



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH MLÝNSKÉHO OKRUHU KOTLE PK 4S V TEPLÁRNĚ KOŠICE

THE PROPOSAL OF COAL MILL SYSTEM FOR BOILER PK 4S

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN KUBÍNEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Kubínek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Návrh mlýnského okruhu kotle PK 4S v Teplárně Košice

v anglickém jazyce:

The Proposal of Coal Mill system for Boiler PK 4S

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh mlýnského okruhu pro kotel spalující černé uhlí při změně paliva a způsobu spalování;

parametry kotle 160 t / h, $p = 13,6$ MPa, $t = 540$ °C,

$t_{nv} = 170$ °C;

navrhněte: spalovací komoru

nejvhodnější řešení mlecího okruhu s hlediska NO_x,

velikost a počet mlýnů,

Proveďte porovnání tepelných bilancí mlecích okruhů a rešerši přepočtu melitelnosti uhlí z HGI na VTI;

Palivo: výhřevnost 11,4 MJ / kg, $W_r = 28,2$ %, $A_r = 28$ %, $S_r = 0,79$ %

Cíle diplomové práce:

Návrh moderního mlecího okruhu při změně spalování a paliva s ohledem na životní prostředí a minimální emise No_x

Seznam odborné literatury:

Budaj, F.: Parní kotle, tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně,

Černý, Teysler, Janeba: Parní kotle, technický průvodce, SNTL Praha 1998,

Basu, Kefa, Jestin: Boilers and Burners. Springer, New York, Berlin, Heidelberg, 2000

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 14.11.2014

L.S.

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

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

Abstrakt

Cílem této práce je návrh mlýnského okruhu a spalovací komory kotle PK 4S v Teplárně Košice při přechodu na nové palivo. Důraz je kladen na eliminaci vzniku NO_x . Výpočet je založen na požadovaných parametrech kotle a deklarovaných vlastnostech nového paliva. Navržený mlýnský okruh obsahuje tři kladkové mlýny pracující v uzavřeném okruhu s přímým foukáním. Jeden z mlýnů je záložní pro případ poruchy. Rozměry granulační spalovací komory jsou voleny s ohledem na použítá primární opatření snížení emisí NO_x tak, aby teplota na konci ohniště nepřesáhla povolené maximum 1200 °C.

Abstract

The aim of this thesis is the proposal of a coal mill system and a combustion chamber for the boiler PK 4S situated in Košice CHP station with regard to transition to the new fuel. This proposal is focused on the elimination of NO_x emissions. The calculation is based on required parameters of the boiler and declared characteristic of the new fuel. The proposal of the coal mill system includes three roller mills working in closed circuit with direct blowing. One of the mills serves as a reserve in case of failure. Dimensions of the dry bottom combustion chamber are proposed considering the applied primary measures to reduce NO_x emissions so that the temperature at the end of the furnace would not be higher than maximal allowed temperature 1200 °C.

Klíčová slova

Melitelnost uhlí, mlýnský okruh, kladkový mlýn, spalovací komora, primární opatření ke snížení emisí NO_x .

Keywords

Grindability of coal, coal mill system, roller mill, combustion chamber, primary measures of NO_x control.

Bibliografická citace

KUBÍNEK, M. *Návrh mlýnského okruhu kotle PK 4S v Teplárně Košice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 60 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma Návrh mlýnského okruhu kotle PK 4S v Teplárně Košice vypracoval samostatně. Vycházel jsem ze zdrojů uvedených v seznamu, odborných konzultací a vlastních znalostí.

V Brně 29. května 2015

.....
Podpis

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu doc. Ing. Zdeňkovi Skálovi, CSc. za odborné rady. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Kubátovi a panu Ing. Zemanovi z firmy PROVYKO za konzultace, užitečné rady a připomínky k mé práci. Také bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu během studia.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Melitelnost uhlí	12
2.1	VTI metoda.....	12
2.2	Hardgrovova metoda	13
2.3	Přepoččet součinitele melitelnosti k_{HGI} na součinitel k_{VTI}	14
3	Stechiometrie	16
3.1	Přepoččet paliva	16
3.2	Minimální objemy vzduchu a spalin	17
3.3	Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin.....	20
3.4	Entalpie vzduchu a spalin	22
4	Tepelná bilance kotle	25
4.1	Teplo přivedené do kotle	25
4.2	Ztráty a účinnost kotle	25
4.2.1	Ztráta mechanickým nedopalem	25
4.2.2	Ztráta citelným teplem tuhých zbytků.....	26
4.2.3	Ztráta chemickým nedopalem	26
4.2.4	Ztráta sdílením tepla do okolí.....	26
4.2.5	Ztráta citelným teplem spalin	26
4.3	Množství paliva	27
5	Návrh mlecího okruhu	28
5.1	Počet a velikost mlýnů.....	31
5.2	Měrná mlecí práce	33
5.3	Tepelná bilance mlýnice	34
5.3.1	Tepelná bilance nové mlýnice.....	34
5.3.2	Tepelná bilance stávající mlýnice	37
5.3.3	Porovnání stávající a nové mlýnice.....	39
5.4	Ventilace mlecího okruhu.....	40
5.5	Návrh práškového potrubí	40
6	Návrh spalovací komory	42
6.1	Návrh hořáků a rozdělení spalovacího vzduchu.....	42
6.1.1	Rozdělení spalovacího vzduchu	42
6.1.2	Návrh hořáků.....	43
6.2	Rozměry ohniště	46
6.3	Tepelný výpočet spalovací komory	49
6.3.1	Součinitel M.....	50

6.3.2	Boltzmannovo číslo.....	50
6.3.3	Stupeň černosti ohniště.....	51
6.3.4	Skutečná teplota spalin na konci ohniště.....	53
7	Závěr	54
8	Seznam použitých zdrojů	56
9	Seznam použitých symbolů a zkratek.....	57

1 Úvod

Rozvoj civilizace je úzce spojen s růstem spotřeby energie. Energetika tak zaujímá významné postavení v rámci hospodářství. Elektrická energie je v současné době stále nejvíce produkována v tepelných elektrárnách spalujících uhlí. Kvůli vysokým cenám jiných zdrojů energie jsou dosud často i teplárny a výtopny vybaveny kotli na uhlí. Spotřeba uhlí vzrostla mezi lety 2000 a 2012 o 60 %, čímž se tato surovina stala nejrychleji rostoucím primárním zdrojem energie [1]. S rostoucí úrovní kvality života jsou na energetiku kladeny kromě spolehlivosti dodávky energií i další požadavky. V posledních letech společnost začala důrazněji dbát na ochranu životního prostředí, proto se neustále snižují emisní limity znečišťujících látek, jako jsou například tuhé znečišťující látky nebo oxidy uhlíku, dusíku a síry.

Při návrhu nového zařízení je nutné dbát na požadavek nízkých emisí znečišťujících látek a přizpůsobit tomu danou technologii. Konkrétně u emisí NO_x rozlišujeme dvojí opatření pro jejich redukcí - primární a sekundární. Zatímco sekundární opatření se věnují odstraňování již vzniklých oxidů dusíku ze spalin, primární opatření mají eliminovat samotný vznik těchto oxidů. Primární opatření se tedy realizují vhodným návrhem mlecího okruhu a spalovací komory a především optimalizací spalování, tak aby bylo dosaženo co nejnižší produkce NO_x . Tato opatření jsou při novém návrhu kotle výrazně levnější než opatření sekundární, a proto se využívají přednostně.

Tato práce se zabývá přípravou paliva a spalovacím procesem kotle PK4S Teplárny Košice. Stávající výtavný kotel s bubnovou mlýnicí spaluje uhlí s nízkým podílem prchavé hořlaviny. Nové palivo s vysokým obsahem prchavé hořlaviny se má spalovat v granulačním ohništi. Cílem práce je navrhnout pro nové palivo řešení mlecího okruhu, spalování a spalovací komory s ohledem na požadovanou nízkou produkci emisí NO_x . V rámci návrhu mlecího okruhu je třeba stanovit počet a velikost mlýnů a uvést, jak se od sebe liší tepelné bilance nové a původní mlýnice. Tato práce se má také pokusit dát odpověď na otázku, zda existují relevantní vztahy pro přepočít součinitele melitelnosti k_{HGI} na součinitel k_{VTI} .

Hlavní parametry stávajícího výtavného kotle a nového granulačního kotle jsou shodné, jak je možné vidět v tabulce 1-1. Rozdílné jsou pouze charakteristiky obou paliv. Další parametry nového paliva jsou shrnuty v tabulce 3-1. Výpočty jsou provedeny na základě dostupné technické literatury převážně pomocí prostředí Microsoft Office Excel.

Tab. 1-1: Vybrané parametry kotle a stávajícího a nového paliva [2]

Parametr	Jednotka	Stávající	Nový
Jmenovitý tepelný výkon	MW		142
Jmenovitý parní výkon	t/h		210
Jmenovitá teplota přehřáté páry	°C		540 ± 8
Jmenovitý tlak přehřáté páry	MPa		13,64
Jmenovitá teplota napájecí vody z TZ	°C		230 ± 10
Jmenovitá teplota napájecí vody z SZ	°C		170
Účinnost kotle při jmenovitém výkonu	%	89	91
Výhřevnost paliva	MJ/kg	25–27	20,5–22,6
Obsah prchavé hořlaviny	%	8–15	40–45
Bod měknutí popele	°C	1000–1040	min. 1250
Součinitel melitelnosti	-	min. 1,4 (k_{VTI})	48–60 (k_{HGI})
Počáteční zrnitost paliva	mm	0–100	0–20

2 Melitelnost uhlí

Melitelnost uhlí je vlastnost, která vyjadřuje schopnost uhlí rozduřovat se na menší částice vlivem působení mechanické práce. Dobře melitelné uhlí je tedy příznivé vzhledem k nákladům na přípravu uhelného prášku pro granulační a výtavné spalovací komory. Množství spotřebované mechanické energie k rozemletí hmotnostní jednotky uhlí se nazývá měrná mlecí práce. Velikost měrné mlecí práce závisí nejen na melitelnosti uhlí, vysušení paliva, počátečním zrnění a jemnosti mletí, ale i na typu a velikosti mlýna. Z tohoto důvodu nelze určit absolutní hodnotu melitelnosti. V technické praxi se stanovuje součinitel melitelnosti, který porovnává melitelnost daného uhlí s melitelností zvoleného etalonu. Součinitel melitelnosti lze určit různými metodami, které se dělí do dvou následujících skupin:

- metody stálé jemnosti,
- metody stálé energie.

Metody stálé jemnosti jsou založeny na porovnávání potřebného množství energie k rozemletí zkoušeného uhlí a etalonu ze stejného počátečního stavu na stejnou jemnost. Tyto metody jsou velmi pracné, a proto se častěji používají metody stálé energie.

Metody stálé energie fungují na základě porovnávání přírůstků povrchů zkoušeného uhlí a etalonu v případě, že pro oba materiály je do mlýna přivedeno totožné množství energie dáno otáčkami za minutu a dobou mletí. Přírůstek povrchu se zjišťuje proséváním prachu na síť o dohodnuté velikosti ok. Mezi tyto metody patří např. metoda trubnatého mlýnku podle VTI, Hardgrova metoda kroužkového mlýnku nebo metoda tlukadlového mlýnku podle VÚK.

2.1 VTI metoda

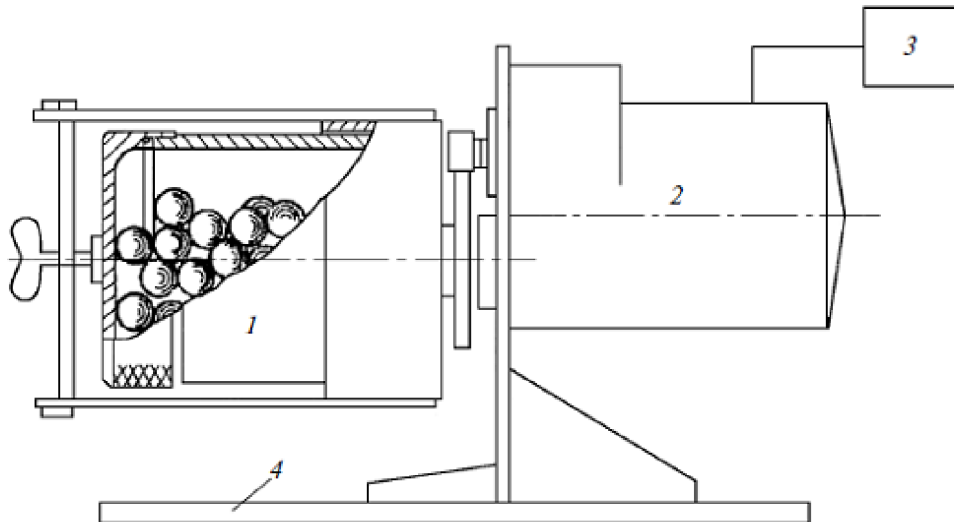
Jako etalon pro metodu trubnatého mlýnku podle VTI se používá antracitový prach z Doněcké pánve, pro který byl zvolen součinitel $k_{VTI} = 1$. Součinitel melitelnosti $k_{VTI} < 1$ mají hůře melitelná uhlí než zvolený etalon, lépe melitelná uhlí mají součinitel $k_{VTI} > 1$. Zkouška probíhá v mlýnku s porcelánovým bubnem (viz obrázek 2-1) a porcelánovými koulemi za daných parametrů:

- buben má průměr 270 mm a délku 210 mm,
- náplň se skládá z 6 kg koulí o průměru 35 mm a 2 kg koulí o průměru 15 mm,
- vzorek uhlí má hmotnost 500 g a počáteční zrnitost 2,36–3,33 mm,
- zkouška trvá 15 min při 41 ot/min.

Součinitel melitelnosti k_{VTI} je pak dán rovnicí (2.1).

$$k_{VTI} = 2 \cdot \left(\ln \frac{100}{z_{90}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.1)$$

Kde z_{90} je zbytek zkoušeného paliva na síť 90 μ m.



Obr. 2-1: Schéma trubnatého mlýnku pro zkoušku melitelnosti podle VTI, 1 - buben, 2 - elektromotor, 3 - řídicí jednotka, 4 - podstavec [3]

2.2 Hardgrova metoda

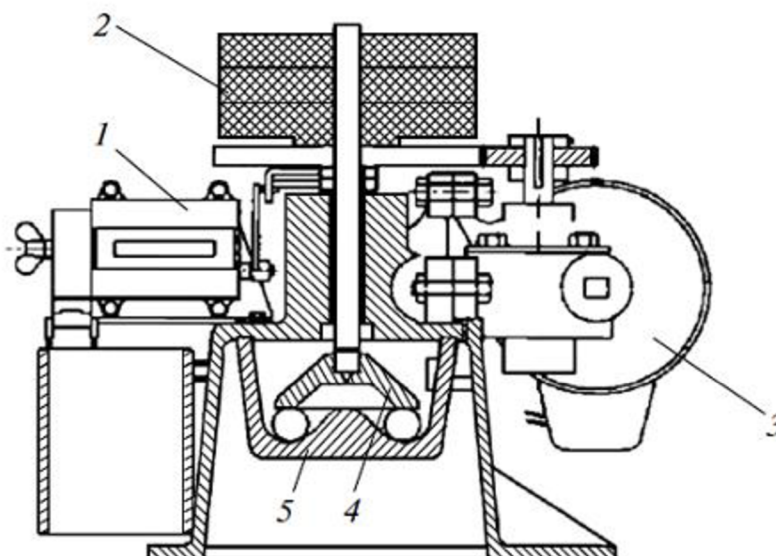
Etalonem pro tuto metodu je černé uhlí z dolu Somerset v USA, jehož zvolená hodnota součinitele melitelnosti Hardgrovou metodou je $k_{HGI} = 100$. Zkouška probíhá v kroužkovém mlýnku (obrázek 2-2) za následujících parametrů:

- mlýnek má 8 ocelových mlecích koulí o průměru 25,4 mm,
- přitlačná síla na koule je 290 N,
- vzorek uhlí má hmotnosti 50 g s počátečním zrněním 0,59–1,19 mm,
- mlýn má rychlost otáčení 21 ot/min a zkouška končí po 60 otáčkách.

Součinitel melitelnosti k_{HGI} je pak dán rovnicí (2.2).

$$k_{HGI} = 13 + 6,93 \cdot m_{74} \quad (2.2)$$

Kde m_{74} je hmotnost propadu zkoušeného paliva sítem s oky o velikosti 74 μm .



Obr. 2-2: Schéma kroužkového mlýnku pro zkoušku melitelnosti podle Hardgrova, 1 - počítadlo, 2 - zatížení, 3 - pohon, 4 - přítlačný kroužek, 5 - mlecí mísa [3]

2.3 Přepočít součinitele melitelnosti k_{HGI} na součinitel k_{VTI}

V praxi jsou některé výpočty týkající se mlecích okruhů odvozeny pro daný součinitel melitelnosti. Např. ve státech bývalého východního bloku se běžně používá ruská metoda VTI. V případě, kdy dodavatel uhlí uvádí melitelnost podle Hardgrova a chybí možnost dané palivo otestovat metodou VTI, je potřeba využít některého z korelačních vztahů.

Černý [4] uvádí pro přepočít k_{HGI} na k_{VTI} následující vztah.

$$k_{VTI} = 0,0034 \cdot k_{HGI}^{1,25} + 0,61 \quad (2.3)$$

Obrađović [5] ve své práci uvádí přepočít podle rovnice (2.4).

$$k_{VTI} = 0,0121 \cdot k_{HGI} + 0,4724 \quad (2.4)$$

Miroshnichenko [3] pracuje se vztahem (2.5)¹.

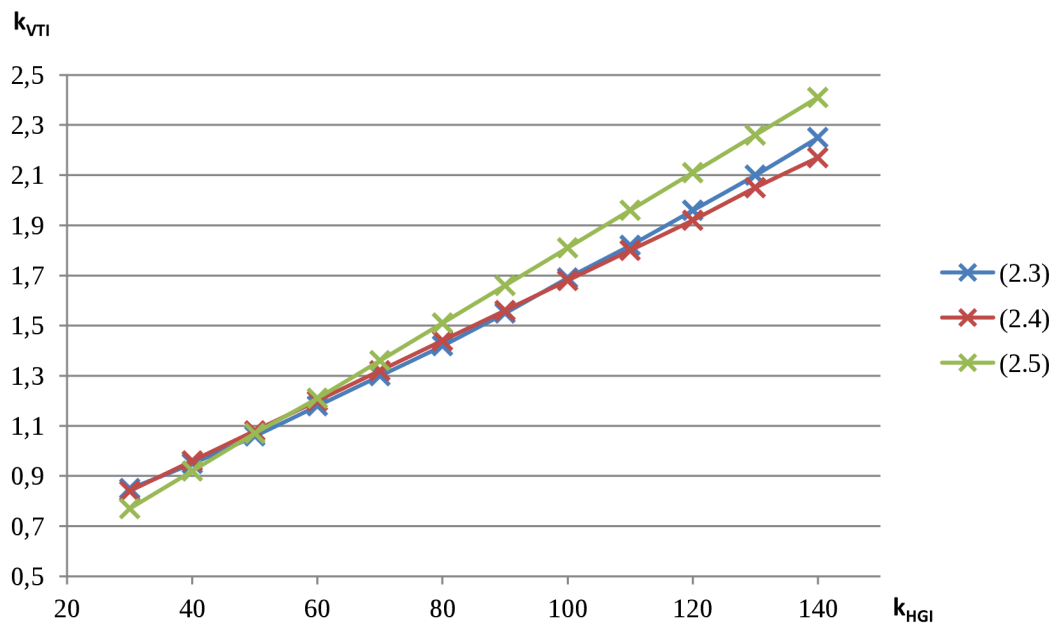
$$k_{VTI} = 0,0149 \cdot k_{HGI} + 0,32 \quad (2.5)$$

V následující tabulce 2-1 a grafu 2-1 je pro názornost ukázáno, jak se od sebe liší hodnoty k_{VTI} vypočítané podle jednotlivých vztahů.

