biom.cz/cz/odborne-clanky/energeticke-vyuzitie-rastlinnej-biomasy-2-termicke-procesy>>. ISSN: 1801-2655.
- [24] Dřevní štěpka. In: *Depositphotos Inc* [online]. USA, 2019 [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: <https://cz.depositphotos.com/22248009/stock-photo-wood-chip-background.html>

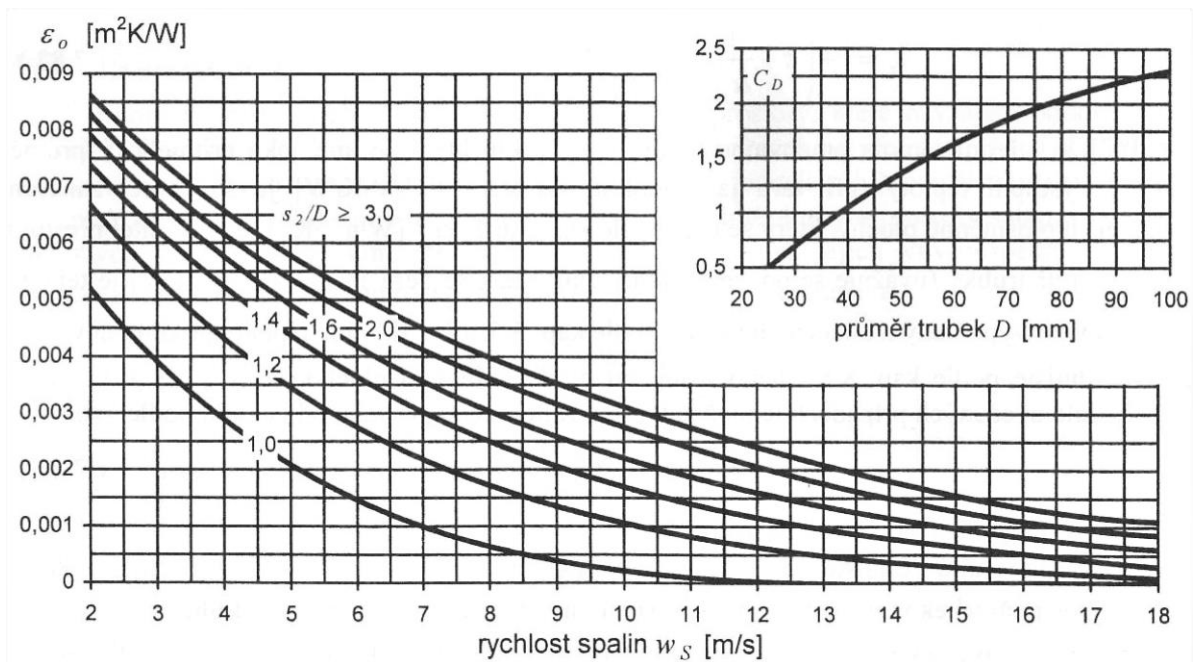
## Seznam příloh

Příloha č. 1	Diagram ztráty sáláním
Příloha č. 2	Diagram součinitele zanesení výhřevné plochy
Příloha č. 3	I-t diagram spalin
Příloha č. 4	Normogram pro určení součinitele křížového zapojení
Příloha č. 5	Ohřívaček vody varianta 1
Příloha č. 6	Ohřívaček vody varianta 2