Tab. 2-1: Porovnání hodnot k_{VTI} z různých korelačních rovnic

Rovnice	kHGI											
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
-	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
(2.3)	0,85	0,95	1,06	1,18	1,3	1,42	1,55	1,69	1,82	1,96	2,1	2,25
(2.4)	0,84	0,96	1,08	1,2	1,32	1,44	1,56	1,68	1,8	1,92	2,05	2,17
(2.5)	0,77	0,92	1,07	1,21	1,36	1,51	1,66	1,81	1,96	2,11	2,26	2,41

¹ Tento vztah mezi k_{HGI} a k_{VTI} vychází ze zkoušky metodou VTI s pozmeněnými parametry, než které jsou uvedeny v kapitole 2.1.



Graf 2-1: Závislost k_{VTI} na k_{HGI} pro různé korelační vztahy

Součinitel melitelnosti k_{HGI} závisí na mnoha parametrech uhlí, jako jsou vlhkost, obsah popele, obsah prchavé hořlaviny, prvkové složení či stupeň oxidace. Závislost těchto parametrů na k_{HGI} je komplexní. Jakým způsobem jednotlivé veličiny ovlivňují součinitel melitelnosti závisí na typu uhlí a oblasti, ze které dané uhlí pochází [3]. Ve své práci [5] Obradović zmiňuje závěry Novakoviće, který uvádí, že korelační vztahy ve skutečnosti nejsou plošně platné. Podle jeho závěrů lze pro uhlí s koeficientem $k_{VTI} = 1,95$ nalézt uhlí se součinitelem melitelnosti k_{HGI} v rozmezí od 80,6 do 130,6. Naopak uhlí s melitelností $k_{HGI} = 90$ může odpovídat uhlí se součinitelem melitelnosti $k_{VTI} = 1,32-1,9$.

3 Stechiometrie

Vypočtené hodnoty objemů a entalpií jsou vztaženy na 1 kg spáleného pevného paliva nebo na 1 m³ plynného suchého paliva. Objemy jsou vztaženy na normální fyzikální podmínky, tzn. 0 °C a 101,325 kPa. Všechny použité vzorce jsou odvozeny pro dokonalé spalování. Reálné hodnoty při malém chemickém a mechanickém nedopalu se pak od těch výpočtových liší v řádu desetin procent. Takový rozdíl je především pro návrh nového zařízení zanedbatelný, proto lze dané vzorce použít pro většinu technických výpočtů [6].

3.1 Přepočet paliva

Stechiometrické rovnice operují s parametry uhlí vyjadřujícími hrubý vzorek, tj. surový stav, ve kterém je palivo dodáváno spotřebiteli. Z toho důvodu je nutné nejprve zadaná hmotnostní procenta složek uhlí přepočítat na tento stav paliva. V tabulce 3-1 jsou zadané parametry uhlí, které se bude v kotli PK 4S spalovat. Dodávané palivo nebude zcela homogenní, ale hodnoty jeho vlastností budou v určitém intervalu. Proto se v tabulce vyskytují kategorie nejlepšího a nejhoršího možného paliva.

Tab. 3-1: Zadané parametry dodávaného uhlí [2]

Parametr	Značka	Jednotka	Nejlepší palivo	Nejhorší palivo
Výhřevnost	Q_i^r	kJ/kg	22600	20500
Obsah vody v hrubém vzorku	W^r	%	12	15
Obsah popela v sušině	A^d	%	11	22
Obsah uhlíku v hořlavině	C^{daf}	%	79,13	77,9
Obsah vodíku v hořlavině	H^{daf}	%	5,7	5,01
Obsah kyslíku v hořlavině	O^{daf}	%	13,53	14,03
Obsah síry v hořlavině	S^{daf}	%	0,23	0,56
Obsah dusíku v hořlavině	N^{daf}	%	1,41	2,5

Přepočet obsahu popela v sušině na stav hrubého vzorku se vyhotoví podle rovnice (3.1). Obsah uhlíku v hrubém vzorku se určí z rovnice (3.2). Ostatní přepočty složek hořlaviny se stanoví obdobně jako přepočet uhlíku v rovnici (3.2) s tím rozdílem, že se dosadí hodnoty pro příslušný prvek. Výpočet je nejprve proveden pro nejlepší možné palivo.

$$A^r = A^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} \quad (3.1)$$

$$A^r = 11 \cdot \frac{100 - 12}{100} = 9,68 \%$$

$$C^r = C^{daf} \cdot \frac{100 - W^r - A^r}{100} \quad (3.2)$$

$$C^r = 79,13 \cdot \frac{100 - 12 - 9,68}{100} = 61,98 \%$$

$$H^r = 5,7 \cdot \frac{100 - 12 - 9,68}{100} = 4,46 \%$$

$$O^r = 13,53 \cdot \frac{100 - 12 - 9,68}{100} = 10,6 \%$$

$$S^r = 0,23 \cdot \frac{100 - 12 - 9,68}{100} = 0,18 \%$$

$$N^r = 1,41 \cdot \frac{100 - 12 - 9,68}{100} = 1,1 \%$$

Všechny přepočtené parametry pro nejhorší možné palivo jsou shrnuty v tabulce 3-2.

Tab. 3-2: Parametry uhlí v hrubém vzorku pro nejhorší možné palivo

Parametr	Značka	Jednotka	Hodnota
Obsah vody v hrubém vzorku	W^r	%	15
Obsah popela v hrubém vzorku	A^r	%	18,7
Obsah uhlíku v hrubém vzorku	C^r	%	51,65
Obsah vodíku v hrubém vzorku	H^r	%	3,32
Obsah kyslíku v hrubém vzorku	O^r	%	9,3
Obsah síry v hrubém vzorku	S^r	%	0,37
Obsah dusíku v hrubém vzorku	N^r	%	1,66

3.2 Minimální objemy vzduchu a spalin

V následujících kapitolách 3.2, 3.3 a 3.4 jsou dosazovány do vzorců jen hodnoty pro nejlepší možné dodávané palivo. Výsledky pro druhý extrém, tedy nejhorší možné palivo, jsou shrnuty až na závěr každé kapitoly v tabulce.

Minimální množství kyslíku nutné pro spálení 1 kg paliva se stanoví z rovnice (3.3). V tomto vztahu se vyskytuje předpoklad, že obsah kyslíku v hořlavině se po uvolnění zapojí do spalování, tudíž je možné o toto množství snížit přívod kyslíku ze vzduchu.

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (3.3)$$

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{61,98}{12,01} + \frac{4,46}{4,032} + \frac{0,18}{32,06} - \frac{10,6}{32} \right) = 1,3302 \frac{Nm^3}{kg}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva vychází ze známého objemového složení vzduchu.

$$O_{VZmin}^s = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} \quad (3.4)$$

$$O_{VZmin}^s = \frac{100}{21} \cdot 1,3302 = 6,3343 \frac{Nm^3}{kg}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu se určí podle rovnice (3.5) následovně:

$$O_{VZmin} = f \cdot O_{VZmin}^s \quad (3.5)$$

$$O_{VZmin} = 1,016 \cdot 6,3343 = 6,4356 \frac{Nm^3}{kg}$$

Kde f je součinitel vyjadřující poměrné zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry. Tento součinitel se pro běžné klimatické podmínky ve střední Evropě volí $f = 1,016$ [6], ale je možné ho pro konkrétní podmínky vypočítat přesně, viz [7].

Minimální množství suchých spalin, které vznikne dokonalým spálením 1 kg paliva při minimálním množství vzduchu, se stanoví dle vztahu (3.6).

$$O_{SPmin}^s = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (3.6)$$

$$O_{SPmin}^s = 1,1507 + 0,0012 + 4,9527 + 0,0583 = 6,1629 \frac{Nm^3}{kg}$$

Kde O_{CO_2} , O_{SO_2} , O_{N_2} a O_{Ar} jsou objemy jednotlivých složek spalin, které se určí z následujících rovnic (3.7), (3.8), (3.9) a (3.10).

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZmin}^s \quad (3.7)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{61,98}{12,01} + 0,0003 \cdot 6,3343 = 1,1507 \frac{Nm^3}{kg}$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} \quad (3.8)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,18}{32,06} = 0,0012 \frac{Nm^3}{kg}$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZmin}^s \quad (3.9)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{1,1}{28,016} + 0,7805 \cdot 6,3343 = 4,9527 \frac{Nm^3}{kg}$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZmin}^s \quad (3.10)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 6,3343 = 0,0583 \frac{Nm^3}{kg}$$

Minimální objem vodní páry ve spalinách je dán odpařenou vlhkostí paliva, vlhkostí vzduchu a množstvím vodíku v palivu. Vypočte se podle rovnice (3.11).

$$O_{H_2Omin} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{VZmin}^s \quad (3.11)$$

$$O_{H_2Omin} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{4,46}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{12}{18,016} + (1,016 - 1) \cdot 6,3343 = 0,7461 \frac{Nm^3}{kg}$$

Minimální objem vlhkých spalin je součet minimálního množství suchých spalin a minimálního objemu vodní páry ve spalinách.

$$O_{SPmin} = O_{SPmin}^s + O_{H_2Omin} \quad (3.12)$$

$$O_{SPmin} = 6,1629 + 0,7461 = 6,909 \frac{Nm^3}{kg}$$

V následující tabulce 3-3 jsou zaznamenány hodnoty vztahující se k palivu o nejhorších možných parametrech.

Tab. 3-3: Minimální množství vzduchu a spalin pro nejhorší možné parametry paliva

Parametr	Jednotka	Hodnota
O_{02min}	Nm^3/kg	1,0848
O^s_{VZmin}	Nm^3/kg	5,1657
O_{VZmin}	Nm^3/kg	5,2484
O_{CO2}	Nm^3/kg	0,9589
O_{SO2}	Nm^3/kg	0,0025
O_{N2}	Nm^3/kg	4,0451
O_{Ar}	Nm^3/kg	0,0475
O^s_{SPmin}	Nm^3/kg	5,0540
O_{H2Omin}	Nm^3/kg	0,6381
O_{SPmin}	Nm^3/kg	5,6921

Pro zapalování a stabilizaci hoření se bude používat zemní plyn, jehož složení je uvedeno v tabulce 3-4.

Tab. 3-4: Složení zemního plynu [2]

Název	Značka	Jednotka	Hodnota
Výhřevnost	Q_i^r	kJ/Nm^3	33500
Metan	CH_4	%	95–98
Etan	C_2H_6	%	1–1,8
Propan	C_3H_8	%	0,3–0,6
Butan	C_4H_{10}	%	0,5–0,8
Dusík	N_2	%	0,8–1

Vzhledem k neměnné hodnotě výhřevnosti dodávaného zemního plynu je pro zjednodušení počítáno se středními hodnotami z výše uvedené tabulky.

Minimální množství kyslíku při dokonalém spálení $1 m^3$ suchého plynu se určí z rovnice (3.13).

$$O_{O_2min_ZP} = 0,5 \cdot \frac{CO + H_2}{100} + 1,5 \cdot \frac{H_2S}{100} + \sum \left(\left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{C_x H_y}{100} \right) - \frac{O_2}{100} \quad (3.13)$$

$$O_{O_2min_ZP} = \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{96,5}{100} + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{1,4}{100} + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,45}{100} + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,75}{100} = 2,0503 \frac{Nm^3}{m^3}$$

Minimální množství suchého a vlhkého vzduchu se určí analogicky jako u tuhých paliv podle vzorců (3.4) a (3.5).

$$O_{VZmin_ZP}^s = \frac{100}{21} \cdot 2,0503 = 9,7633 \frac{Nm^3}{m^3}$$

$$O_{VZmin_ZP} = 1,016 \cdot 9,7633 = 9,9195 \frac{Nm^3}{m^3}$$

V rovnici (3.14) je vyjádřen vztah pro výpočet objemu oxidu uhličitého ve spalinách.

$$O_{CO_2_ZP} = 0,01 \cdot (CO + CO_2 + \sum (x \cdot C_x H_y) + 0,03 \cdot O_{VZmin}^s) \quad (3.14)$$

$$O_{CO_2_ZP} = 0,01 \cdot (1 \cdot 96,5 + 2 \cdot 1,4 + 3 \cdot 0,45 + 4 \cdot 0,75 + 0,03 \cdot 9,7633) = 1,0394 \frac{Nm^3}{m^3}$$

Objem dusíku ve spalínách se vyjádří následujícím vztahem (3.15).

$$O_{N_2_ZP} = 0,01 \cdot (N_2 + 78,05 \cdot O_{VZmin}^s) \quad (3.15)$$

$$O_{N_2_ZP} = 0,01 \cdot (0,9 + 78,05 \cdot 9,7633) = 7,6293 \frac{Nm^3}{m^3}$$

Objem argonu ve spalínách je závislý na minimálním množství suchého vzduchu a je vyjádřen rovnicí (3.10).

$$O_{Ar_ZP} = 0,0092 \cdot 9,7633 = 0,0898 \frac{Nm^3}{m^3}$$

Podle rovnice (3.6) se **minimální objem suchých spalín** určí jako součet objemů jednotlivých složek spalín.

$$O_{SPmin_ZP}^s = 1,0394 + 0 + 7,6293 + 0,0898 = 8,7585 \frac{Nm^3}{m^3}$$

Minimální objem vodní páry ve spalínách se stanoví ze vztahu (3.16). Kdyby se spaloval vlhký plyn, byl by tento vztah rozšířen o faktor zohledňující tuto vlhkost, viz [7].

$$O_{H_2Omin_ZP} = 0,01 \cdot \left(\sum \left(\frac{y}{2} \cdot C_x H_y \right) + H_2 + H_2S \right) + (f - 1) \cdot O_{VZmin}^s \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} O_{H_2Omin_ZP} &= 0,01 \cdot \left(\frac{4}{2} \cdot 96,5 + \frac{6}{2} \cdot 1,4 + \frac{8}{2} \cdot 0,45 + \frac{10}{2} \cdot 0,75 \right) + (1,016 - 1) \cdot 9,7633 \\ &= 2,1837 \frac{Nm^3}{m^3} \end{aligned}$$

Minimální množství vlhkých spalín je obdobně jako pro pevné palivo dáno rovnicí (3.12).

$$O_{SPmin_ZP} = 8,7585 + 2,1837 = 10,9422 \frac{Nm^3}{m^3}$$

3.3 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalín

V reálných podmínkách nikdy nedojde k úplnému promísení paliva a spalovacího vzduchu. Při stechiometrickém objemu vzduchu tedy dochází k nedokonalému spalování a tím nevyužití potenciálu paliva. Proto se do spalovací komory kotle přivádí větší množství vzduchu. Mírou tohoto zvětšení je součinitel přebytku vzduchu. Budaj [7] uvádí pro kombinaci granulárního ohniště, použitého uhlí s obsahem prchavé hořlaviny větším než 20 % a uzavřeného mlecího okruhu s přímým foukáním hodnoty přebytku vzduchu na konci ohniště α_0 od 1,20 do 1,27. Vzhledem k cíli dosáhnout co nejmenších emisí NO_x , je volena co nejnižší hodnota součinitele α_0 [8], tedy 1,20. Součinitel přebytku vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu β se vypočte podle rovnice (3.17).

$$\beta = \alpha_0 - \Delta\alpha_0 - \Delta\alpha_{ml} \quad (3.17)$$

$$\beta = 1,20 - 0,02 - 0 = 1,18$$

Kde $\Delta\alpha_0$ je zvětšení přebytku vzduchu vlivem netěsnosti ohniště, pro membránovou stěnu se volí $\Delta\alpha_0 = 0,02$ [7],

$\Delta\alpha_{ml}$ je zvětšení přebytku vzduchu vlivem přisávání v mlýnici, zde je volen středněběžný mlýn pracující v přetlakovém režimu, proto je $\Delta\alpha_{ml} = 0$.

Skutečné množství ohřivaného vzduchu s přebytkem β se určí ze vzorce (3.18).

$$O_{VZ} = \beta \cdot O_{VZmin} \quad (3.18)$$

$$O_{VZ} = 1,18 \cdot 6,4356 = 7,594 \frac{Nm^3}{kg}$$

Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu se stanoví následovně.

$$O_{SP} = O_{SPmin} + (\alpha_0 - 1) \cdot O_{VZmin} \quad (3.19)$$

$$O_{SP} = 6,909 + (1,2 - 1) \cdot 6,4356 = 8,1961 \frac{Nm^3}{kg}$$

Skutečná množství spalin a ohřivaného vzduchu pro méně kvalitní palivo jsou uvedena v tabulce 3-5.

Tab. 3-5: Skutečná množství spalin a ohřivaného vzduchu pro nejhorší možné palivo

Parametr	Jednotka	Hodnota
O_{VZ}	Nm^3/kg	6,1931
O_{SP}	Nm^3/kg	6,7418

Skutečná množství vzduchu a spalin při spalování zemního plynu se stanoví obdobně pomocí rovnic (3.18) a (3.19). Rozdíl je v součiniteli přebytku vzduchu. Součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště při spalování zemního plynu je volen $\alpha_{0_ZP} = 1,05$ [7].

$$O_{VZ_ZP} = 1,03 \cdot 9,9195 = 10,2171 \frac{Nm^3}{m^3}$$

$$O_{SP_ZP} = 10,9422 + (1,05 - 1) \cdot 9,9195 = 11,4382 \frac{Nm^3}{m^3}$$

Pro tepelný výpočet spalovací komory je vhodné si připravit hodnoty pro objemovou část tříatomových plynů ve spalinách r_{SP} (3.20) a koncentraci popílku ve spalinách μ (3.23).

$$r_{SP} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} + r_{H_2O} \quad (3.20)$$

$$r_{SP} = \frac{0,0012 + 1,1507}{8,1961} + 0,0935 = 0,234$$

Kde r_{H_2O} je objemová část vodní páry ve spalinách vypočítaná podle (3.21).

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} \quad (3.21)$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,7664}{8,1961} = 0,0935$$

Kde O_{H_2O} vyjadřuje skutečné množství vodní páry ve spalínách. Tato hodnota se určí rovnicí (3.22).

$$O_{H_2O} = O_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\alpha_0 - 1) \cdot O_{VZmin}^S \quad (3.22)$$

$$O_{H_2O} = 0,7461 + (1,016 - 1) \cdot (1,2 - 1) \cdot 6,3343 = 0,7664 \frac{Nm^3}{kg}$$

Koncentrace popílku ve spalínách závisí na množství popelovin v palivu, objemu spalín a parametru vyjadřujícím procento úletu popela pro daný typ spalovací komory.

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{X_{\dot{u}}}{100} \quad (3.23)$$

$$\mu = \frac{10 \cdot 9,68}{8,1961} \cdot \frac{87}{100} = 10,2751 \frac{g}{Nm^3}$$

Kde $X_{\dot{u}}$ je procento popela v úletu, pro granulační ohniště voleno $X_{\dot{u}} = 87\%$ [7].

Výsledky stejných výpočtů pro nejhorší možné palivo jsou v tabulce 3-6.

Tab. 3-6: Objemová část tříatomových plynů, objemová část vodní páry a koncentrace popílku ve spalínách pro nejhorší možné palivo

Parametr	Jednotka	Hodnota
r_{SP}	-	0,2397
r_{H_2O}	-	0,0971
μ	g/Nm^3	24,1316

3.4 Entalpie vzduchu a spalín

Entalpii vzduchu a spalín je nutné znát pro další tepelný výpočet mlýnice a kotle. Vychází se při tom ze známých hodnot entalpií složek spalín pro různé teploty a známých hodnot měrné tepelné kapacity c_p pro vlhký vzduch s obsahem vody $d = 0,01 \text{ kg/kg}^S_{VZ}$ ($f = 1,016$). Tyto hodnoty jsou shrnuty v tabulce 3-7.

Tab. 3-7: Entalpie složek spalín a měrná tepelná kapacita vzduchu

t °C	i_{O_2} kJ/m ³	i_{CO_2} kJ/m ³	i_{N_2} kJ/m ³	i_{H_2O} kJ/m ³	i_{SO_2} kJ/m ³	i_{Ar} kJ/m ³	c_p kJ/m ³ K
100	132	170	130	150	189	93	1,324
200	267	357	260	304	392	186	1,331
300	407	559	392	463	610	278	1,342
400	551	772	527	626	836	372	1,354
500	699	994	666	795	1070	465	1,368
600	850	1225	804	969	1310	557	1,383
700	1004	1462	948	1149	1550	650	1,398

t °C	i_{O_2} kJ/m ³	i_{CO_2} kJ/m ³	i_{N_2} kJ/m ³	i_{H_2O} kJ/m ³	i_{SO_2} kJ/m ³	i_{Ar} kJ/m ³	c_p kJ/m ³ K
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	1,411
900	1318	1952	1242	1526	2050	834	1,424
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928	1,437
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390	1,492
2000	3138	4844	2965	3926	4890	1855	1,532
2500	4007	6203	3779	5132	6200	2320	1,563

Pro názornost jsou následující rovnice vyčísleny pro teplotu 100 °C. Pro další teploty by se výpočet opakoval s příslušnými hodnotami. Entalpie minimálního množství vzduchu se určí podle rovnice (3.24).

$$I_{VZmin} = O_{VZmin}^s \cdot c_p \cdot t \quad (3.24)$$

$$I_{VZmin_{100}^\circ} = 6,3343 \cdot 1,324 \cdot 100 = 838,6613 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entalpie spalin při přebytku vzduchu $\alpha = 1$ se vypočte z následujícího vztahu (3.25).

$$I_{SPmin} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2Omin} \cdot i_{H_2Omin} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} I_{SPmin_{100}^\circ} &= 1,1507 \cdot 170 + 0,0012 \cdot 189 + 4,9527 \cdot 130 + 0,7461 \cdot 150 + 0,0583 \cdot 93 \\ &= 957,0337 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Entalpie popílku ve spalinách se uvažuje jen v případě, že procento popelovin splňuje nerovnost (3.26). Jak vyplývá z vyčíslení vztahu (3.26) pro nejhorší možné palivo, je možno entalpii popílku ve spalinách zanedbat pro oba mezní stavy paliva.

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_{\text{ú}}} \quad (3.26)$$

$$18,7 < \frac{6 \cdot 20500}{41,8 \cdot 87}$$

$$18,7 < 33,82$$

Entalpie spalin při spálení 1 kg paliva pro přebytek vzduchu na konci ohniště $\alpha_0 = 1,2$ se z výše uvedených veličin vypočte podle vztahu (3.27).

$$I_{SP} = I_{SPmin} + (\alpha_0 - 1) \cdot I_{VZmin} \quad (3.27)$$

$$I_{SP_{100}^\circ} = 957,0337 + (1,2 - 1) \cdot 838,6613 = 1124,766 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Hodnoty entalpií vzduchu a produktů spalování pro jednotlivé teploty jsou seřazeny v tabulce 3-8.

Tab. 3-8: Entalpie vzduchu a spalin na konci ohniště pro dané teploty

t °C	Nejlepší možné palivo			Nejhorší možné palivo		
	I_{SPmin} kJ/kg	I_{VZmin} kJ/kg	I_{SP} kJ/kg	I_{SPmin} kJ/kg	I_{VZmin} kJ/kg	I_{SP} kJ/kg
100	957,0337	838,6613	1124,7660	789,4810	683,9387	926,2687
200	1936,6305	1686,1907	2273,8686	1597,8507	1375,1093	1872,8726
300	2947,0834	2550,1892	3457,1212	2431,8746	2079,7108	2847,8168
400	3988,1627	3430,6569	4674,2941	3291,2491	2797,7431	3850,7977
500	5063,8370	4332,6612	5930,3692	4179,2352	3533,3388	4885,9030
600	6148,5943	5256,2021	7199,8347	5074,9643	4286,4979	5932,2639
700	7274,5069	6198,7460	8514,2561	6004,5935	5055,1540	7015,6243
800	8420,9716	7150,1578	9851,0032	6951,2818	5831,0422	8117,4902
900	9587,0506	8118,0389	11210,6584	7914,2676	6620,3611	9238,3398
1000	10772,6999	9102,3891	12593,1777	8893,4836	7423,1109	10378,1058
1500	16918,3579	14176,1634	19753,5906	13969,9521	11560,8366	16282,1194
2000	23301,9494	19408,2952	27183,6084	19244,1512	15827,7048	22409,6922
2500	29825,7266	24751,2773	34775,9821	24634,9188	20184,9728	28671,9134

Pro výpočet komínové ztráty je potřeba znát hodnoty entalpií spalin na konci kotle, kde je vlivem netěsností ve spalinovém traktu větší přebytek vzduchu než na konci ohniště. Pro primární návrh je volen součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště $\alpha_k = 1,5$. Pomocí vzorce (3.27), kde je místo součinitele α_0 použit součinitel α_k , jsou určeny hodnoty entalpií spalin na konci kotle pro teploty 100 °C a 200 °C. Tyto hodnoty jsou zaneseny v tabulce 3-9.

Tab. 3-9: Entalpie spalin na konci kotle pro dané teploty

t °C	Nejlepší možné palivo	Nejhorší možné palivo
	I_{SP} kJ/kg	I_{SP} kJ/kg
100	1376,3644	1131,4503
200	2779,7258	2285,4054

4 Tepelná bilance kotle

Z tepelné bilance kotle se určí důležité parametry pro další výpočet mlýnice a spalovací komory, jako je teplo přivedené do kotle, ztráty kotle a množství paliva dodávaného do kotle.

4.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle se skládá ze čtyř položek. Jedná se o výhřevnost daného paliva, citelné teplo paliva, teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem a teplo přivedené při parním rozprašování mazutu. Počítaný kotel spaluje uhlí, vzduch není předehříván vnějším zdrojem a nesamovolné sušení paliva je uskutečněno pouze v uzavřeném mlecím okruhu, kdy se fyzické teplo paliva nepočítá [7]. Teplo přivedené do kotle se tedy rovná pouze výhřevnosti paliva.

$$Q_p^p = Q_i^r \quad (4.1)$$

4.2 Ztráty a účinnost kotle

Tepelná účinnost počítaného kotle pro jmenovitý výkon je dána projektem na 91 % [2]. Pro tepelný výpočet spalovací komory je zapotřebí znát ztráty mechanickým nedopalem, chemickým nedopalem, citelným teplem tuhých zbytků a sáláním. Po odečtení těchto ztrát z celkové sumy ztrát $z = 9 \%$ musí zůstat dostatečná rezerva na ztrátu citelným teplem spalin. Ta je dána teplotou spalin na výstupu z kotle, která nesmí podkročit rosný bod spalin.

4.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích se určí jako součet ztrát hořlaviny ve škváře z_{cs} a v popílku $z_{cú}$, který ulétne z kotle. Ztráty uhelným práškem v brýdách a propadem roštu jsou v daném konstrukčním případě nulové.

$$z_c = z_{cs} + z_{cú} \quad (4.2)$$

$$z_c = 0,023 + 0,639 = 0,662 \%$$

Kde z_{cs} a $z_{cú}$ se určí rovnicí (4.3).

$$z_{ci} = 32600 \cdot \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \quad (4.3)$$

$$z_{cs} = 32600 \cdot \frac{2}{100 - 2} \cdot \frac{8}{100} \cdot \frac{9,68}{22600} = 0,023 \%$$

$$z_{cú} = 32600 \cdot \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{87}{100} \cdot \frac{9,68}{22600} = 0,639 \%$$

Kde $C_{ú}$ je procento pevné hořlaviny v úletu, voleno $C_{ú} = 5 \%$ [7],
 C_s je procento nespáleného uhlíku ve škváře, voleno $C_s = 2 \%$ [7],
 X_s je procento popele ve škváře, voleno $X_s = 8 \%$ [7],
 32600 kJ/kg je výhřevnost čistého uhlíku.

Pro nejhorší možné palivo je ztráta mechanickým nedopalem $z_c = 1,41 \%$.

4.2.2 Ztráta citelným teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků vzniká díky nedostatečnému vychlazení odcházející škváry a popílku. Pro škváru na výstupu ze spalovací komory lze uvažovat teplotu $t_s = 600 \text{ °C}$ [7]. Teplota popílku odpovídá teplotě spalin na výstupu z kotle $t_k = 130 \text{ °C}$ (viz 4.2.5). Ztráta citelným teplem tuhých zbytků se pak vypočte podle vztahu (4.4).

$$z_f = z_{fs} + z_{fú} \quad (4.4)$$

$$z_f = 0,021 + 0,04 = 0,061 \%$$

Kde z_{fs} a $z_{fú}$ jsou jednotlivé složky ztráty citelným teplem tuhých zbytků ve škváře a úletu a určí se podle následující rovnice (4.5).

$$z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (4.5)$$

$$z_{fs} = \frac{8}{100 - 2} \cdot \frac{9,68}{22600} \cdot 1,01 \cdot 600 = 0,021 \%$$

$$z_{fú} = \frac{87}{100 - 5} \cdot \frac{9,68}{22600} \cdot 0,775 \cdot 130 = 0,04 \%$$

Kde c_i je měrná tepelná kapacita daného tuhého zbytku. Pro danou teplotu se stanoví podle vztahu (4.6).

$$c_i = 0,71 + 0,0005 \cdot t_i \quad (4.6)$$

$$c_s = 0,71 + 0,0005 \cdot 600 = 1,01 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$c_ú = 0,71 + 0,0005 \cdot 130 = 0,775 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Pro nejhorší možné palivo vychází tato ztráta $z_f = 0,129 \%$.

4.2.3 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem je způsobena nedokonalým spalováním paliva, kdy spolu se spalinami odchází do komína i část spalitelných plynů. Tuto ztrátu lze přesně vyčíslit až měřením při provozu kotle. Pro návrh postačí empirická hodnota, která je $z_{co} = 0,5 \%$ [7].

4.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením a vedením tepla vyjadřuje, jaké množství tepla unikne do okolí přes stěny kotle. Je závislá na výkonu kotle, způsobu oplechování a kvalitě tepelné izolace. Při zvětšujícím se výkonu klesá. Velikost této ztráty lze určit z grafů [6] nebo [7], pro tento konkrétní výkon kotle je $z_{so} = 0,5 \%$.

4.2.5 Ztráta citelným teplem spalin

Ztráta citelným teplem spalin je nejvýznamnější ztráta kotle. Závisí na teplotě spalin odcházejících z kotle. Tato teplota nesmí být nižší než teplota rosného bodu, aby nedošlo k nízkoteplotní korozi na poslední teplosměnné ploše. Pro černé uhlí je doporučená teplota spalin na konci kotle $t_k = 130 \text{ °C}$ [7]. Vzhledem k zadané účinnosti kotle a vypočteným

zbylým ztrátám je nutné ověřit, zda je výpočtová komínová ztráta rovna nebo menší než hodnota následujícího vztahu.

$$z'_k = 100 - \eta_k - z_c - z_f - z_{co} - z_{so} \quad (4.7)$$

$$z'_k = 100 - 91 - 0,639 - 0,061 - 0,5 - 0,5 = 7,3 \%$$

Pro nejhorší možné palivo vychází $z'_k = 6,46 \%$.

Výpočet ztráty citelným teplem spalin pro t_k a α_k je proveden podle vztahu (4.8).

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP} - \alpha_k \cdot I_{VZmin}}{Q_i^r} \quad (4.8)$$

$$z_k = (100 - 0,662) \cdot \frac{1797,3728 - 1,5 \cdot 167,0988}{22600} = 6,8 \%$$

Kde I_{SP} je spočteno interpolací z hodnot v tabulce 3-9 pro t_k ,
 I_{VZmin} je stanoveno podle vzorce (3.24) pro teplotu okolního vzduchu 20 °C.

Pro nejhorší možné palivo je $z_k = 5,9 \%$. Protože v obou případech výpočtová komínová ztráta splňuje nerovnost $z_k \leq z'_k$, lze s účinností 91 % počítat v dalších výpočtech kotle.

4.3 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle M_p se určí rovnicí (4.9). S touto hodnotou se musí počítat při výpočtech mlýnského okruhu a práškovodů. Pro výpočet spalovací komory se použije skutečně množství spáleného paliva M_{pv} , které odráží ztrátu mechanickým nedopalem. Toto množství se stanoví podle vzorce (4.10).

$$M_p = \frac{P_t}{Q_i^r \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (4.9)$$

$$M_p = \frac{142000}{22600 \cdot \frac{91}{100}} = 6,905 \frac{kg}{s}$$

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) \quad (4.10)$$

$$M_{pv} = 6,905 \cdot \left(1 - \frac{0,662}{100}\right) = 6,859 \frac{kg}{s}$$

Kde P_t je tepelný výkon kotle.

Při spalování nejhoršího možného paliva je $M_p = 7,612 \text{ kg/s}$ a $M_{pv} = 7,505 \text{ kg/s}$.

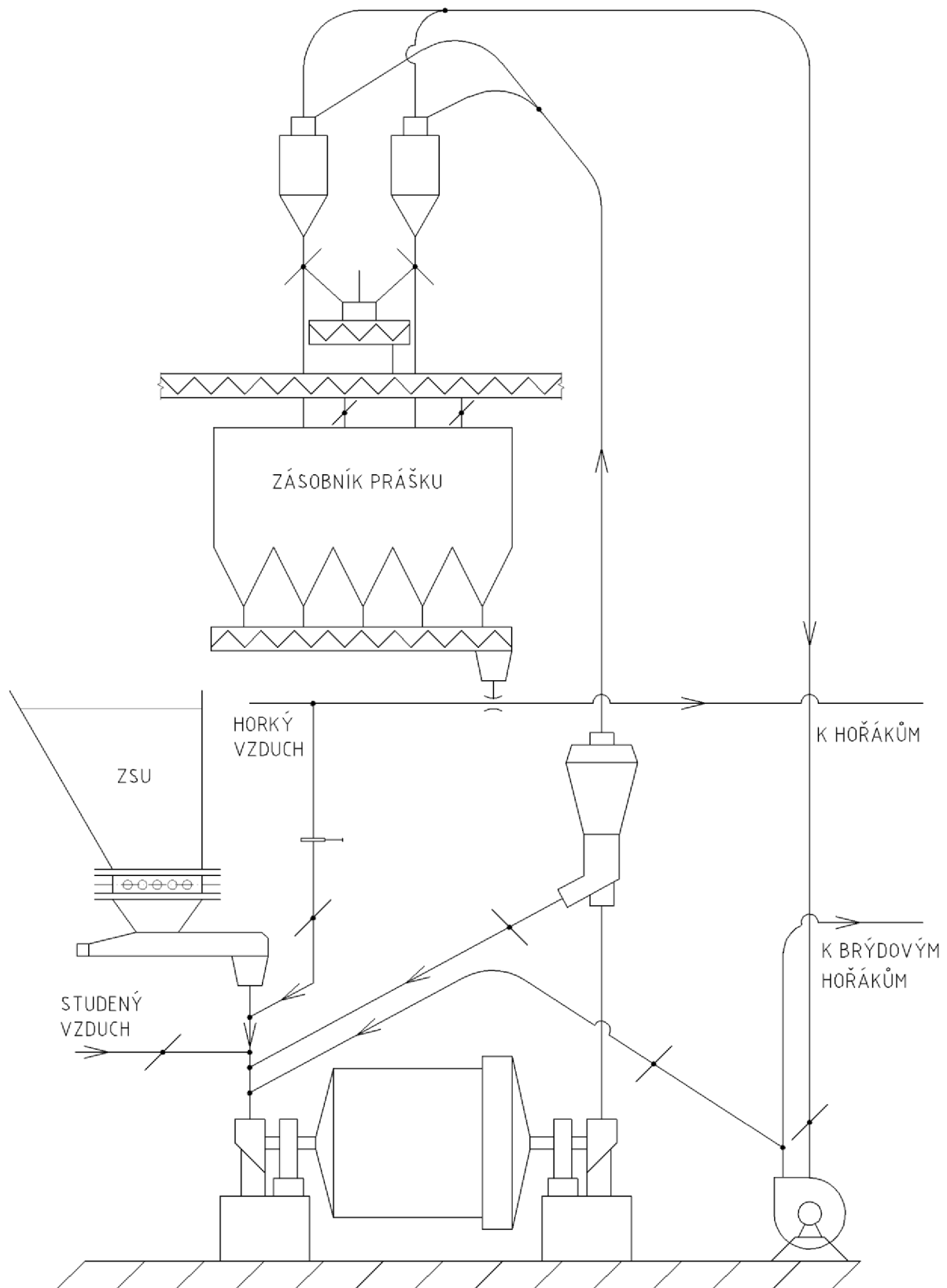
Množství zemního plynu potřebného k zapalování práškové směsi se vypočte opět rovnicí (4.9). Tento výpočet v sobě reflektuje fakt, že výkon zapalovacích a stabilizačních hořáků na zemní plyn je dimenzován na 25 % tepelného výkonu kotle.