Příloha č. 1

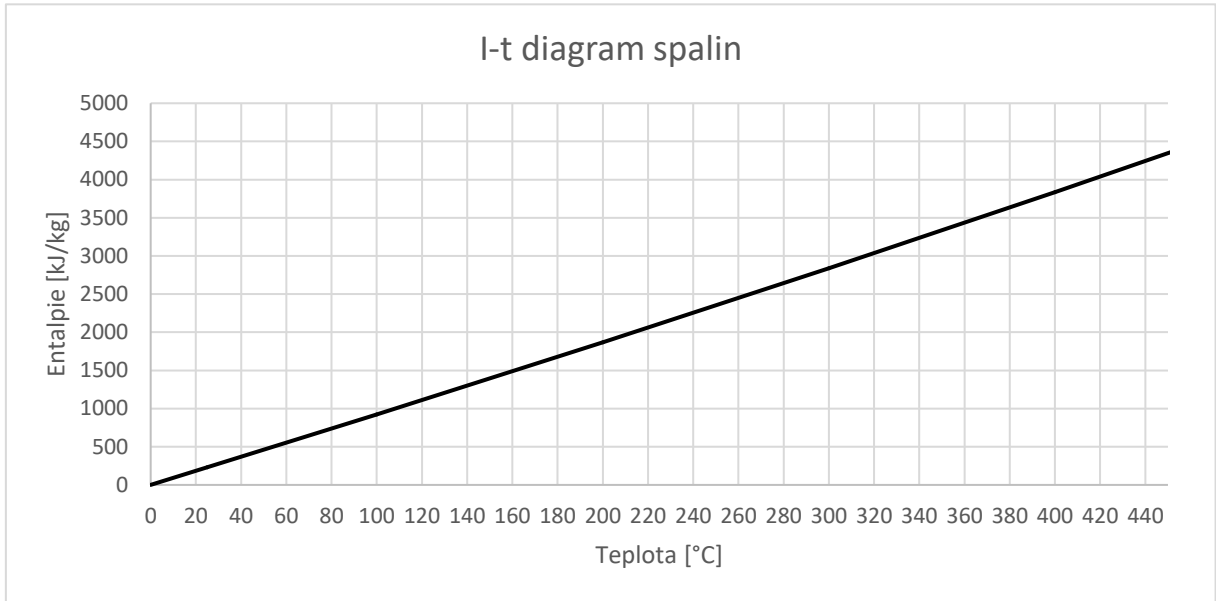


Příloha č. 2

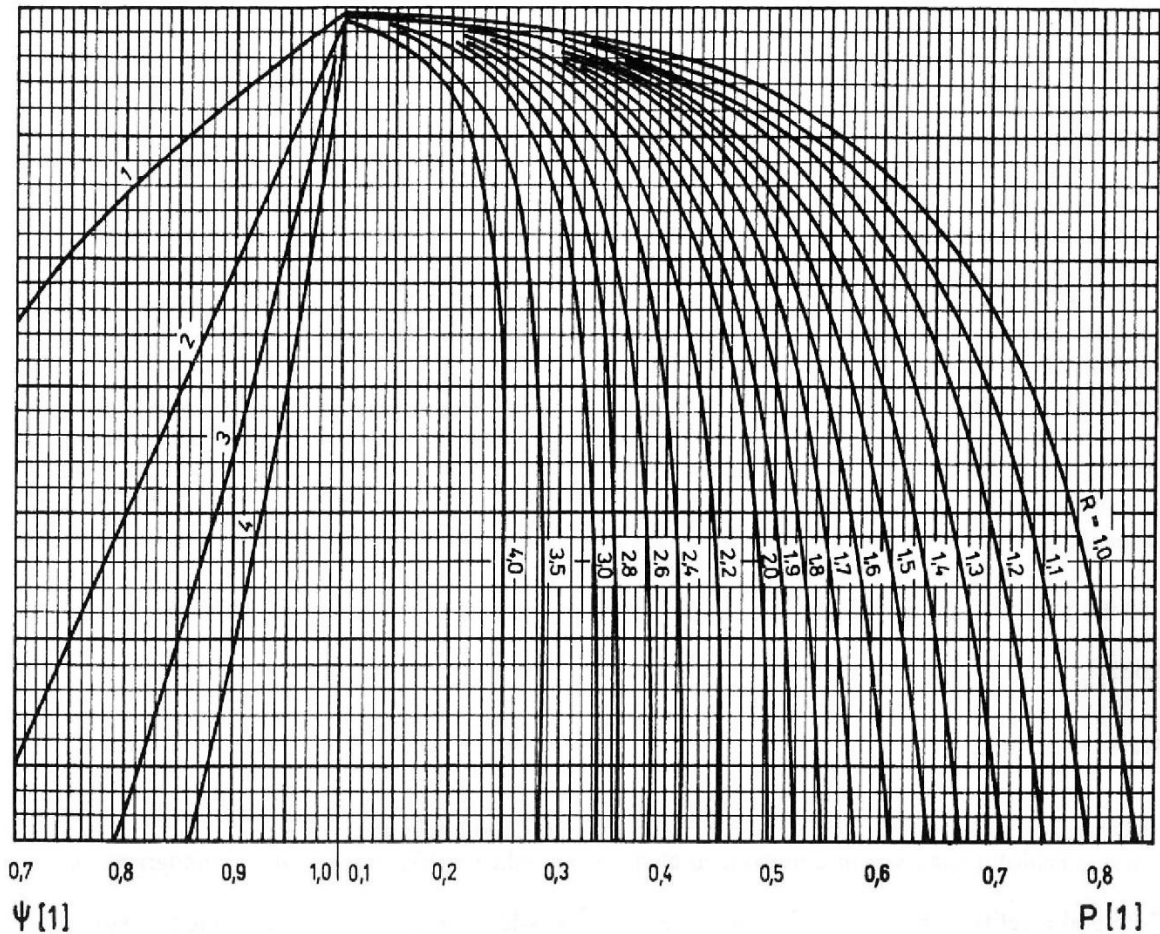