$$M_{p,ZP} = \frac{0,25 \cdot 142000}{33500 \cdot \frac{91}{100}} = 1,165 \frac{Nm^3}{s}$$

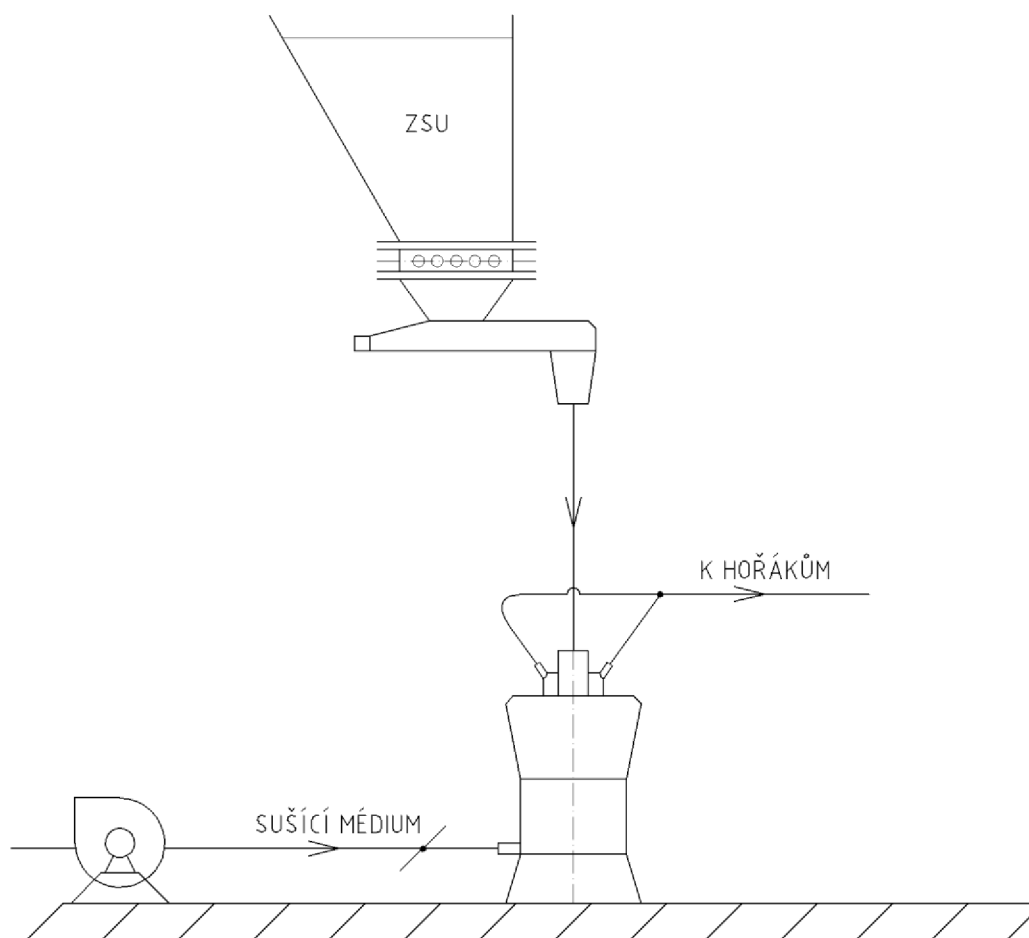
5 Návrh mlecího okruhu

Vhodné podmínky pro spalování jsou do značné míry dány optimální přípravou paliva. Ta zahrnuje mletí surového uhlí a jeho vysušení. Procesy sušení a mletí paliva probíhají v mlecím okruhu.

Stávající bubnové mlýny jsou vhodné pro mletí antracitických uhlí. Jsou zapojeny v uzavřeném okruhu se zásobníkem prášku. Jak je patrné ze schématu na obrázku 5-1, brýdy jsou separovány a odváděny do samostatných brýdových hořáků. Při přechodu na nové palivo s velkým obsahem prchavých látek je nutné kromě spalovací komory přestavět i mlecí okruh. Pro mletí relativně tvrdého černého uhlí s větším obsahem prchavé hořlaviny jsou vhodné středněběžné typy mlýnů. Bubnové mlýny nejsou v této aplikaci vhodné, protože by prchavá hořlavina uvolněná při sušení v mlýnici byla odváděna do brýdových hořáků namísto do hlavních výkonových hořáků. Z tohoto důvodu je volen kladkový typ mlýnu. Vzhledem k maximální vlhkosti uhlí 15 % je jako sušící médium použit horký vzduch, který je temperován studeným vzduchem z prostoru kotelny za účelem udržení zvolené teploty za třídičem. Oproti bubnovému mlýnu je mlýn kladkový tradičně zařazen do uzavřeného mlecího okruhu s přímým foukáním, viz obrázek 5-2. V tomto případě se jedná o přetlakové provedení mlýnice, které má větší nároky na těsnost. Výhodou tohoto provedení je nepřisávání falešného vzduchu. Dalším kladem je delší životnost ventilátoru, který je zařazen před mlýn, a proto na něm nedochází k abrazivním účinkům způsobeným uhelným práškem. Tento typ mlecího okruhu je prostorově a investičně méně nákladný než mlecí okruh se zásobníkem prášku. Na druhou stranu je zapotřebí mlýny (alespoň částečně) zálohovat pro případ výpadku jednoho z nich.



Obr. 5-1: Schéma uzavřeného mlecího okruhu se zásobníkem prášku, bubnovým mlýnem a odvodem brýd do vlastních hořáků, zhotoveno podle [9]



Obr. 5-2: Schéma uzavřeného mlecího okruhu kladkového mlýnu s přímým foukáním

Rozeznáváme tři mechanismy vzniku nežádoucích emisí dusíku. Podle těchto mechanismů mluvíme o:

- vysokoteplotních NO_x ,
- palivových NO_x ,
- promptních NO_x .

Vysokoteplotní NO_x vznikají oxidací dusíku obsaženého ve spalovacím vzduchu při vysokých teplotách (zejména při teplotách vyšších než $1200\text{ }^\circ\text{C}$). Rychlost tvorby těchto oxidů je závislá na teplotě, době prodlení na této vysoké teplotě a koncentraci kyslíku. Palivové NO_x , jak už napovídá název, vznikají z dusíku chemicky vázaného v palivu. Konverzní poměr přeměny dusíku obsaženého v palivu na oxidy dusíku ve spalinách v se u černého uhlí pohybuje v rozmezí 0,1–0,6 [8]. Vzhledem k tomu, že při spalování uhlí je až 80 % všech emisí NO_x palivového původu [10], je zapotřebí se snažit docílit co nejnižšího konverzního poměru v. Větší podíl na přeměně dusíku v palivu na NO_x má dusík, který se uvolní spolu s prchavou složkou paliva. Menší podíl zaujímá ta část dusíku, která zůstane v pevné fázi paliva. Nad teplotou $900\text{ }^\circ\text{C}$ je vznik palivových NO_x téměř nezávislý na teplotě. Důležitým faktorem produkce je však koncentrace kyslíku v zóně hoření [11]. Promptní NO_x vznikají ve frontě plamene reakcí uhlovodíkových radikálů s molekulou dusíku. Množství promptních NO_x je vzhledem k množství termických a palivových NO_x zanedbatelné.

Z výše uvedených důvodů jsou volena následující primární opatření ke snížení množství emisí NO_x :

- malý součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště α_0 ,
- nižší koncentrace kyslíku v zóně hoření - odstupňování přívodu vzduchu,
- nižší teploty v ohništi.

V mlecím okruhu se některá tato opatření projeví pouze nepřímo. Správnou volbou parametrů mlýnice je snaha dosáhnout optimálního množství horkého vzduchu potřebného k vysušení paliva. Při nízké hodnotě objemu tohoto primárního vzduchu je větší možnost regulace vzniku emisí NO_x zbylým vzduchem (sekundární, dohořivací). Dalším faktorem, který ovlivňuje spalování, je jemnost mletí uhlí. S dynamickým třídícím lze dosáhnout velmi nízkých hodnot zbytku na síť 90 μm . Vzhledem k vysokému podílu prchavé hořlaviny u daného paliva by v takovém případě došlo k velmi rychlému zahoření těsně za ústím hořáků. Tím by v této oblasti došlo k velkému nárůstu teploty a vyšší tvorbě NO_x . Proto je volena nižší jemnost mletí $z_{90} = 20 \%$.

5.1 Počet a velikost mlýnů

Doporučený počet kladkových mlýnů pro kotle o jmenovitém parním výkonu 75–240 t/h je dva až čtyři [4]. Při dvou mlýnech je požadavek, aby výkon každého mlýnu pokryl alespoň 60 % jmenovitého výkonu kotle. Při třech až čtyřech instalovaných mlýnech musí při výpadku jednoho z nich zbylé mlýny zajistit nejméně 80 % jmenovitého výkonu kotle [12]. Při provozu teplárny je kladen důraz na bezpečnost zajištění dodávek tepla, proto mlecí okruh zahrnuje tři stejně velké kladkové mlýny. Pro jmenovitý výkon kotle jsou v provozu dva mlýny, přičemž třetí je v záloze. Maximální hmotnostní tok uhlí přes jeden mlýn (maximální mlecí výkon) M_u je určen podle rovnice (5.1). Výpočet je proveden pro nejhorší možné palivo, kterého je díky nižší výhřevnosti zapotřebí spálit větší množství.

$$M_u = \frac{3,6 \cdot Mp}{n - 1} \quad (5.1)$$

$$M_u = \frac{3,6 \cdot 7,612}{3 - 1} = 13,702 \frac{t}{h}$$

Kde n je počet mlýnů.

Určujícím rozměrem kladkového mlýnu je průměr rotující mlecí mísy. Ten se stanoví z maximálního mlecího výkonu a následujících parametrů:

- laboratorní součinitel melitelnosti k_{VTI} ,
- opravný koeficient vyjadřující vliv vlhkosti na melitelnost P_{w1} ,
- přepočtový koeficient hmotnosti paliva se střední vlhkostí na palivo skutečné P_{w2} ,
- koeficient vyjadřující snížení výkonu vlivem opotřebení $k_{ex} = 0,9$ [12],
- koeficient původního zrnění, pro rozměr zrn 0–20 mm $P_{dr} = 1,05$ [12],
- koeficient jemnosti mletí paliva $z_{90} = 20 \%$.

Laboratorní součinitel melitelnosti k_{VTI} se získá přepočtem z laboratorního součinitele melitelnosti metodou Hardgrova podle vztahu (2.3). Kvůli zadanému rozpětí $k_{HGI} = 48–60$ je potřeba určit součinitel melitelnosti k_{VTI} pro obě krajní hodnoty.

$$k_{VTI_1} = 0,0034 \cdot 48^{1,25} + 0,61 = 1,04$$

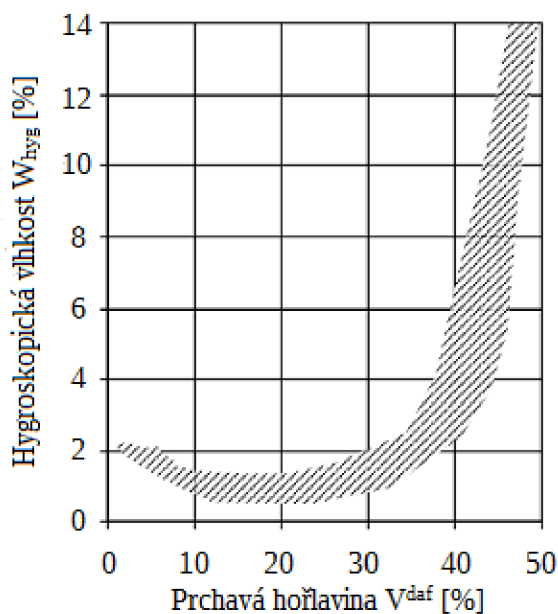
$$k_{VTI_2} = 0,0034 \cdot 60^{1,25} + 0,61 = 1,18$$

Opravný koeficient vyjadřující vliv vlhkosti na melitelnost se vypočte rovnicí (5.2).

$$P_{w1} = \sqrt{\frac{K^2 - W_{stř}^2}{K^2 - W_{hyg}^2}} \quad (5.2)$$

$$P_{w1} = \sqrt{\frac{13,84^2 - 5,25^2}{13,84^2 - 3^2}} = 0,948$$

Kde W_{hyg} je hygroskopická vlhkost uhlí, voleno $W_{hyg} = 3\%$ podle grafu 5-1,
 $W_{stř}$ je střední vlhkost mletého paliva určena vztahem (5.3),
 K je koeficient závislosti melitelnosti paliva na jeho vlhkosti podle rovnice (5.4).



Graf 5-1: Závislost hygroskopické vlhkosti na prchavé hořlavině [13]

$$W_{stř} = \frac{W_m + 3 \cdot W_{pr}}{4} \quad (5.3)$$

$$W_{stř} = \frac{12 + 3 \cdot 3}{4} = 5,25\%$$

Kde W_m je vlhkost uhlí před mlýnem, při nezařazení sušení před mlýnem $W_m = W^r$ [12],
 W_{pr} je vlhkost prášku vystupujícího z mlýna, voleno $W_{pr} = 3\%$.

$$K = 1 + 1,07 \cdot W^r \quad (5.4)$$

$$K = 1 + 1,07 \cdot 12 = 13,84$$

Přepočtový koeficient hmotnosti paliva se střední vlhkostí na palivo skutečné se stanoví rovnicí (5.5).

$$P_{w2} = \frac{100 - W_{stř}}{100 - W^r} \quad (5.5)$$

$$P_{w2} = \frac{100 - 5,25}{100 - 12} = 1,077$$

Průměr rotující mísy se vypočte ze vztahu (5.7), který je odvozen z rovnice pro maximální mlecí výkon (5.6).

$$M_u = \frac{3,7 \cdot D^3 \cdot k_{VT1} \cdot P_{w1} \cdot P_{w2} \cdot k_{ex}}{P_{dr} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{z_{90}}} \quad (5.6)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_u \cdot P_{dr} \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{z_{90}}}}{3,7 \cdot k_{VT1} \cdot P_{w1} \cdot P_{w2} \cdot k_{ex}}} \quad (5.7)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{13,702 \cdot 1,05 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{20}}}{3,7 \cdot 1,04 \cdot 0,948 \cdot 1,077 \cdot 0,9}} = 1,728 \text{ m}$$

Velikost mlýnu (průměr mlecí mísy) se ve skutečnosti volí z unifikovaných modelových řad výrobců mlýnů. Pro názornost je voleno $D_{skut} = 1,75$ m. Toto zvětšení oproti vypočítané hodnotě se projeví i dodatečnou zálohu mlecího výkonu. Skutečný maximální mlecí výkon daného kladkového mlýnu s mísou o průměru $D_{skut} = 1,75$ m se určí podle rovnice (5.6).

$$M_{u_skut} = \frac{3,7 \cdot 1,75^3 \cdot 1,04 \cdot 0,948 \cdot 1,077 \cdot 0,9}{1,05 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{20}}} = 14,226 \frac{t}{h}$$

5.2 Měrná mlecí práce

K určení měrné mlecí práce jednoho mlýnu je nutno znát výkon pro jeho pohon a pro pohon ventilátoru. Tento výkon se určí pomocí empirického vztahu (5.8).

$$N = 0,6 \cdot (115 - 15 \cdot D_{skut}) \cdot D_{skut}^3 \quad (5.8)$$

$$N = 0,6 \cdot (115 - 15 \cdot 1,75) \cdot 1,75^3 = 285,387 \text{ kW}$$

Měrná mlecí práce jednoho mlýnu je rovna poměru výkonu potřebného pro pohon mlýnu a ventilátoru s maximálním mlecím výkonem, viz (5.9).

$$E = \frac{N}{M_{u_skut}} \quad (5.9)$$

$$E = \frac{285,387}{14,226} = 20,061 \frac{kWh}{t}$$

V následující tabulce 5-1 jsou zaneseny hodnoty měrné mlecí práce daného mlýnu pro všechny krajní stavy dodávaného paliva. Výkon pro pohon mlýnu a ventilátoru je závislý

pouze na průměru mlecí mísy, a tudíž je neměnný. Mění se pouze maximální mlecí výkon s ohledem na různé parametry uhlí, tím pádem se mění i měrná mlecí práce.

Tab. 5-1: Hodnoty měrné mlecí práce pro krajní stavy dodávaného paliva

Melitelnost k_{HGI} -	Obsah vody v palivu W^t %	Měrná mlecí práce E kWh/t
48	12	20,061
48	15	19,472
60	12	17,681
60	15	17,163

5.3 Tepelná bilance mlýnice

Tepelná bilance vyjadřuje rovnost mezi teplem přiváděným do mlýnice (indexy ') a odváděným z mlýnice (indexy "). Z této rovnosti lze určit množství sušícího média potřebného k dosažení požadované vlhkosti prášku na výstupu z mlýnice nebo počáteční teplotu sušícího média.

5.3.1 Tepelná bilance nové mlýnice

Tepelná bilance nové mlýnice (podle rovnice (5.10) [12]) je provedena za účelem stanovení množství sušícího média, jímž je horký vzduch o teplotě 300 °C. Výpočtové parametry jsou brány pro nejhorší možné palivo, u kterého je větší požadavek na sušení uhlí.

$$q'_{sm} + q'_{mech} + q'_{fvz} + q'_{pal} - q''_{výp} - q''_{sm} - q''_{pr} - q''_5 = 0 \quad (5.10)$$

Teplo přivedené do mlýnice se skládá ze čtyř složek. Jsou to:

- citelné teplo sušícího média,
- teplo vznikající při mletí,
- citelné teplo přisátým vzduchem,
- citelné teplo paliva.

Citelné teplo sušícího média q'_{sm} se určí vztahem (5.11).

$$q'_{sm} = \frac{1}{h} \cdot c' \cdot t' \quad (5.11)$$

$$q'_{sm} = \frac{1}{h} \cdot 1,342 \cdot 300 = \frac{1}{h} \cdot 402,6 \frac{kJ}{kg}$$

Kde c' je měrná tepelná kapacita sušícího vzduchu pro teplotu na vstupu do mlýnice, t' je teplota sušícího vzduchu na vstupu do mlýnice, voleno $t' = 300$ °C [7], $1/h$ je hmotnost sušícího vzduchu na 1 kg surového uhlí.

Teplo vznikající při mletí q'_{mech} , viz (5.12), je úměrné měrné mlecí práci mlýnice.

$$q'_{mech} = 3,6 \cdot k_{mech} \cdot E \quad (5.12)$$

$$q'_{mech} = 3,6 \cdot 0,6 \cdot 17,163 = 37,072 \frac{kJ}{kg}$$

Kde k_{mech} je koeficient určující část mechanické energie přeměněné v teplo, pro středněběžné mlýny je $k_{\text{mech}} = 0,6$ [12].

Citelné teplo přisátým vzduchem q'_{fvz} je vzhledem k přetlakovému mlecímu okruhu nulové.

Citelné teplo paliva q'_{pal} může v případě zmrzlého uhlí nabývat i záporných hodnot. Zde ve vztahu (5.13) je počítáno s běžnou hodnotou teploty uhlí na vstupu do mlýnského okruhu $t_u = 10$ °C.

$$q'_{\text{pal}} = c_u \cdot t_u \quad (5.13)$$

$$q'_{\text{pal}} = 1,4584 \cdot 10 = 15,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Kde c_u je měrná tepelná kapacita uhlí závislá na obsahu W^r , viz (5.14).

$$c_u = 4,182 \cdot \frac{W^r}{100} + \left(1 - \frac{W^r}{100}\right) \cdot c_{su} \quad (5.14)$$

$$c_u = 4,182 \cdot \frac{15}{100} + \left(1 - \frac{15}{100}\right) \cdot 1,087 = 1,551 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Kde c_{su} je měrná tepelná kapacita sušiny uhlí, pro černé uhlí je $c_{su} = 1,087$ [12].

Teplo odváděné z mlýnice se skládá z:

- tepla potřebného na odpaření vlhkosti paliva,
- tepla odváděného sušícím médiem,
- tepla odváděného práškem,
- ztrátového tepla.

Teplo potřebné na odpaření vlhkosti paliva $q''_{\text{výp}}$ vychází z hmotnosti odpařené vlhkosti a teplotě na konci mlýnice t'' .

$$q''_{\text{výp}} = \Delta W \cdot (2490 + 1,96 \cdot t'') \quad (5.15)$$

$$q''_{\text{výp}} = 0,1237 \cdot (2490 + 1,96 \cdot 100) = 332,258 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Kde ΔW je hmotnost odpařené vlhkosti spočtené dle (5.16), teplota na konci mlýnice je zvolena $t'' = 100$ °C kvůli požadavku bezpečnosti proti výbuchu.

$$\Delta W = \frac{W^r - W_{pr}}{100 - W_{pr}} \quad (5.16)$$

$$\Delta W = \frac{15 - 3}{100 - 3} = 0,1237 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{pal}}}$$

Teplo odváděné sušícím médiem q''_{sm} bez započtení odpařené vlhkosti se vypočítá pomocí rovnice (5.17).

$$q''_{sm} = (1 + \Delta\alpha) \cdot \frac{1}{h} \cdot c'' \cdot t'' \quad (5.17)$$

$$q''_{sm} = (1 + 0) \cdot \frac{1}{h} \cdot 1,324 \cdot 100 = \frac{1}{h} \cdot 132,4 \frac{kJ}{kg}$$

Kde c'' je měrná tepelná kapacita sušícího vzduchu pro teplotu na konci mlýnice.

Teplo odváděné práškem se stanoví dle vztahu (5.18).

$$q''_{pr} = \frac{100 - W^r}{100} \cdot \left(c_{su} + c_w \cdot \frac{W_{pr}}{100 - W_{pr}} \right) \cdot (t'' - t_u) \quad (5.18)$$

$$q''_{pr} = \frac{100 - 15}{100} \cdot \left(1,087 + 4,19 \cdot \frac{3}{100 - 3} \right) \cdot (100 - 10) = 93,069 \frac{kJ}{kg}$$

Kde c_w je měrná tepelná kapacita vody, bráno $c_w = 4,19$ kJ/kgK.

Ztrátové teplo do okolí závisí na typu mlýnu, jeho velikosti a použitém palivu. Spočte se rovnicí (5.19).

$$q''_5 = \frac{3,6 \cdot Q_5}{M_{u_skut}} \quad (5.19)$$

$$q''_5 = \frac{3,6 \cdot 20}{13,926} = 5,17 \frac{kJ}{kg}$$

Kde Q_5 je ztráta tepla do okolí, pro zvolené středněběžné mlýny bráno $Q_5 = 20$ kW [12].

Z rovnice tepelné bilance (5.10) lze vyjádřit vztah pro hmotnost sušícího vzduchu vztaženou na 1 kg surového uhlí (5.20).

$$\frac{1}{h} = \frac{q''_{výp} + q''_{pr} + q''_5 - q'_{mech} - q'_{pal}}{(q'_{sm} + q'_{fvz} - q''_{sm})} \quad (5.20)$$

$$\frac{1}{h} = \frac{332,258 + 93,069 + 5,17 - 37,072 - 15,51}{402,6 + 0 - 132,4} = 1,399 \frac{kg_{vz}}{kg_{pal}}$$

V tabulce 5-2 jsou uvedeny hodnoty z výpočtu tepelné bilance pro nejlepší možné palivo.

Tab. 5-2: Výpočet tepelné bilance a množství sušícího vzduchu pro nejlepší možné palivo

Parametr	Jednotka	Hodnota
q'_{sm}	kJ/kg	1/h · 402,6
q'_{mech}	kJ/kg	43,332
q'_{fvz}	kJ/kg	0
q'_{pal}	kJ/kg	14,58
$q''_{výp}$	kJ/kg	249,261
q''_{sm}	kJ/kg	1/h · 132,4
q''_{pr}	kJ/kg	96,354
q''_5	kJ/kg	5,17
1/h	kg _{vz} /kg	1,084

5.3.2 Tepelná bilance stávající mlýnice

Parametry tepelné bilance stávající mlýnice vychází z provozních předpisů daných výrobcem [9]. Tato bilance je zhotovena za účelem porovnání stávající a nové mlýnice. Do rovnováhy je opět dáno teplo přiváděné do mlecího okruhu s teplem odváděným.

Teplo přivedené do mlýnice:

Citelné teplo sušícího média q'_{sm} , což je horký vzduch o teplotě 350 °C, se určí vztahem (5.11).

$$q'_{sm} = \frac{1}{h} \cdot 1,348 \cdot 350 = \frac{1}{h} \cdot 471,8 \frac{kJ}{kg}$$

Kde t' teplota sušícího vzduchu na vstupu do mlýnice je $t' = 350$ °C.

Teplo vznikající při mletí q'_{mech} , viz (5.12), je úměrné měrné mlecí práci mlýnice.

$$q'_{mech} = 3,6 \cdot 0,7 \cdot 40,625 = 102,375 \frac{kJ}{kg}$$

Kde koeficient určující část mechanické energie přeměněné v teplo pro bubnové mlýny je $k_{mech} = 0,7$ [12], měrná mlecí práce E je vypočtena podle vzorce (5.9). K výkonu pohonu mlýnu je přičten výkon pohonu ventilátoru, aby tento výpočet korespondoval s výpočtem nové mlýnice s kladkovými mlýny (kde je výkon pohonu ventilátoru zahrnut).

$$E = \frac{400 + 250}{16} = 40,625 \frac{kWh}{t}$$

Citelné teplo přísátým vzduchem q'_{fvz} se určí podle vztahu (5.21). Pro bubnový mlýn se zásobníkem prášku je součinitel přísávaného vzduchu $\Delta\alpha_{ml} = 0,2$ [12].

$$q'_{fvz} = \Delta\alpha_{ml} \cdot \frac{1}{h} \cdot c \cdot t_{vz} \quad (5.21)$$

$$q'_{fvz} = 0,2 \cdot \frac{1}{h} \cdot 1,319 \cdot 20 = \frac{1}{h} \cdot 5,276 \frac{kJ}{kg}$$

Kde c je měrná tepelná kapacita vzduchu pro danou teplotu, t_{vz} je teplota přísávaného vzduchu z prostoru kotelny.

Citelné teplo paliva q'_{pal} se vypočítá podle rovnice (5.13). I zde je počítáno s běžnou hodnotou teploty uhlí na vstupu do mlýnského okruhu $t_u = 10$ °C. Rozdíl je způsoben jiným typem uhlí s jinou vlhkostí surového paliva $W^r = 6$ %.

$$q'_{pal} = 1,273 \cdot 10 = 12,73 \frac{kJ}{kg}$$

Kde c_u je měrná tepelná kapacita uhlí závislá na obsahu W^r , viz (5.14).

$$c_u = 4,182 \cdot \frac{6}{100} + \left(1 - \frac{6}{100}\right) \cdot 1,087 = 1,273 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Teplo odváděné z mlýnice:

Teplo potřebné na odpaření vlhkosti paliva $q''_{výp}$ vychází z hmotnosti odpařené vlhkosti a teploty na konci mlýnice t'' , stanoví se podle rovnice (5.15).

$$q''_{výp} = 0,0505 \cdot (2490 + 1,96 \cdot 70) = 132,674 \frac{kJ}{kg}$$

Kde teplota na konci mlýnice $t'' = 70$ °C je nižší než ve výpočtu nové mlýnice, protože se jedná o mlecí okruh se zásobníkem prášku, kde jsou kladeny větší bezpečnostní požadavky, a kde dochází k většímu vychlazení sušícího média, ΔW je hmotnost odpařené vlhkosti spočtené dle (5.16).

$$\Delta W = \frac{6 - 1}{100 - 1} = 0,0505 \frac{kg_{H_2O}}{kg_{pal}}$$

Teplo odváděné sušícím médiem q''_{sm} bez započtení odpařené vlhkosti se vypočítá pomocí rovnice (5.17).

$$q''_{sm} = (1 + 0,2) \cdot \frac{1}{h} \cdot 1,322 \cdot 70 = \frac{1}{h} \cdot 111,048 \frac{kJ}{kg}$$

Teplo odváděné práškem q''_{pr} se stanoví dle vztahu (5.18).

$$q''_{pr} = \frac{100 - 6}{100} \cdot \left(1,087 + 4,19 \cdot \frac{1}{100 - 1}\right) \cdot (70 - 10) = 63,694 \frac{kJ}{kg}$$

Ztráta tepla do okolí q''_5 závisí na typu mlýnu, jeho velikosti a použitém palivu. Spočte se rovnicí (5.19).

$$q''_5 = \frac{3,6 \cdot 70}{16} = 15,75 \frac{kJ}{kg}$$

Kde ztráta tepla do okolí pro bubnový mlýn $Q_5 = 70$ kW je volena podle [12].

Hmotnost sušícího vzduchu podle vztahu (5.20) by měla být při správném výpočtu tepelné bilance v rozmezí udávaném výrobcem. Ten udává množství horkého vzduchu proudícího do mlýnice v rozmezí 2–4,08 m³/s [9].

$$\frac{1}{h} = \frac{132,674 + 63,694 + 15,75 - 102,375 - 12,73}{471,8 + 5,276 - 111,048} = 0,265 \frac{kg_{vz}}{kg_{pal}}$$

Přepočet hmotnosti sušícího vzduchu na jeho objemové množství je proveden pomocí rovnice (5.22).

$$\frac{1 \left[\frac{m^3}{s} \right]}{h \left[\frac{s}{h} \right]} = \frac{1 \left[\frac{kg_{vz}}{kg_{pal}} \right]}{\rho_{vz}} \cdot \frac{P_t}{Q_i^r \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (5.22)$$

$$\frac{1}{h} = 0,265 \cdot \frac{1}{0,57} \cdot \frac{142000}{25000 \cdot \frac{89}{100}} = 2,87 \frac{m^3}{s}$$

Kde ρ_{vz} je hustota vzduchu pro danou teplotu.

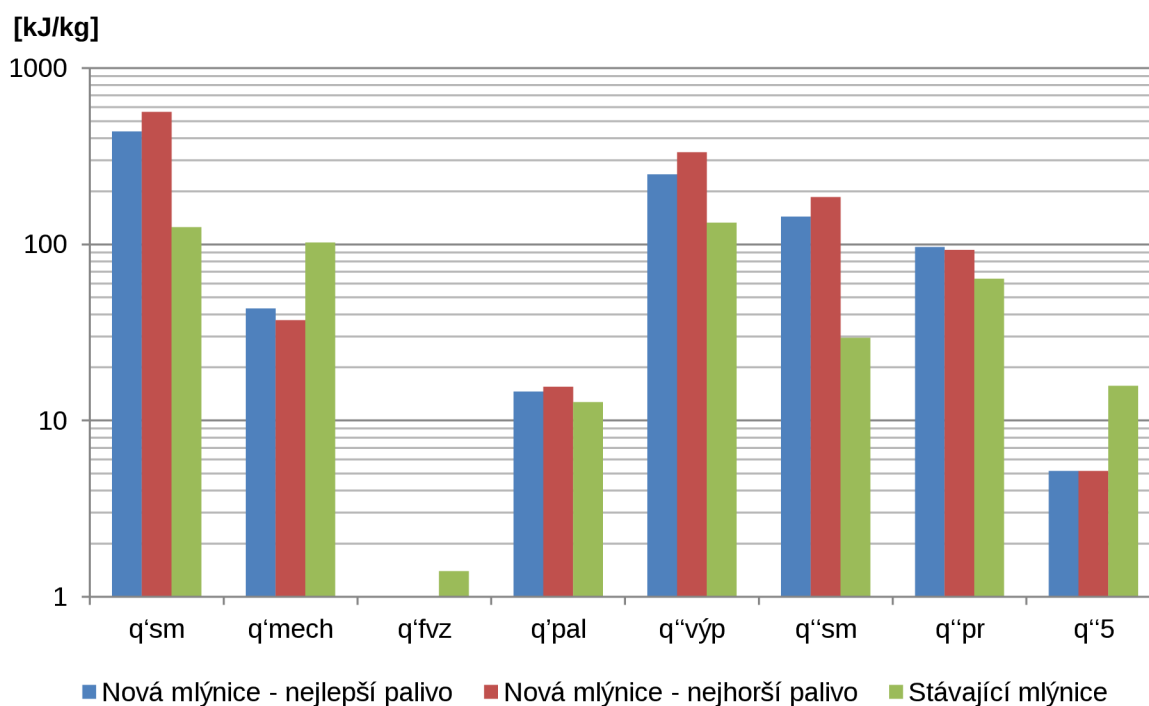
Protože vypočtené množství sušícího vzduchu spadá do rozmezí daného výrobcem, lze považovat výpočet tepelné bilance stávající mlýnice za správný.

5.3.3 Porovnání stávající a nové mlýnice

Následující tabulka 5-3 a graf 5-2 porovnávají jednotlivé položky tepelných bilancí stávající a nové mlýnice. Je z nich patrné, že položky týkající se sušícího média a výparného tepla jsou výrazně větší u nové mlýnice. To je dáno vyšší vlhkostí paliva a nižší teplotou sušícího vzduchu, čímž je zapotřebí do mlýna dodávat 4 až 5 násobně větší množství sušícího vzduchu. Na straně stávající mlýnice jsou větší hodnoty pouze u položek týkajících se samotné technologie, tj. u tepla vznikajícího při mletí a ztrátového tepla.

Tab. 5-3: Srovnání tepelných bilancí nové a stávající mlýnice

Parametr	Jednotka	Nová mlýnice - nejlepší palivo	Nová mlýnice - nejhorší palivo	Stávající mlýnice
q_{sm}	kJ/kg	436,418	563,237	125,027
q_{mech}	kJ/kg	43,332	37,072	102,375
q_{fvz}	kJ/kg	0	0	1,398
q_{pal}	kJ/kg	14,58	15,51	12,73
q_{vyp}	kJ/kg	249,261	332,258	132,674
q_{sm}	kJ/kg	143,552	185,228	29,428
q_{pr}	kJ/kg	96,354	93,069	63,694
q_5	kJ/kg	5,17	5,17	15,75



Graf 5-2: Srovnání tepelných bilancí nové a stávající mlýnice

Z porovnání potřebného množství sušícího a spalovacího vzduchu v tabulce 5-4 vyplývá, že zatímco spalovacího vzduchu je zapotřebí podobné množství u stávajícího i nového paliva, je u stávající bubnové mlýnice zapotřebí daleko menší množství sušícího vzduchu. Tento vzduch je separován a spolu s odpařenou vlhkostí a dalšími složkami brýd je odváděn do brýdových hořáků. Se zbylým množstvím spalovacího vzduchu pak lze lépe regulovat spalování. U nové mlýnice je sušící vzduch zároveň primárním vzduchem. Zbylý spalovací vzduch lze rozdělit pouze mezi sekundární a dohořivací vzduch (část spalovacího vzduchu nelze usměrnit, protože se jedná o falešný vzduch přísávaný do spalovací komory).

Tab. 5-4: Porovnání množství spalovacího a sušícího vzduchu u stávající a nové mlýnice

Parametr	Jednotka	Nová mlýnice - nejlepší palivo	Nová mlýnice - nejhorší palivo	Stávající mlýnice
Spalovací vzduch	kg/kg _{pal}	9,985	8,143	9,839
Sušící vzduch	kg/kg _{pal}	1,084	1,399	0,265

5.4 Ventilace mlecího okruhu

V daném typu mlecího okruhu se do ventilace mlýnice zahrnuje sušící vzduch a vodní pára odpařená z paliva a sušícího vzduchu. Pro teplotu t'' se ventilace mlýnice určí podle vztahu (5.23). Rovnice je nejprve vyčíslena pro nejlepší možné palivo.

$$V_{ml} = \frac{1}{h} \cdot \frac{1}{\rho_{vz}} + \left(\Delta W + \frac{1}{h} \cdot d \right) \cdot \frac{1}{\rho_{H_2O}} \quad (5.23)$$

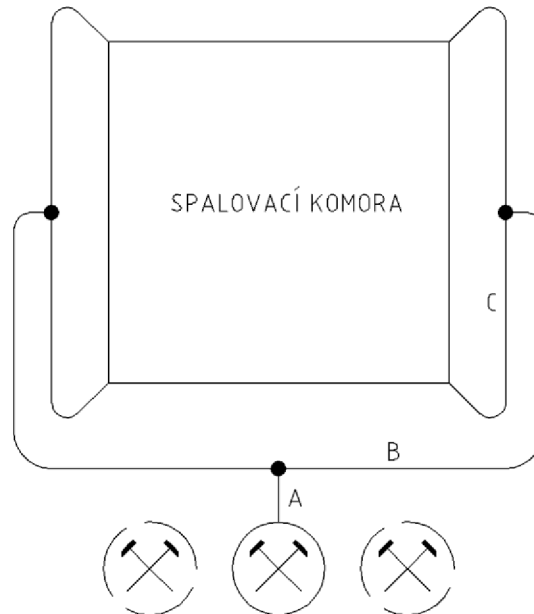
$$V_{ml} = 1,084 \cdot \frac{1}{0,946} + (0,0928 + 1,084 \cdot 0,01) \cdot \frac{1}{0,597} = 1,319 \frac{m^3}{kg}$$

Kde ρ_{H_2O} je hustota vodní páry při daných podmínkách.

Při mletí a sušení nejhoršího možného paliva je ventilace mlýnice $V_{ml} = 1,709 m^3/kg$.