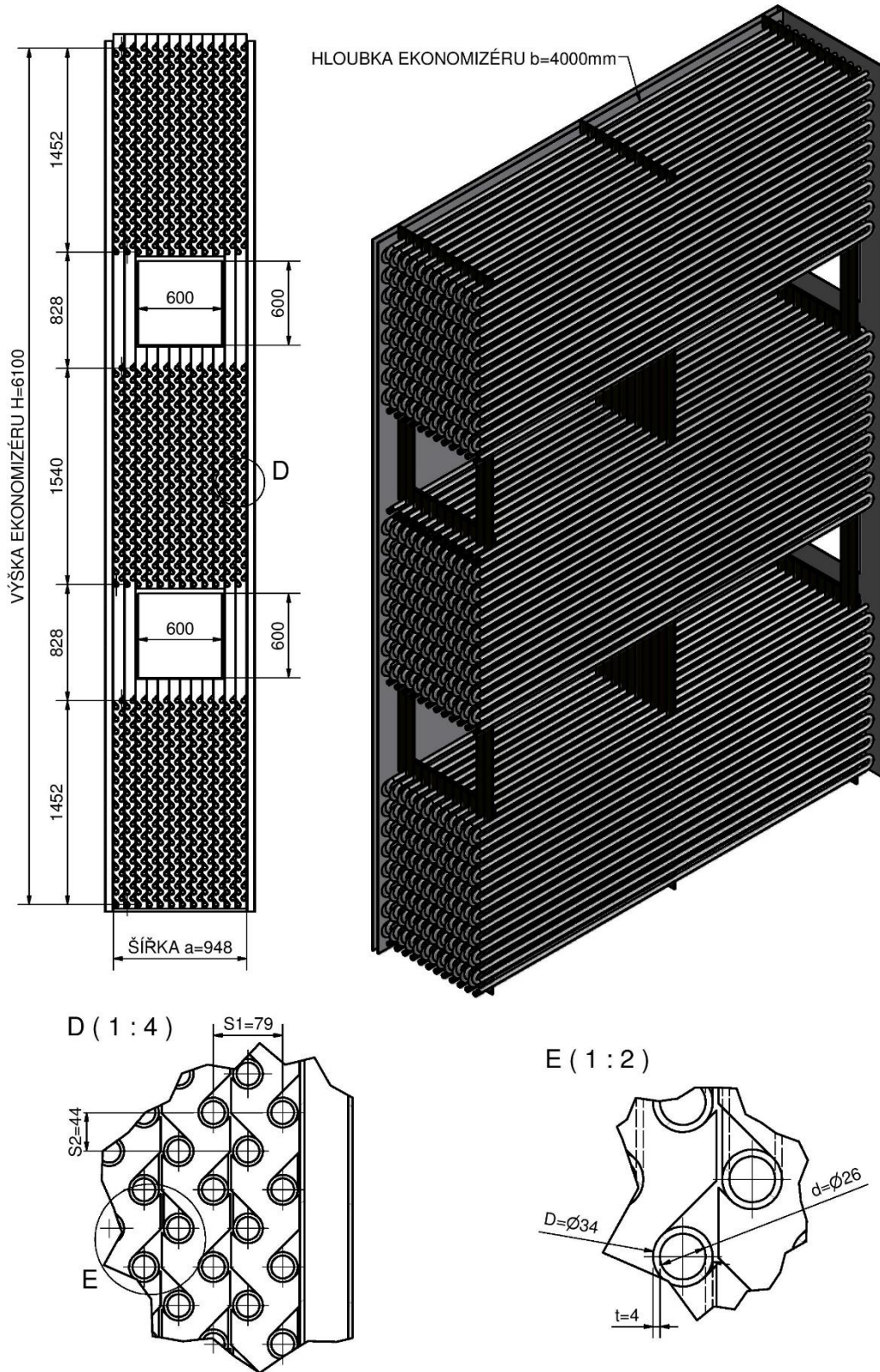
Příloha č. 3



Příloha č. 4



Příloha č. 5





Příloha č. 6