5.5 Návrh práškového potrubí

Z každého mlýnu je vyveden jeden práškovod, který se dělí na dvě větve, přičemž každá větev se dále dělí na dvě potrubí, jež vedou primární směs k ústím hubic hořáků. Znázornění práškovodů je na obrázku 5-3. V případě dispozičního uspořádání mlýnů podle obrázku 5-3 je zapotřebí do kratších větví práškových potrubí, které vedou z dvou krajních mlýnů, zabudovat za rozdělovač dodatečný odpor (clony, klapky) tak, aby jednotlivé větve měly stejný hydraulický odpor a proudily jimi stejné množství primární směsi.



Obr. 5-3: Schéma větvení práškovodů

Průměr potrubí D_p se pro jednotlivé práškovody stanoví podle vztahu (5.24). Toto dimenzování vychází z výpočtu pro nejhůřší možné palivo.

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{ml} \cdot j \cdot M_p}{\pi \cdot w_{PS}}} \quad (5.24)$$

$$D_{p_A} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,709 \cdot \frac{1}{2} \cdot 7,612}{\pi \cdot 28}} = 0,544 \text{ m}$$

$$D_{p_B} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,709 \cdot \frac{1}{4} \cdot 7,612}{\pi \cdot 28}} = 0,385 \text{ m}$$

$$D_{p_C} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,709 \cdot \frac{1}{8} \cdot 7,612}{\pi \cdot 28}} = 0,272 \text{ m}$$

Kde j je část množství paliva procházející daným práškovodem, pro práškovod A je $j = 1/2$, pro práškovod B je $j = 1/4$, pro práškovod C je $j = 1/8$,
 w_{PS} je rychlost transportního média, pro médium o teplotě ≤ 120 °C je $w = 25\text{--}28$ m/s, u mlýnic s přímým foukáním lze připustit zmenšení rychlosti až na 18 m/s [12], voleno $w = 28$ m/s.

Pro nejlepší možné palivo lze z rovnice (5.24) po úpravě vyjádřit vztah pro rychlost primární směsi v potrubí. Tato hodnota musí být rovna nebo větší než 18 m/s.

$$w_{PS} = \frac{4 \cdot 1,319 \cdot \frac{1}{2} \cdot 6,905}{\pi \cdot 0,544^2} = 19,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

6 Návrh spalovací komory

Vhodným návrhem spalovací komory lze docílit nízké produkce emisí NO_x . Toho se především dosáhne nižšími teplotami v ohništi a účelným rozdělením spalovacího vzduchu. Proto je důležitý správný návrh hořáků a rozměrů spalovací komory.

6.1 Návrh hořáků a rozdělení spalovacího vzduchu

Z důvodu dosažení co nejnižších hodnot emisí NO_x jsou pro daný kotel voleny proudové hořáky. Ty jsou založeny na odděleném přívodu primární směsi a sekundárního vzduchu. Odplynění a zapálení primární směsi tak probíhá v místech nízké koncentrace kyslíku, zatímco samotné hoření se realizuje až po smísení se sekundárním vzduchem v relativně dlouhém plameni, který je chladnější než kratší plamen vířivých hořáků [8]. Největší spalovací dráha je možná při tangenciálním uspořádání hořáků umístěných do rohů spalovací komory. Další teoretické výhody tohoto uspořádání jsou lepší vyplnění ohniště spirálovým plamenem a lepší směšování díky zvýšené turbulenci [4].

6.1.1 Rozdělení spalovacího vzduchu

Celkové množství spalovacího vzduchu proudícího do ohniště vyjádřeno součinitelem přebytku vzduchu na konci ohniště je $\alpha_0 = 1,2$. Tuto hodnotu je nutné rozdělit mezi přísávaný falešný vzduch $\Delta\alpha_0$, primární vzduch α_1 , sekundární vzduch α_2 , dohořivací vzduch α_d a chladicí vzduch α_{ch} pro hořáky, které nejsou aktuálně v provozu.

Množství dohořivacího vzduchu je voleno s ohledem na zaručení redukčních podmínek spalování v hořákové zóně $\alpha_d = 0,3$. Součinitel přebytku primárního vzduchu vychází z rovnice (6.1), kde je v poměru objem sušícího vzduchu s minimálním množstvím spalovacího vzduchu. Nejprve jsou výpočty provedeny pro nejlepší palivo.

$$\alpha_1 = \frac{1}{h} \cdot \frac{1}{\rho_{vz}} \cdot \frac{1}{O_{vzmin}} \quad (6.1)$$

$$\alpha_1 = \frac{1,084 \cdot \frac{1}{1,293}}{6,4356} = 0,13$$

Chladicí vzduch je potřebný ke chlazení zapalovacích a výkonových hořáků, které nejsou v daný moment v provozu. V opačném případě by mohlo dojít k deformaci hořáků vlivem vysokých teplot v ohništi. Součinitel přebytku chladicího vzduchu je určen rovnicí (6.2), ve které je zakomponován předpoklad, že pro chlazení hořáků je zapotřebí 20 % množství vzduchu potřebného při plném výkonu těchto hořáků.

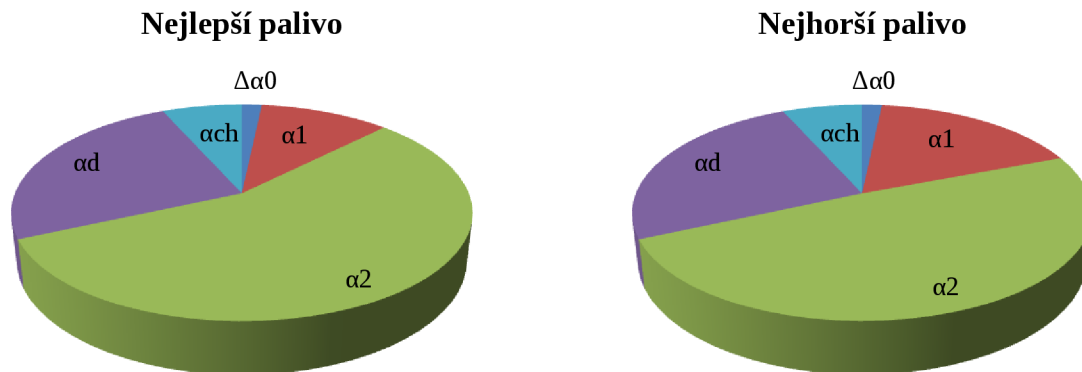
$$\alpha_{ch} = 0,2 \cdot \left(\alpha_1 + \frac{O_{vzmin_{ZP}} \cdot M_{p_{ZP}}}{O_{vzmin} \cdot M_p} \right) \quad (6.2)$$

$$\alpha_{ch} = 0,2 \cdot \left(0,13 + \frac{9,9195 \cdot 1,165}{6,4356 \cdot 6,905} \right) = 0,08$$

Součinitel přebytku pro sekundární vzduch se stanoví jako rozdíl součinitele přebytku vzduchu na konci ohniště a zbylých již známých součinitelů. Všechny hodnoty pro nejlepší možné i nejhorší možné palivo jsou zaznamenány v tabulce 6-1 a grafu 6-1.

Tab. 6-1: Rozdělení spalovacího vzduchu

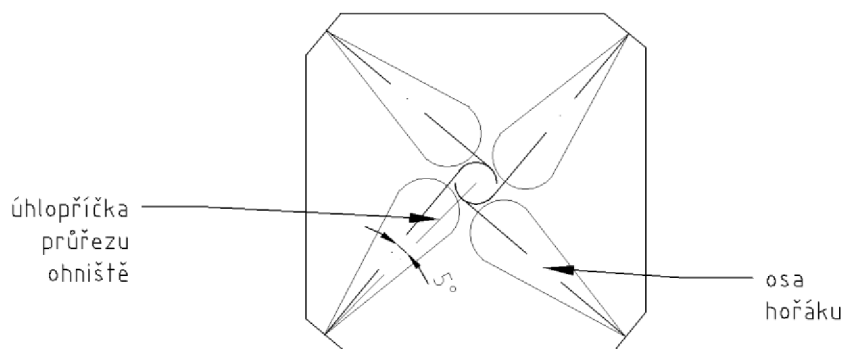
Součinitel přebytku vzduchu	Nejlepší možné palivo	Nejhorší možné palivo
$\Delta\alpha_0$	0,02	0,02
α_1	0,13	0,21
α_2	0,67	0,59
α_d	0,3	0,3
α_{ch}	0,08	0,08
α_0	1,2	1,2



Graf 6-1: Rozdělení spalovacího vzduchu

6.1.2 Návrh hořáků

Spalovací komora s tangenciálními hořáky umístěnými do rohů vyžaduje čtvercový průřez ohniště. Vlivem konstrukce hořáků jsou rohy spalovací komory v tomto místě zkoseny. Toto konstrukční řešení je dáno kvůli působení nesymetrických aerodynamických poměrů plamene, který by se v jiném případě přikláněl na stěnu, se kterou by svíral menší úhel [4]. Proto je také volen relativně malý úhel osy hořáku od úhlopříčky průřezu 5° , viz obrázek 6-1.



Obr. 6-1: Schéma průřezu ohniště v hořákové zóně s tangenciálním uspořádáním hořáků

Pro proudové hořáky a daný parní výkon 210 t/h je doporučeno volit 8 hořáků [6]. Každý mlýn zásobí skupinu 4 hořáků, které leží v jedné horizontální úrovni. Při výpadku mlýnu proto dojde k vyřazení z provozu celé jedny skupiny hořáků. Vzhledem k rezervnímu mlýnu tedy ústí do ohniště 12 hlavních hořáků ve 3 výškových úrovních, maximálně 8 jich je v provozu v jeden časový okamžik. Na obrázku 6-2 je schéma celku hořáku jednoho rohu spalovací komory. Zapalovací a stabilizační hořáky (C) jsou umístěné mezi první (A1) a druhou (A2) skupinou hlavních hořáků. Ty jsou v provozu v situaci, kdy ani jeden mlýn

není v poruchovém stavu. Tím je zajištěn nejdelší čas na spalování při redukčních podmínkách a nejlepší využití spalovací komory. Do nejvýše umístěné skupiny hlavních hořáků (A3) je dopravována primární směs ze záložního mlýna.

Průměr jednoho zapalovacího a stabilizačního hořáku D_h se vypočte pomocí rovnice (5.24), ve které je součinn ventilace mlýnice a množství paliva nahrazen množstvím zapalovací směsi² V_{ZS} určeným vztahem (6.3). Zapalovací a stabilizační hořáky jsou 4, proto je součinitel $j = 1/4$. Rychlost zapalovací směsi na vstupu do spalovací komory je volena $w_{ZS} = 45$ m/s [6].

$$D_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1}{4} \cdot 12,774}{\pi \cdot 45}} = 0,3 \text{ m}$$

$$V_{ZS} = M_{p_ZP} \cdot O_{VZ_ZP} \cdot \frac{273,15 + t}{273,15} \quad (6.3)$$

$$V_{ZS} = 1,165 \cdot 10,2171 \cdot \frac{273,15 + 20}{273,15} = 12,774 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Velikost ústí hlavních hořáků se odvíjí od optimální rychlosti primární směsi při vstupu do spalovací komory. Ta se pohybuje pro proudové rohové hořáky při spalování černého uhlí mezi 18 a 26 m/s [6]. Plocha ústí jednoho hořáku S_h se vypočte podle vztahu (6.4). Následující rovnice jsou vyčísleny pro nejhorší možné palivo. Zvolená rychlost primární směsi je $w_{PS} = 26$ m/s.

$$S_h = \frac{1}{8} \cdot \frac{V_{ml} \cdot M_p}{w_{PS}} \quad (6.4)$$

$$S_h = \frac{1}{8} \cdot \frac{1,709 \cdot 7,612}{26} = 0,0625 \text{ m}^2$$

Pro zvolenou šířku ústí hořáku $b = 0,3$ m a obdélníkový tvar se jeho výška v_h stanoví rovnicí (6.5).

$$v_h = \frac{S_h}{b} \quad (6.5)$$

$$v_h = \frac{0,0625}{0,3} = 0,208 \text{ m}$$

Pro výpočet plochy ústí jedné hubice sekundárního vzduchu S_s je použita další modifikace rovnice kontinuity (6.6). Ta reflektuje počet hubic sekundárního vzduchu v provozu a chlazení ústí hubic, které v provozu nejsou. Konstrukčně jsou ústí sekundárního vzduchu umístěna vždy pod a nad hlavním hořákem, jak je patrné na obrázku 6-2. Doporučená rychlost sekundárního a dohořivacího vzduchu se pohybuje v rozmezí $w_{SV} = 36\text{--}42$ m/s [6]. Je voleno $w_{SV} = 36$ m/s.

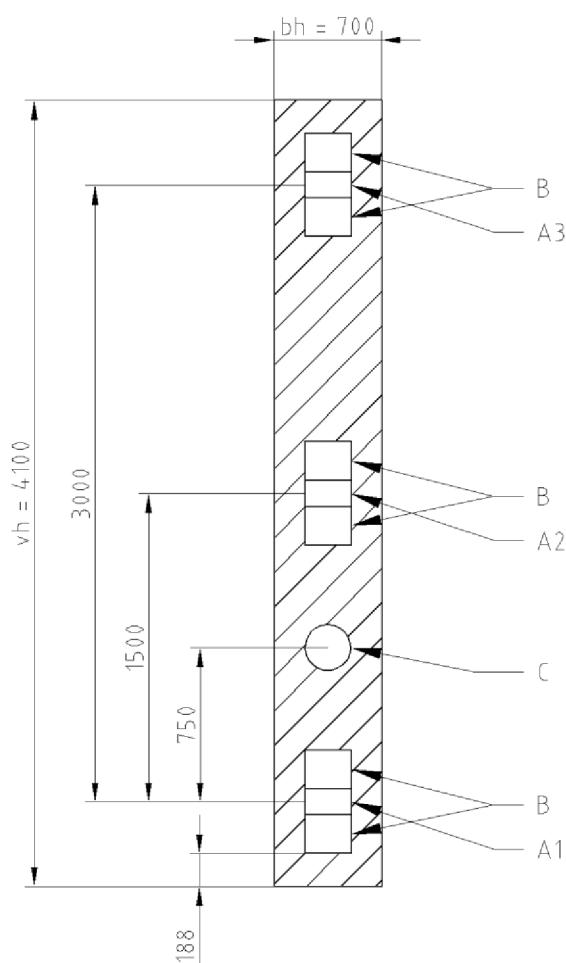
² Pro zjednodušení je počítáno s předpokladem, že zapalovací směs je složena pouze ze spalovacího vzduchu. Hodnota je přepočítána na $t = 20$ °C.

$$S_s = \frac{1}{16} \cdot \frac{M_p \cdot O_{VZmin} \cdot \alpha_2 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{1}{2}\right)}{w_{SV}} \cdot \frac{273,15 + t}{273,15} \quad (6.6)$$

$$S_s = \frac{1}{16} \cdot \frac{7,612 \cdot 5,2484 \cdot 0,58 \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{1}{2}\right)}{36} \cdot \frac{273,15 + 300}{273,15} = 0,0773 \text{ m}^2$$

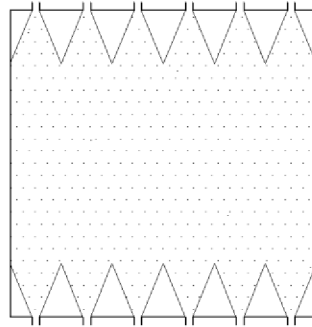
Výška ústí hubic sekundárního vzduchu v_s se pro zvolenou šířku $b = 0,3$ m určí podle rovnice (6.5).

$$v_s = \frac{0,0773}{0,3} = 0,258 \text{ m}$$



Obr. 6-2: Schéma celku hořáku, A - hlavní hořák, B - sekundární vzduch, C - zapalovací hořák

Hubice dohořivacího vzduchu ústí v přední a zadní stěně spalovací komory tak, aby došlo k co nejlepšímu promísení tohoto vzduchu s produkty nedokonalého spalování a reakci CO na CO₂. Pro pokrytí co největší plochy průřezu ohniště dohořivacím vzduchem je voleno 6 hubic tohoto vzduchu v přední stěně a 6 v zadní stěně, jak je patrné na obrázku 6-3.



Obr. 6-3: Schéma ústní hubic dohořivacího vzduchu

Průměr ústí jedné hubice dohořivacího vzduchu D_d se určí ze vztahu (5.24), kde je namísto ventilace mlýnice dosazen součín $O_{VZmin} \cdot \alpha_d$. Součinitel j zde vyjadřuje podíl množství dohořivacího vzduchu procházející jednou hubicí.

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,2484 \cdot 0,3 \cdot \frac{1}{12} \cdot 7,612}{\pi \cdot 36}} = 0,188 \text{ m}$$

V tabulce 6-2 jsou zaznamenány hodnoty rychlostí primární směsi, sekundárního a dohořivacího vzduchu pro nejlepší možné palivo. Tyto údaje jsou spočteny z rovnic (6.4), (6.6) respektive (5.24) pro známé hodnoty b , v_s , α_2 a D_d .

Tab. 6-2: Rychlosti na výstupu z hořáků pro nejlepší palivo

Veličina	Jednotka	Hodnota
Rychlost primární směsi	m/s	18,24
Rychlost sekundárního vzduchu	m/s	45,4
Rychlost dohořivacího vzduchu	m/s	40,02

Rychlost sekundárního vzduchu na vstupu do spalovací komory při spalování nejlepšího možného paliva je o něco větší, než je doporučená hodnota. V případě, že by tato vysoká rychlost způsobovala problémy při hoření, je možné přesměrovat větší část sekundárního vzduchu na chlazení aktuálně neprovozovaných hubic sekundárního vzduchu než je volených 10 %.

6.2 Rozměry ohniště

Projekční návrh rozměrů ohniště se odvíjí od aktivního objemu ohniště V_o . Tento objem musí být dostatečný pro dosažení maximální efektivity spalování a pro docílení ochlazení spalin na požadovanou hodnotu na výstupu z ohniště. Aktivní objem ohniště se určí pomocí objemového zatížení ohniště. Pro dosažení co nejnižších teplot v ohništi, je volena nízká hodnota objemového zatížení ohniště $q_v = 110 \text{ kW/m}^3$. Aktivní objem spalovací komory se pak stanoví rovnicí (6.7). Celý výpočet spalovací komory je proveden pro nejlepší možné palivo.

$$V_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_v} \quad (6.7)$$

$$V_o = \frac{6,905 \cdot 22600}{110} = 1418,66 \text{ m}^3$$

Z důvodu použití proudových tangenciálních hořáků má průřez ohniště čtvercový tvar. Rozměr strany tohoto čtverce se určí z jeho obsahu (rovnice (6.9)). V rozích je průřez ohniště zkosen vlivem konstrukce hořáků. Obsah průřezu ohniště v hořákové zóně toto reflektuje. Vypočítá se pomocí průřezového zatížení $q_s = 2,4 \text{ MW/m}^2$ [6], jehož hodnota je opět volena s ohledem na dosažení nízkých teplot ve spalovací komoře.

$$S_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} \quad (6.8)$$

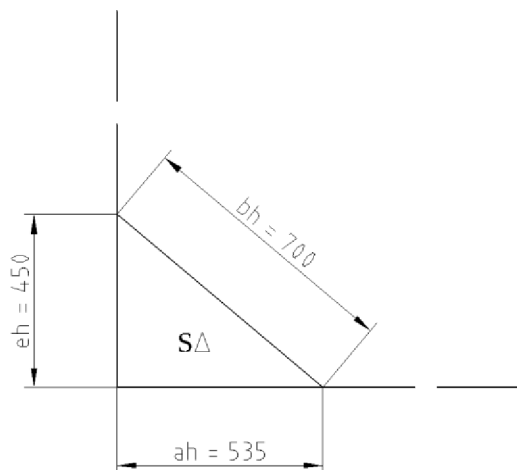
$$S_o = \frac{6,905 \cdot 22,6}{2,4} = 65,02 \text{ m}^2$$

$$a = \sqrt{S_o + 4 \cdot S_\Delta} \quad (6.9)$$

$$a = \sqrt{65,02 + 4 \cdot 0,12} = 8,1 \text{ m}$$

Kde S_Δ je obsah vybrání rohu spalovací komory vlivem konstrukce hořáku, viz obrázek 6-4.

$$S_\Delta = \frac{0,45 \cdot 0,535}{2} = 0,12 \text{ m}^2$$



Obr. 6-4: Vybrání rohu spalovací komory vlivem konstrukce hořáku

Aktivní objem ohniště se bere od poloviny výsypky po výstupní hrdlo. V tomto případě je za výstupní hrdlo považován horizontální průřez spalovací komory, kde začínají šotové přehříváky páry. Šířka výstupního otvoru výsypky je volena $e = 1 \text{ m}$. Výška výsypky je volena $h_v = 4,5 \text{ m}$. Celková výška spalovací komory H , která odpovídá aktivnímu objemu, se vypočítá pomocí vztahu (6.10).

$$H = \frac{V_o + \frac{a \cdot h_v \cdot (a - e)}{8} + 4 \cdot S_\Delta \cdot v_h}{a^2} \quad (6.10)$$

$$H = \frac{1418,66 + \frac{8,1 \cdot 4,5 \cdot (8,1 - 1)}{8} + 4 \cdot 0,12 \cdot 4,1}{8,1^2} = 22,15 \text{ m}$$

Kde v_h je výška celku hořáku (obrázek 6-2).

Výška spalovací komory od začátku zužování výsypky po výstupní okno h se pak rovná rozdílu celkové výšky a poloviny výšky výsypky.

$$h = H - \frac{h_v}{2} \quad (6.11)$$

$$h = 22,15 - \frac{4,5}{2} = 19,9 \text{ m}$$

Celkový povrch stěn ohniště S_{st} se stanoví jako uzavřený povrch aktivního objemu spalovací komory. Počítá se zde i okno výsypky (plocha horizontálního řezu vedeného polovinou výsypky) a výstupní okno. V tomto výpočtu není respektováno konstrukční uspořádání trubek.

$$S_{st} = 4 \cdot a \cdot h - 4 \cdot v_h \cdot (a_h + e_h) + 4 \cdot v_h \cdot b_h + a^2 + a \cdot \left(\frac{a+e}{2}\right) + \frac{a \cdot h_v \cdot (a+e)}{4} + 2 \cdot a \cdot \sqrt{\left(\frac{h_v}{2}\right)^2 + \left(\frac{a-e}{4}\right)^2} \quad (6.12)$$

$$S_{st} = 4 \cdot 8,1 \cdot 19,9 - 4 \cdot 4,1 \cdot (0,535 + 0,45) + 4 \cdot 4,1 \cdot 0,7 + 8,1^2 + 8,1 \cdot \left(\frac{8,1+1}{2}\right) + \frac{8,1 \cdot 4,5 \cdot (8,1+1)}{4} + 2 \cdot 8,1 \cdot \sqrt{\left(\frac{4,5}{2}\right)^2 + \left(\frac{8,1-1}{4}\right)^2} = 871,9 \text{ m}^2$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště $S_{ús}$ je ekvivalentní skutečné nezanesené a nezakryté výhřevné ploše. Jednotlivé části trubkové stěny se násobí úhlovým součinitelem. Ten je pro membránovou stěnu roven 1. Od celkového povrchu stěn ohniště se tedy odečítají plochy hořáků, výstupních otvorů dohořivacího vzduchu a horizontálního řezu vedeného polovinou výsypky. Plocha výstupního okna se násobí koeficientem vyjadřujícím podíl tepelného toku výstupním průřezem $\delta = 0,93$ a koeficientem tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště $y_h = 0,65$ [6].

$$S_{ús} = S_{st} - 4 \cdot S_h - 12 \cdot S_d - (1 - \delta \cdot y_h) \cdot a^2 - a \cdot \left(\frac{a+e}{2}\right) \quad (6.13)$$

$$S_{ús} = 870,76 - 4 \cdot (0,7 \cdot 4,1) - 12 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,188^2}{4}\right) - (1 - 0,93 \cdot 0,65) \cdot 8,1^2 - 8,1 \cdot \left(\frac{8,1+1}{2}\right) = 797,28 \text{ m}^2$$

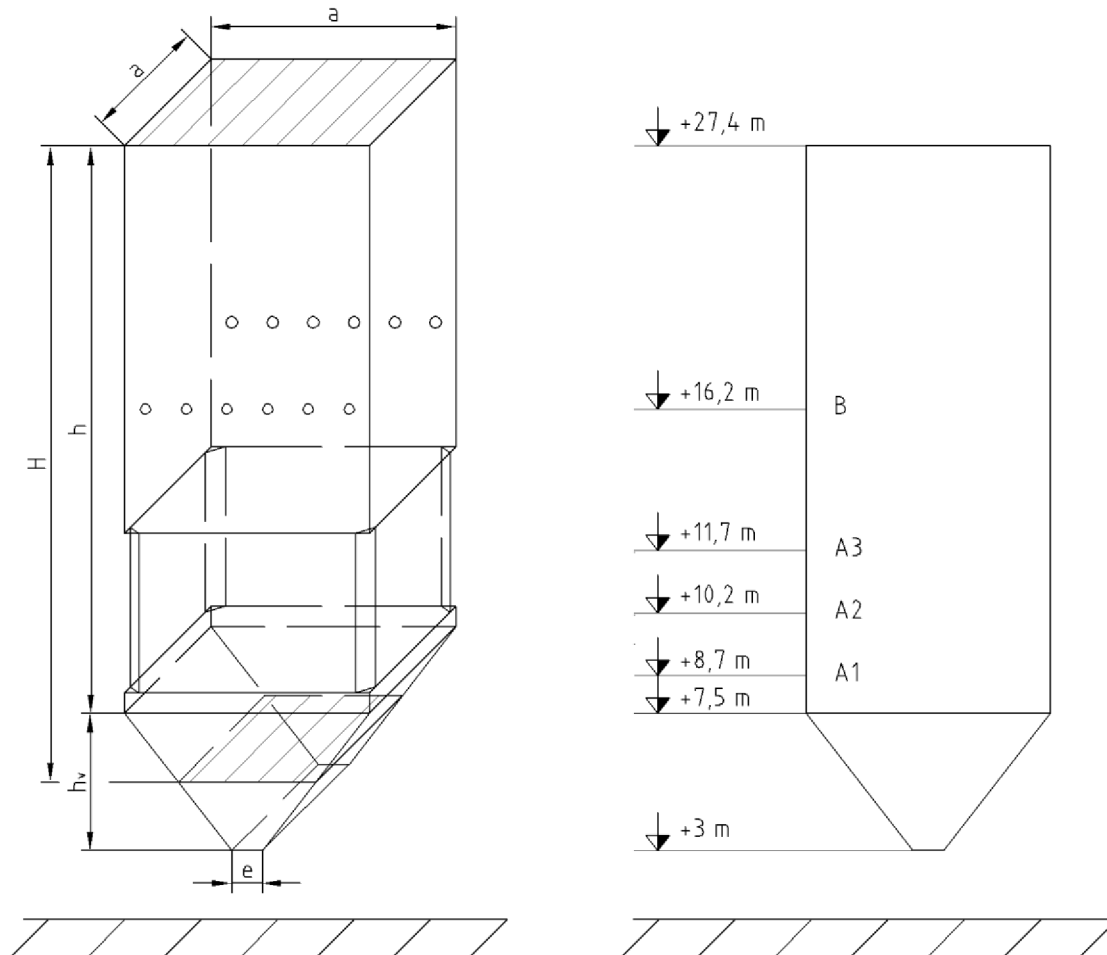
Kde S_h je plocha celku hořáku,
 S_d je plocha ústí hadice dohořivacího vzduchu.

Vzdálenost osy spodních hořáků od začátku zužování výsypky se vypočte podle rovnice (6.14) [6].

$$h_{h1} = 4 \cdot b \quad (6.14)$$

$$h_{h1} = 4 \cdot 0,3 = 1,2 \text{ m}$$

Optimální výška osy ústí hubic dohořivacího vzduchu se pohybuje přibližně v rozmezí 4,5–9 m nad osou nejvýše umístěných hlavních hořáků [14]. Těmi jsou hlavní hořáky A3, ke kterým je přiváděna primární směs ze záložního mlýna, a které nejsou většinu času v provozu. Proto je volena nejnižší doporučená výška otvorů dohořivacího vzduchu od těchto hořáků 4,5 m. Při běžném provozu jsou osy hubic dohořivacího vzduchu a prvních hlavních hořáků na výkonu od sebe vzdáleny 6,5 m. Schéma spalovací komory je zobrazeno na obrázku 6-5.



Obr. 6-5: Schéma spalovací komory, A - hlavní hořák, B - dohořivací vzduch

6.3 Tepelný výpočet spalovací komory

Předmětem tepelného výpočtu spalovací komory je určení teploty spalin na konci ohniště t_{ok} . Ta musí být alespoň o 50 °C nižší, než je teplota měknutí popela t_a . Pro dodávané palivo je zaručena minimální $t_a = 1250$ °C [2]. I vzhledem ke snaze o co nejnižší emise NO_x je vhodné nepřesáhnout teplotu 1200 °C.

Tento výpočet je založen na teorii podobnosti v tepelných procesech v ohništi [7]. Teplota spalin na konci ohniště pro dané konstrukční řešení spalovací komory se určí iteračně. Vybraná vstupní hodnota se nesmí od té výpočtové lišit o více než 20 °C. Výpočet je proveden pro nejlepší možné palivo, kdy jsou v provozu hlavní hořáky A2 a A3. V tomto případě bude teplota na konci ohništi nejvyšší. Vstupní hodnota teploty pro výpočet je volena $t_{ok} = 1200$ °C.

6.3.1 Součinitel M

Součinitel M respektuje průběh teplot po výšce ohniště. Je závislý na poloze maximální teploty plamene a druhu paliva. Pro spalování černého uhlí s velkým prchavým podílem hořlaviny se stanoví dle vztahu (6.15).

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot h_{pl} \quad (6.15)$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot 0,4973 = 0,3414$$

Kde h_{pl} je poměrná výška hořáků, Určí se rovnicí (6.16).

$$h_{pl} = \frac{h_h}{H} + \Delta h \quad (6.16)$$

$$h_{pl} = \frac{5,7}{22,15} + 0,24 = 0,4973$$

Kde h_h je střední výška provozovaných hořáků od začátku aktivního objemu, pro 2 řady hořáků o stejném počtu i výkonu se určí vztahem (6.17), Δh je korekční součinitel, pro nízkoemisní hořáky s nedostatkem spalovacího vzduchu v oblasti hořáků se stanoví podle rovnice (6.18) [6].

$$h_h = \frac{h_{h1} + h_{h2}}{2} \quad (6.17)$$

$$h_h = \frac{4,95 + 6,45}{2} = 5,7 \text{ m}$$

$$\Delta h = 2 \cdot (1 - (\alpha_0 - \Delta\alpha_0 - \alpha_d)) \quad (6.18)$$

$$\Delta h = 2 \cdot (1 - (1,2 - 0,02 - 0,3)) = 0,24$$

6.3.2 Boltzmannovo číslo

Boltzmannovo číslo B_O je kritériem podobnosti přenosu tepla v ohništi. Určí se pomocí rovnice (6.19).

$$B_O = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot T_{pl}^3} \quad (6.19)$$

$$B_O = \frac{0,9945 \cdot 6,859 \cdot 14,6244}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4115 \cdot 871,9 \cdot 2159,45^3} = 0,4844$$

Kde φ je součinitel uchování tepla, viz (6.20),
 T_{pl} je teoretická teplota plamene,
 $\bar{\psi}$ je střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn (6.21),
 $\overline{O_{sp}} \cdot C$ je střední celkové měrné teplo spalín určené rovnicí (6.22).

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} \quad (6.20)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{91 + 0,5} = 0,9945$$

$$\bar{\psi} = \frac{\xi \cdot S_{\dot{u}s}}{S_{st}} \quad (6.21)$$

$$\bar{\psi} = \frac{0,45 \cdot 797,28}{871,9} = 0,4115$$

Kde ξ je součinitel zanesení stěn ohniště, pro daný typ uhlí je $\xi = 0,45$ [7].

Střední celkové měrné teplo spalín se určí ze známých parametrů spalín na konci ohniště a tepla uvolněného ve spalovací komoře, kterému odpovídá teplota nechlazeného plamene.

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{I_u - I_{ok}}{t_{pl} - t_{ok}} \quad (6.22)$$

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{25494,0343 - 15457,3429}{1886,3 - 1200} = 14,6244 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Kde I_{ok} je entalpie spalín na výstupu z ohniště určená lineární interpolací z tabulky 3-8 pro danou teplotu t_{ok} ,

I_u je teplo uvolněné ve spalovací komoře, které se pro kotel bez recirkulace spalín a bez ohřívání spalovacího vzduchu cizím zdrojem vypočítá rovnicí (6.23),

t_{pl} je teplota nechlazeného plamene získaná lineární interpolací z tabulky 3-8 pro dané teplo uvolněné v ohništi.

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{co} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{VZ} \quad (6.23)$$

$$I_u = 22600 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0,66 - 0,021}{100 - 0,66} + 3012,565 = 25494,0343 \frac{kJ}{kg}$$

Kde Q_{VZ} je teplo přivedené do kotle se spalovacím vzduchem, stanoví se dle vztahu (6.24).

$$Q_{VZ} = (\alpha_0 - \Delta\alpha_0) \cdot I''_{VZmin} + (\Delta\alpha_0) \cdot I'_{VZmin} \quad (6.24)$$

$$Q_{VZ} = (1,2 - 0,02) \cdot 2550,189 + (0,02) \cdot 167,099 = 3012,565 \frac{kJ}{kg}$$

Kde I''_{VZmin} , I'_{VZmin} je entalpie minimálního množství horkého vzduchu pro teplotu 300 °C, respektive entalpie minimálního množství přisávaného falešného vzduchu z kotelny o teplotě 20 °C.

6.3.3 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště a_0 je vyjádřením sálavých vlastností stěn spalovací komory a plamene. Pro práškové ohniště se určí dle rovnice (6.25).

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} \quad (6.25)$$

$$a_0 = \frac{0,6468}{0,6468 + (1 - 0,6468) \cdot 0,4115} = 0,8165$$

Kde a_{pl} je efektivní stupeň černosti plamene, který je vyjádřen rovnicí (6.26).

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (6.26)$$

$$a_{pl} = 1 - e^{-1,7769 \cdot 0,1 \cdot 5,8575} = 0,6468$$

Kde p je tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaku v ohništi se udává $p = 0,1$ MPa [7],
 s je účinná tloušťka sálové vrstvy vypočítaná podle vztahu (6.27).
 k je součinitel zeslabení sálání, který je spočten rovnicí (6.28).

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} \quad (6.27)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{1418,66}{871,9} = 5,8575 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání k se podle rovnice (6.28) skládá ze součinitele zeslabení sálání tříatomových plynů, součinitele zeslabení sálání popílku a součinitele zeslabení sálání koksovými částicemi k_k , jehož hodnota se udává $k_k = 1$ ($\text{m} \cdot \text{MPa}$)⁻¹ [7].

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (6.28)$$

$$k = 0,7394 + 0,5375 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 1,7769 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Kde κ_1 je parametr závislý na druhu paliva, pro černé plynové uhlí $\kappa_1 = 0,5$ [7],
 κ_2 je parametr závislý na způsobu spalování, pro práškové ohniště $\kappa_2 = 0,1$ [7],
 $k_{sp} \cdot r_{sp}$ je součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů určený vztahem (6.29),
 $k_p \cdot \mu$ je součinitel zeslabení sálání popílku stanovený podle rovnice (6.30).

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p \cdot r_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ok}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (6.29)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0935}{3,16 \cdot \sqrt{0,1 \cdot 0,234 \cdot 5,8575}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1473,15}{1000} \right) \cdot 0,234 = 0,7394 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_{ok}^2 \cdot d_p^2}} \cdot \mu \quad (6.30)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1473,15^2 \cdot 16^2}} \cdot 10,2751 = 0,5375 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Kde d_p je střední efektivní průměr částic popílku, pro černé uhlí spalované v práškovém ohništi a mleté ve středněběžném mlýně je $d_p = 16$ μm [7].

6.3.4 Skutečná teplota spalin na konci ohniště

Skutečná teplota spalin na konci ohniště se určí poloempirickým Gurvičovým vztahem (6.31), který kombinuje teplotu nechlazeného plamene, součinitel M , Boltzmannovo číslo a stupeň černosti plamene.

$$t_{ok} = \frac{T_{pl}}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (6.31)$$

$$t_{ok_skut} = \frac{2159,45}{1 + 0,3414 \cdot \left(\frac{0,8165}{0,4844}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1198,87 \text{ °C}$$

Protože se skutečná teplota na konci ohniště t_{ok_skut} liší od té zvolené na začátku tepelného výpočtu spalovací komory pouze o 1,13 °C, není třeba výpočet opakovat s novou vstupní hodnotou t_{ok} .

Pro ostatní kombinace paliva a hlavních hořáků jsou hodnoty tepelného výpočtu spalovací komory zaznamenány v tabulce 6-3. Lze vidět, že v těchto případech jsou skutečné teploty na konci ohniště ještě nižší. Tím je splněn požadavek nepřekročení maximální teploty na konci spalovací komory 1200 °C.

Tab. 6-3: Hodnoty tepelného výpočtu spalovací komory pro daný průběh spalování

Parametr	Jednotka	Nejlepší palivo			Nejhorší palivo	
hořáky v provozu	-	A1, A3	A1, A2	A2, A3	A1, A3	A1, A2
t_{ok}	°C	1175	1150	1190	1160	1130
t_{np}	°C	1886,3	1886,3	2079	2079	2079
M	-	0,3583	0,3752	0,3414	0,3583	0,3752
B_0	-	0,484	0,4837	0,3419	0,3397	0,3394
a_0	-	0,8194	0,8222	0,8918	0,8944	0,897
t_{ok_skut}	°C	1174,78	1151,45	1190,67	1160,66	1133,45

7 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout mlecí okruh a spalovací komoru pro kotel PK4S Teplárny Košice při přechodu na nové palivo. V rámci návrhu mlecího okruhu měl být určen počet mlýnů a jejich velikost. Dále mělo být provedeno srovnání tepelných bilancí stávající a nové mlýnice. Návrh spalování a spalovací komory měl obsahovat primární opatření k dosažení nízké produkce oxidů dusíku. Navíc mělo být zjištěno, zda existují relevantní vztahy pro přepočítání součinitele melitelnosti podle Hardgrovi metody na součinitel melitelnosti podle metody VTI.

Melitelnost není absolutní veličina, která by šla změřit, proto určujeme pouze součinitel melitelnosti. Ten udává relativní hodnotu melitelnosti zkoumaného vzorku vůči zvolenému etalonu. Existují různé metody určení součinitele melitelnosti uhlí. Nejvíce používané jsou metody stálé energie a mezi nimi pak metoda podle Hardgrova a metoda VTI. Existují vztahy pro přepočítání z jednoho součinitele na druhý (viz kapitola 2.3), které však nejsou plošně platné a mohou v jednotlivých případech vykazovat významné odlišnosti od skutečnosti. To je dáno komplexní závislostí melitelnosti na parametrech uhlí a především závislostí melitelnosti daného uhlí na typu a velikosti mlýna. Z tohoto důvodu je lepší nechat provést test daného uhlí na součinitel melitelnosti podle metody, která odpovídá zvolenému typu mlýnu.

Pro nové palivo, jímž je černé uhlí s vysokým podílem prchavé hořlaviny, je nejvhodnější zvolit středněběžný typ mlýnu, který je zařazen do uzavřeného mlecího okruhu s přímým foukáním. Oproti jiným typům mlýnu mají středněběžné mlýny nižší měrnou mlecí práci. Volba okruhu s přímým foukáním je vhodná vzhledem k vysokému podílu prchavých látek. V případě nového paliva a stávající bubnové mlýnice se zásobníkem prášku, by ta část prchavé hořlaviny, která se uvolní při sušení a mletí paliva, odcházela jako součást brýd do brýdových hořáků. V tomto konkrétním případě byly zvoleny tři stejné kladkové mlýny zapojené v přetlakovém okruhu, přičemž k dosažení jmenovitého výkonu kotle jsou zapotřebí dva. Poslední mlýn je pouze záložní pro případ poruchy jednoho z mlýnů, které jsou běžně v provozu. Z hodnoty požadovaného maximálního výkonu pro jeden mlýn byl určen základní rozměr mlýnů - průměr mlecí mísy. Ten byl z důvodů unifikace výroby a dodatečné zálohy mlecího výkonu zaokrouhlen směrem nahoru na hodnotu $D_{skut} = 1,75$ m. Pro mezní hodnoty nového paliva pak vychází měrná mlecí práce navržené mlýnice od 17,163 kWh/t do 20,061 kWh/t. Z tepelných bilancí stávající a nové mlýnice je patrné, že potřebné množství sušícího vzduchu je cca pět krát vyšší v případě nové mlýnice. To je dáno vyšší vlhkostí nového paliva a nižší teplotou sušícího vzduchu.

Optimalizací spalovacího procesu je snaha dosáhnout co nejnižších hodnot emisí NO_x . Tato optimalizace zahrnuje malý přebytek spalovacího vzduchu na konci ohniště, nižší teploty ve spalovací komoře a postupný přívod spalovacího vzduchu. V podmínkách podstechiometrického spalování v hořákové zóně dochází k nízké produkci NO_x . Na vrub tomuto jevu vzrůstá ztráta chemickým nedopalem, tj. roste množství CO ve spalínách. Proto jsou ve výšce 4,5 m nad poslední řadou hlavních hořáků umístěny ústí hubic dohořívacího vzduchu. Po smísení produktů redukčního spalování s dohořívacím vzduchem dojde k dodatečné oxidaci CO na CO_2 . K nižší tvorbě oxidů dusíku napomáhají také rohové proudové hořáky umístěné ve třech horizontálních úrovních. Každá horizontální skupina hlavních hořáků je zásobena vlastním mlýnem. Konstrukčně spalovací komora vychází z požadavku maximální teploty na konci ohniště 1200 °C, což je dáno vlastnostmi nového paliva. Strana čtvercového průřezu, který je nutný při použití tangenciálních rohových proudových hořáků, má délku 8,1 m. Výška spalovací komory od poloviny výsyvky do

začátku šotových přehříváků je 22,15 m. Tepelným výpočtem takto navržené spalovací komory je stanovena skutečná teplota spalin na konci ohniště, která je v nejméně příznivém případě vzhledem k teplotám v ohništi 1198,87 °C. Tím je splněn předpoklad maximální teploty na konci ohniště 1200 °C.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] Coal. *International Energy Agency* [online]. 2015 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: <http://www.iea.org/topics/coal/>.
- [2] PROVYKO S.R.O. *Návrh mlýnského okruhu kotle PK4S Teplárna Košice*. Brno, 2014.
- [3] MIROSHNICHENKO, D. V. *Crushing Properties of Coal. Coke and Chemistry*. Allerton Press, 2013, ročník 56, č 12, s. 449–455. ISSN 1068-364X.
- [4] ČERNÝ, Václav. *Parní kotle a spalovací zařízení*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1975, 526 s.
- [5] OBRADOVIĆ, Marko O. *Istraživanje i komparacija uticaja karakteristika ugljeva niske toplotne vrednosti na njihovu meljivost i parametre procesa mlevenja*. Beograd: Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2015. Vedoucí disertační práce dr Dejan Radić. Dostupné z: http://www.mas.bg.ac.rs/_media/biblioteka/obradovic_marko.pdf.
- [6] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [7] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [8] VEJVODA, Josef, Pavel MACHAČ a Petr BURYAN. *Technologie ochrany ovzduší a čištění odpadních plynů* [online]. Praha: VŠCHT, 2012, 226 s. [cit. 2015-04-13]. ISBN 80-708-0517-X. Dostupné z: <http://old.vscht.cz/uchop/udalosti/skrinavo.html>.
- [9] PBS. *Provozní předpisy mlýnice*. Brno, 1963.
- [10] NO_x. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, poslední aktualizace ze dne 2. 3. 2015. [cit. 2015-05-15]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/NOx#Fuel>.
- [11] IBLER, Zbyněk et al. *Technický průvodce energetika*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2002, 615 s. ISBN 80-7300-026-1.
- [12] SKÁLA, Zdeněk. *Palivové hospodářství*. 1. vyd. Brno: VUT, 1987, 153 s.
- [13] GRYGLEWICZ, Grazyna (ed.). *Chemical technology: Raw materials and energy carriers* [online]. Wrocław, 2011, 116 s. [cit. 2015-05-14]. ISBN 978-83-62098-49-1. Dostupné z: http://www.studia.pwr.wroc.pl/p/skrypty/bioinformatics/01_Chemical%20Technology.pdf.
- [14] PHAM, J., D. WASYLUK a W. SMALL. *BABCOCK & WILCOCK POWER GENERATION GROUP, INC. NO_x Reduction Strategy Using a SOFA System in Tangentially Fired Boilers at Lingan Generating Station*. Las Vegas, 2009. [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.babcock.com/library/documents/br-1834.pdf>.

9 Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Rozměr	Význam
$\bar{\psi}$	-	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn
$\overline{O_{sp} \cdot C}$	-	Střední celkové měrné teplo spalín
\underline{zP}	-	Zemní plyn
1/h	kg/kg	Hmotnost sušícího vzduchu na 1 kg surového uhlí
a	m	Délka strany ohniště
a_0	-	Stupeň černosti ohniště
A1, A2, A3	-	Hlavní hořáky
A^d	%	Obsah popela v sušině
a_{pl}	-	Efektivní stupeň černosti plamene
A^r	%	Obsah popela v hrubém vzorku
b	m	Šířka ústí hořáku
B	-	Dohořivací vzduch
B_0	-	Boltzmannovo číslo
c	$\text{kJ/m}^3\text{K}$	Měrná tepelná kapacita
C	-	Zapalovací a stabilizační hořáky
C^{daf}	%	Obsah uhlíku v hořlavíně
CO	-	Oxid uhelnatý
CO ₂	-	Oxid uhličitý
C^r	%	Obsah uhlíku v hrubém vzorku
C_s	%	Procento nespáleného uhlíku ve škváře
C_u	%	Procento nespáleného uhlíku v popílku
d	$\text{kg/kg}^s \text{ vz}$	Množství vody ve vzduchu
D	m	Průměr mlecí mísy
D_d	m	Průměr ústí jedné hubice dohořivacího vzduchu
D_h	m	Průměr zapalovacího hořáku
D_p	m	Průměr práškového potrubí
d_p	μm	Střední efektivní průměr částic popílku
E	kWh/t	Měrná mlecí práce
e	m	Šířka výstupního otvoru výsyvky
f	-	Součinitel vyjadřující poměrné zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry
H	m	Celková výška spalovací komory odpovídající aktivnímu objemu
h	m	Výška spalovací komory od začátku zužování výsyvky
H^{daf}	%	Obsah vodíku v hořlavíně
h_h	m	Vzdálenost os hořáků od začátku zužování výsyvky
h_h	m	Střední výška provozovaných hořáků
h_{pl}	-	Poměrná výška hořáků
H^r	%	Obsah vodíku v hrubém vzorku
h_v	m	Výška výsyvky
i_{Ar}	kJ/m^3	Entalpie argonu
i_{CO_2}	kJ/m^3	Entalpie oxidu uhličitého
i_{H_2O}	kJ/m^3	Entalpie vodní páry
i_{N_2}	kJ/m^3	Entalpie dusíku
i_{O_2}	kJ/m^3	Entalpie kyslíku
I_{ok}	kJ/kg	Entalpie spalín na výstupu z ohniště
i_{SO_2}	kJ/m^3	Entalpie oxidu siřičitého
I_{SP}	kJ/m^3	Entalpie spalín
I_{SPmin}	kJ/m^3	Entalpie minimálního množství spalín
I_u	kJ/kg	Teplo uvolněné ve spalovací komoře
I_{vZmin}	kJ/m^3	Entalpie minimálního množství vzduchu

Návrh mlýnského okruhu kotle PK 4S v Teplárně Košice

Symbol	Rozměr	Význam
j	-	Podíl paliva
K	-	Koeficient melitelnosti paliva
k	1/m·MPa	Součinitel zeslabení sálání
k _{ex}	-	Koeficient vyjadřující snížení výkonu vlivem opotřebení
k _{HGI}	-	Součinitel melitelnosti podle Hardgrovy metody
k _k	1/m·MPa	Součinitele zeslabení sálání koksovými částicemi
k _{mech}	-	Koeficient určující část mechanické energie přeměněné v teplo
k _p ·μ	1/m·MPa	Součinitel zeslabení sálání popílku
k _{sp} ·r _{sp}	1/m·MPa	Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů
k _{VTI}	-	Součinitel melitelnosti podle metody VTI
M	-	Součinitel respektující průběh teplot po výšce ohniště
m ₇₄	g	Hmotnost propadu zkoušeného paliva sítem s oky o velikosti 74 μm
M _p	kg/s	Množství paliva přivedeného do kotle
M _{pv}	kg/s	Množství paliva spáleného v kotli
M _u	t/h	Maximální mlecí výkon jednoho mlýnu
n	-	Počet mlýnů
N	kW	Výkon pohonu mlýnu a ventilátoru
N ^{daf}	%	Obsah dusíku v hořlavině
NO _x	-	Oxidy dusíku
N ^r	%	Obsah dusíku v hrubém vzorku
O _{02min}	Nm ³ /kg	Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva
O _{Ar}	Nm ³ /kg	Objem argonu ve spalínách při spálení 1 kg paliva
O _{CO2}	Nm ³ /kg	Objem oxidu uhličitého ve spalínách při spálení 1 kg paliva
O ^{daf}	%	Obsah kyslíku v hořlavině
O _{H2O}	Nm ³ /kg	Skutečné množství vodní páry ve spalínách
O _{H2Omin}	Nm ³ /kg	Minimální objem vodní páry při spálení 1 kg paliva
O _{N2}	Nm ³ /kg	Objem dusíku ve spalínách při spálení 1 kg paliva
O ^r	%	Obsah kyslíku v hrubém vzorku
O _{SO2}	Nm ³ /kg	Objem oxidu siřičitého ve spalínách při spálení 1 kg paliva
O _{SP}	Nm ³ /kg	Skutečné množství spalín při spálení 1 kg paliva
O _{SPmin}	Nm ³ /kg	Minimální množství vlhkých spalín při spálení 1 kg paliva
O ^s _{SPmin}	Nm ³ /kg	Minimální množství suchých spalín při spálení 1kg paliva
O ^s _{VZmin}	Nm ³ /kg	Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
O _{VZ}	Nm ³ /kg	Skutečné množství ohřivaného vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O _{VZmin}	Nm ³ /kg	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
p	MPa	Tlak v ohništi
P _{dr}	-	Koeficient původního zrnění
P _t	kW	Tepelný výkon kotle
P _{w1}	-	Opravný koeficient vyjadřující vliv vlhkosti na melitelnost
P _{w2}	-	Přepočtový koeficient hmotnosti paliva se střední vlhkostí na palivo skutečné
q ₅	kJ/kg	Ztrátové teplo do okolí
q _{pr}	kJ/kg	Teplo odváděné práškem
q _{sm}	kJ/kg	Teplo odváděné sušícím médiem
q _{výp}	kJ/kg	Teplo potřebné na odpaření vlhkosti paliva
q _{fvz}	kJ/kg	Citelné teplo přisátým vzduchem
q _{mech}	kJ/kg	Teplo vznikající při mletí
q _{sm}	kJ/kg	Citelné teplo sušícího média na vstupu do mlýnice
q _{pal}	kJ/kg	Citelné teplo paliva
Q ₅	kW	Ztráta tepla do okolí
Q _{i^r}	kJ/kg	Výhřevnost paliva
Q _{p^p}	kJ/kg	Teplo přivedené do kotle
q _s	MW/m ²	Průřezového zatížení ohniště
q _v	kW/m ³	Objemové zatížení ohniště

Návrh mlýnského okruhu kotle PK 4S v Teplárně Košice

Symbol	Rozměr	Význam
Q_{VZ}	kJ/kg	Teplo přivedené do kotle se spalovacím vzduchem
r_{H_2O}	-	Objemová část vodní páry ve spalínách
r_{SP}	-	Objemová část tříatomových plynů ve spalínách
s	m	Účinná tloušťka sálové vrstvy
S_d	m^2	Plocha ústí hadice dohořivacího vzduchu
S^{daf}	%	Obsah síry v hořlavíně
S_h	m^2	Plocha ústí jednoho hořáku
S_h	m^2	Plocha celku hořáku
S_o	m^2	Plocha průřezu ohniště
S^r	%	Obsah síry v hrubém vzorku
S_s	m^2	Plocha ústí jedné hubice sekundárního vzduchu
S_{st}	m^2	Celkový povrch stěn ohniště
$S_{ús}$	m^2	Účinná sálová plocha stěn ohniště
S_{Δ}	m^2	Obsah vybrání rohu spalovací komory vlivem konstrukce hořáku
t''	$^{\circ}\text{C}$	Teplota sušícího vzduchu na vstupu do mlýnice
t''	$^{\circ}\text{C}$	Teplota primární směsi za třídičem
t_a	$^{\circ}\text{C}$	Teplota měknutí popela
t_k	$^{\circ}\text{C}$	Teplota spalín na výstupu z kotle
t_{ok}	$^{\circ}\text{C}$	Teplota spalín na konci ohniště
t_{pl}	$^{\circ}\text{C}$	teoretická teplota plamene
t_s	$^{\circ}\text{C}$	Teplota škváry na výstupu z kotle
t_u	$^{\circ}\text{C}$	Teplota uhlí
v_h	m	Výška ústí hořáku
v_h	m	Výška celku hořáku
V_{ml}	m^3/kg	Ventilace mlecího okruhu
V_o	m^3	Aktivní objem ohniště
v_s	m	Výška ústí hubice sekundárního vzduchu
V_{ZS}	m^3/s	Objemový tok zapalovací směsi
W_{hyg}	%	Hygroskopická vlhkost uhlí
W_m	%	Vlhkost uhlí před mlýnem
W_{pr}	%	Vlhkost uhelného prášku vystupujícího z mlýna
w_{PS}	m/s	Rychlost primární směsi
W^r	%	Obsah vody v hrubém vzorku
$W_{stř}$	%	Střední vlhkost paliva
w_{SV}	m/s	Rychlost sekundárního vzduchu a dohořivacího vzduchu
w_{ZS}	m/s	Rychlost zapalovací směsi
X_s	%	Procento popela ve škváře
$X_{ú}$	%	Procento popela v úletu
y_h	-	Koeficient tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště
Z	%	Suma ztrát kotle
Z_{90}	%	Zbytek zkoušeného paliva na síti 90 μm
Z_c	%	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{co}	%	Ztráta chemickým nedopalem
Z_{cs}	%	ztráta hořlavinou ve škváře
$Z_{cú}$	%	Ztráta hořlavinou v popílku
Z_f	%	Ztráta citelným teplem tuhých zbytků
Z_{fs}	%	Ztráta citelným teplem škváry
$Z_{fú}$	%	Ztráta citelným teplem popílku
Z_k	%	Ztráta citelným teplem spalín
Z_{so}	%	Ztráta sdílením tepla do okolí
α_0	-	Součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště
α_1	-	Primární vzduch
α_2	-	Sekundární vzduch
α_d	-	Dohořivací vzduch

Symbol	Rozměr	Význam
α_{ch}	-	Chladící vzduch
α_k	-	Součinitel přebytku vzduchu na konci kotle
β	-	Součinitel přebytku vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu
δ	-	Koeficient vyjadřující podíl tepelného toku výstupním průřezem
Δh	-	Korekční součinitel výšky hořáků
ΔW	kg/kg	Hmotnost odpařené vlhkosti
$\Delta\alpha_0$	-	Zvětšení součinitele přebytku vzduchu vlivem netěsnosti ohniště
$\Delta\alpha_{ml}$	-	Zvětšení součinitele přebytku vzduchu vlivem přísávání v mlýnici
η_k	%	Účinnost kotle
κ_1	-	Parametr závislý na druhu paliva
κ_2	-	Parametr závislý na způsobu spalování
μ	g/Nm ³	Koncentrace popílku ve spalinách
ν	-	Konverzní poměr přeměny dusíku obsaženého v palivu na oxidy dusíku ve spalinách
ξ	-	Součinitel zanesení stěn ohniště
ρ_{H_2O}	kg/m ³	Hustota vodní páry
ρ_{VZ}	kg/m ³	Hustota vzduchu
φ	-	Součinitel uchování tepla